

В

ДЛЯ ВУЗОВ

*Р.Д.Зенков
И.И.Ивашков
Л.Н.Колобов*

МАШИНЫ
НЕПРЕРЫВНОГО
ТРАНСПОРТА

• МАШИНОСТРОЕНИЕ •

В

ДЛЯ ВУЗОВ

*Р.Л.Зенков, И.И.Ивашков,
Л.Н.Колобов*

МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

*Издание второе,
переработанное и дополненное*

*Допущено Министерством
высшего и среднего специального образования СССР
в качестве учебника для студентов вузов,
обучающихся по специальности
"Подъемно-транспортные машины и оборудование"*



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1987

ББК 39.9
3-56
УДК 621.867 (075.8)

Рецензенты: кафедра «Подъемно транспортные машины и роботы»
Уральского политехнического института им. С. М. Кирова,
д-р техн. наук, проф. С. А. Джиенкулов

- Зенков Р. Л. и др.**
3-56 **Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование»/Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов, — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1987. — 432 с.: ил.**

(В пер.): 1 р. 30 к.

Рассмотрены основные вопросы теории, расчета, конструирования и эксплуатации конвейеров всех типов, эскалаторов, вращающихся транспортирующих труб и гравитационных устройств, пневматических и гидравлических транспортных устройств, а также вспомогательных устройств (буферов, затворов питателей).

Во втором издании (1-е изд. 1980 г.), написанном в соответствии с новой программой, приведены современные методы расчета, включающие построение алгоритмов для составления программ ЭВМ и автоматизированного проектирования машин.

3 $\frac{3601030009-086}{038(01)-87}$ 86-87

ББК 39.9

© Издательство «Машиностроение», 1980
© Издательство «Машиностроение», 1987, с изменениями

В «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года» поставлена задача существенного увеличения производства средств механизации и автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ в целях значительного сокращения сферы применения ручного, малоквалифицированного и тяжелого физического труда. К таким средствам относятся машины непрерывного транспорта. В отличие от подъемно-транспортных машин периодического действия, изучаемых в курсах «Грузоподъемные машины» и «Специальные краны», они перемещают груз непрерывным потоком без остановок для загрузки и разгрузки с совмещением времени рабочего и обратного (холостого) движений грузонесущего элемента. Благодаря этому производительность машин непрерывного транспорта выше производительности не только подъемно-транспортных машин периодического действия, но и современных транспортных средств других видов.

Машины непрерывного транспорта перемещают груз по заранее определенной трассе. Это облегчает совмещение транспортирования с распределением грузов по заданным пунктам, накоплением и складированием их, выполнением в необходимом ритме технологических операций с грузами (механической обработки, сборки, сортирования окраски, сушки и т. д.).

Машины непрерывного транспорта получили широкое применение в различных отраслях народного хозяйства, а их основные элементы — тяговые и грузонесущие — используют в качестве подающих и транспортирующих частей сельскохозяйственных, строительно-дорожных, полиграфических и других машин. Особенно перспективно использование машин непрерывного транспорта в составе транспортно-перегрузочных и транспортно-складских систем гибких автоматизированных производств.

Отечественное машиностроение обеспечивает производство и поставку практически всех основных видов машин непрерывного транспорта. В их создание и развитие внесли вклад многие научно-исследовательские и конструкторские коллективы (ГПКИ «Союзпроммеханизация», ВНИИПТмаш, Гипроуглемаш и др.), а также вузы страны (МВТУ им. Н. Э. Баумана, Ленинградский политехнический, Московский, Днепропетровский и Донецкий горные институты и др.).

Курс «Машины непрерывного транспорта» является основным при подготовке инженеров по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование». В основу его формирования положены капитальные труды по конвейерам, написанные в годы первой пятилетки А. О. Сливаковским и П. С. Козьминым. В последующие годы этот курс непрерывно совершенствовался с учетом достижений отечественного и мирового конвейеростроения.

Литература по машинам непрерывного транспорта обширна. Наряду с книгой А. О. Сливаковского и В. К. Дьячкова «Транспортирующие машины», используемой в качестве учебного пособия по курсу «Машины непрерывного транспорта», изданы книги по многим видам машин непрерывного транспорта. Основное внимание в этих работах уделено описанию конструкций машин.

В настоящем учебнике наряду с описанием устройства и принципов действия современных машин непрерывного транспорта большое внимание уделено их теории, вопросам конструирования и современным методам расчета.

**1.1. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ МАШИН
НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА,
ТРАНСПОРТИРУЕМЫЕ ГРУЗЫ**

**1.1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И НАПРАВЛЕНИЯ
РАЗВИТИЯ МАШИН**

К машинам непрерывного транспорта относятся конвейеры, установки гидро- и пневмотранспорта (для перемещения грузов в несущей среде). Особую группу составляют работающие совместно с ними вспомогательные устройства: питатели, весы, погрузочные машины, бункера, дозаторы и др.

Основное назначение машин непрерывного транспорта — перемещение грузов по заданной трассе. Одновременно с этим они могут распределять грузы по заданным пунктам, складировать их, накапливая в обусловленных местах, перемещать по технологическим операциям и обеспечивать необходимый ритм производственного процесса.

Машины непрерывного транспорта классифицируют по области применения, по способу передачи перемещаемому грузу движущей силы, по характеру приложения движущей силы и конструкции, по роду перемещаемых грузов, по назначению и положению на производственной площадке [10].

В зависимости от области применения различают машины общего назначения и специальные. Первые применяют во многих отраслях народного хозяйства (например, ленточные конвейеры общего назначения), а вторые — в какой-либо одной отрасли (например, подземные скребковые конвейеры в горной промышленности).

По способу передачи перемещаемому грузу движущей силы различают машины, действующие при помощи механического привода (электрического, гидравлического, пневматического), самотечные (гравитационные) устройства, в которых груз перемещается под действием собственной силы тяжести, устройства пневматического и гидравлического транспорта, в которых движущей силой являются соответственно поток воздуха или струя воды.

По характеру приложения движущей силы и конструкции машины непрерывного транспорта разделяют на машины с тяговым элементом (лентой, цепью, канатом и др.) для передачи движущей силы и без него.

Тяговый элемент имеют ленточные, пластинчатые, скребковые, ковшовые, люлечные конвейеры и элеваторы. К машинам без тягового элемента относятся винтовые, инерционные, роликовые и

шаговые конвейеры, а также транспортирующие вращающиеся трубы.

По роду перемещаемых грузов различают машины для транспортирования насыпных материалов (ленточные, пластинчатые, ковшовые, скребковые, винтовые конвейеры, ковшовые элеваторы, транспортирующие трубы), штучных грузов (ленточные, пластинчатые, тележечные, люлечные, подвесные, роликовые, шаговые конвейеры, люлечные и полочные элеваторы) и пассажиров (ленточные и пластинчатые конвейеры, эскалаторы).

По назначению и положению на производственной площадке различают машины стационарные, подвижные-распределительные, с собственным попеременно возвратным точно фиксированным движением («челноковые»), переставные (переставляемые по мере изменения мест выработки в шахте или карьере), переносные и передвижные.

Переносные и передвижные конвейеры относятся к погрузочным машинам, которые включают также заборный элемент — питатель, позволяющий непосредственно брать насыпной груз из штабеля без применения физического труда рабочих. Погрузочные машины предназначены для механизации операций погрузки насыпных и штучных грузов в средства железнодорожного, автомобильного, водного и воздушного транспорта, для разгрузочных операций.

Передвижные конвейеры отличаются от переносных наличием ходовых колес или гусениц. Переносные ленточные конвейеры аналогичны стационарным, но по конструктивному исполнению отличаются от них облегченными сборочными единицами, уменьшенными диаметрами барабанов и роликов. Для работы в трюмах судов со штучными грузами применяют переносные пластинчатые конвейеры, составленные из секций длиной 3 ... 6 м. Для создания сложных трасс можно использовать криволинейные секции с углами поворота 45, 60 и 90°.

Современное развитие всех отраслей промышленности, задачи повышения производительности труда и снижения стоимости продукции предопределяют и обуславливают следующие основные направления развития машин непрерывного транспорта:

- 1) создание конвейеров для бесперегрузочного транспортирования грузов по трассам большой протяженности;
- 2) повышение производительности конвейеров;
- 3) повышение надежности машин и упрощение их обслуживания в тяжелых условиях эксплуатации;
- 4) автоматизация управления машинами и комплексными системами машин, в том числе с применением ЭВМ;
- 5) снижение металлоемкости, массы и уменьшение габаритных размеров машин;
- 6) создание новых машин, основанных на перспективных методах транспортирования (на магнитном и воздушном подвесе

грузонесущего элемента, с приводом от линейных асинхронных двигателей и т. п.);

7) улучшение условий труда обслуживающего персонала и производственных рабочих, исключение возможности потерь транспортируемого груза, полная герметизация транспортирующих устройств и изоляция от окружающей среды пылевидных, горючих и химически агрессивных грузов; снижение шума при работе машины;

8) унификация и нормализация оборудования с одновременным увеличением его типоразмеров на базе единых унифицированных узлов.

1.1.2. ОСНОВЫ ВЫБОРА МАШИН

Одну и ту же транспортную операцию обычно могут выполнить различные машины непрерывного транспорта. Основными критериями выбора машины непрерывного транспорта являются удовлетворение комплексу заданных технических требований и технико-экономическая эффективность ее применения. При этом необходимо учитывать свойства транспортируемых грузов; расположение пунктов загрузки и разгрузки, а также расстояние между ними; производительность машины; требуемую степень автоматизации производственного процесса, обслуживаемого транспортной установкой; способ хранения груза в пункте загрузки (в бункерах, штабелях, на стеллажах и т. п.) и характеристику устройства, принимающего груз (конвейера, бункера, технологической машины, робота и т. п.); характеристику места установки машины (на открытой местности, в отопляемом или неотапливаемом помещении); конфигурацию трассы и возможность ее изменения при работе ГПС (гибких производственных систем); требования техники безопасности; обеспечение показателей надежности.

После выбора возможных вариантов машин производят их технико-экономический анализ. При этом определяют капитальные затраты на создание (приобретение) и установку машин; эксплуатационные расходы и себестоимость 1 т груза; численность и производительность рабочих, занятых на погрузочно-разгрузочных работах, сроки окупаемости капитальных затрат.

Выбранные варианты машин сравнивают по приведенным расходам:

$$E' = C_k/10 + C_p, \quad (1.1)$$

где C_k — капитальные затраты на приобретение и установку машины с учетом транспортных расходов и стоимости монтажа оборудования, причем последнюю принимают равной приблизительно 18 % стоимости оборудования; коэффициент, равный 10, называется временным и характеризует нормативный срок окупаемости капитальных затрат; C_p — годовые эксплуатационные расходы.

1.1.3. НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Надежностью машины называется ее свойство сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые

функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования. Надежность машин включает их безотказность, долговечность, ремонтпригодность.

Под *безотказностью* понимают свойство машины непрерывно сохранять работоспособность в течение некоторого определенного времени. Основными показателями безотказности являются вероятность безотказной работы $P(t_0)$ в интервале времени от 0 до t_0 , средняя наработка на отказ и интенсивность отказов.

Вероятность безотказной работы системы машин

$$P(t_0)_c = \prod_{i=1}^n P(t_0)_i, \quad (1.2)$$

где $P(t_0)_i$ — вероятность безотказной работы отдельной i -й машины; n — число машин.

Долговечностью называют свойство машины сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонтов; к основным показателям долговечности относятся средние ресурс и срок службы, γ -процентный ресурс и срок службы.

Средний срок службы стационарных ленточных конвейеров составляет 8 лет; передвижных несамоходных с переменным углом наклона — 5 лет и переставных для карьеров — 4 года; ковшовых элеваторов — 8 лет. Средний ресурс до первого капитального ремонта подвесных грузонесущих и роликовых неприводных конвейеров составляет 12 000 ч; тележечных, пластинчатых и роликовых приводных — 10 000 ч, вибрационных и винтовых — 8000 ч. Средний срок службы конвейерных лент при транспортировании неабразивных мелкофракционных грузов достигает 20 000 ч и снижается до 8000 ч при перемещении крупнокусковой руды.

Ремонтпригодность — приспособленность машины к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания. Ремонтпригодность характеризуется вероятностью восстановления работоспособного состояния машины в заданное время и средним временем восстановления T_v .

Основной комплексный показатель надежности — коэффициент готовности машины

$$K_g = T_0 / (T_0 + T_v), \quad (1.3)$$

где T_0 — наработка на отказ.

Коэффициент готовности системы машин

$$K_g = \prod_{i=1}^n K_{gi}, \quad (1.4)$$

где K_{gi} — коэффициент готовности i -й машины; n — число машин.

Нормативный минимальный коэффициент готовности для вибрационных и роликовых неприводных конвейеров равен 0,98, для подвесных грузонесущих 0,975, для ленточных стационарных и передвижных, пластинчатых, винтовых, тележечных, роликовых приводных конвейеров и ковшовых элеваторов 0,96, для ленточных переставных карьерных конвейеров 0,9.

1.1.4. УСЛОВИЯ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ КОНВЕЙЕРОВ

При выборе типов и параметров конвейеров необходимо учитывать условия их работы и режим эксплуатации.

Условия работы конвейеров определяются числом часов работы в сутки и дней работы в году, характеристикой места установки, температурой окружающей среды, влажностью или запыленностью воздуха (табл. 1.1 и 1.2).

Режимы работы учитывают при расчете элементов конвейеров на прочность и долговечность. Различают пять режимов работы: весьма легкий (ВЛ), легкий (Л), средний (С), тяжелый (Т) и весьма тяжелый (ВТ), которые определяются сочетанием классов использования конвейеров по времени (В), производительности (П), грузоподъемности (Н) и натяжению гибкого органа (Ц) (табл. 1.3).

Классы использования конвейеров по времени характеризуются продолжительностью их работы в сутки или в год:

Класс использования конвейера по времени	В1	В2	В3
Время фактической работы конвейера, ч:			
в сутки	До 5	От 5 до 7	От 7 до 16
в год	До 1600	От 1600 до 2500	От 2500 до 4000
Класс использования конвейера по времени	В4	В5	
Время фактической работы конвейера, ч:			
в сутки	От 16 до 24	24	
в год	От 4000 до 6300	От 6300 до 8000	

Классы использования конвейера по производительности характеризуются общим коэффициентом загрузки $K_{\Pi} = Q_c / Q_{\max}$, где Q_c и Q_{\max} — средняя и максимальная производительности конвейера:

Класс использования конвейера по производительности	П1	П2	П3
Коэффициент K_{Π}	До 0,25	Св. 0,25 до 0,63	Св. 0,63 до 1

Класс использования конвейера по грузоподъемности характеризуется отношением максимальной фактической нагрузки на грузонесущий орган к его номинальной грузоподъемной силе. К классу П1 относятся конвейеры, для которых это отношение не выше 0,5, к классу П2 — от 0,5 до 0,63, к классу П3 — от 0,63 до 1.

Условия работы конвейера в зависимости от характеристики его установок

Условия работы конвейера	Характеристика места установки
Легкие	Чистое, сухое, отопляемое, хорошо освещенное помещение; отсутствует абразивная пыль; конвейер доступен для обслуживания, осмотра и ремонта
Средние	Отопляемое помещение; небольшое количество абразивной пыли; временами влажный воздух; средние освещенность и доступность для обслуживания
Тяжелые	Неотопляемое помещение; возможны большое количество абразивной пыли или повышенная влажность воздуха; плохая освещенность и доступность для обслуживания
Весьма тяжелые	Очень пыльная атмосфера и наличие факторов, вредно влияющих на работу конвейера

Примечание. Хорошая освещенность помещения не влияет непосредственно на условия работы конвейера, но она способствует обслуживанию, наблюдению и ремонту, поэтому и отражена в таблице.

Класс использования конвейера по нагружению (натяжению) тягового элемента определяется в зависимости от отношения максимального фактического натяжения к допускаемому. Для конвейеров класса Ц1 это отношение составляет не более 0,63, класса Ц2 — от 0,63 до 0,8, для класса Ц3 — от 0,8 до 1.

Классы использования конвейеров по грузоподъемности и нагружению тягового элемента при неравномерном его натяжении

1.2. Дополнительные параметры, определяющие условия работы конвейера

Параметр	Условия работы			
	легкие	средние	тяжелые	весьма тяжелые
Время работы в сутки, ч	До 6	6 ... 12	12 ... 18	Св. 18
Свойства груза:				
насыпная плотность, т/м ³	До 0,6	0,6 ... 1,1	1,1 ... 2,0	Св. 2,0
размер куска, мм	До 20	20 ... 60	60 ... 160	Св. 160
абразивность и коррозионность	Нет	Средние	Средние	Повышенные
Влажность воздуха, %	До 50	50 ... 65	65 ... 90	Св. 90
Запыленность воздуха, мг/м ³	До 10	10 ... 100	100 ... 150	Св. 150
Температура окружающей среды, °С	+5 ... +25	0 ... +30	-20 ... +30	-40 ... +40

Примечание. Если условия работы по табл. 1.1 и 1.2 не совпадают, то следует принимать более тяжелые. Например, если определенные по табл. 1.1 условия относятся к легким, а работа длится более 18 ч, то следует считать, что конвейер работает в весьма тяжелых условиях.

1.3. Режимы работы конвейеров в зависимости от классов их использования

Режим работы	Класс использования конвейера			
	по времени	по производительности	по грузоподъемности	по натяжению тягового элемента
ВЛ	В1	П1, П2	Н1, Н2	Ц1
Л	В1 В2	П3 П1, П2	Н3 Н1, Н2	Ц2 Ц1, Ц2
С	В3	П1, П2	Н1, Н2	Ц1, Ц2
Т	В4 В5	П1, П2 П1	Н1, Н2 Н1	Ц1, Ц2 Ц1
ВТ	В5	П2, П3	Н2, Н3	Ц2, Ц3

характеризуются также коэффициентами эквивалентной загрузки $K_{\text{экр}}$ и натяжения $K'_{\text{экр}}$:

$$K_{\text{экр}} = \frac{1}{F} \sqrt{\frac{1}{T_{\text{ц}}} \sum_{i=1}^n F_i^2 t_i} \quad (1.5)$$

$$K'_{\text{экр}} = \frac{1}{S_{\text{доп}} T_{\text{ц}}} \sum_{i=1}^n S_i t_i \quad (1.6)$$

где F_i — фактическая нагрузка на грузонесущий элемент на i -м участке трассы; t_i — время движения грузонесущего элемента с нагрузкой F_i ; F — расчетная нагрузка на грузонесущий элемент; $T_{\text{ц}}$ — время одного полного цикла (кругооборота конвейера); n — число расчетных участков трассы; S_i — натяжение тягового элемента на i -м участке трассы; t'_i — время действия натяжения S_i ; $S_{\text{доп}}$ — допустимое натяжение тягового элемента.

К классу Н1 относятся конвейеры, для которых $K_{\text{экр}} \leq 0,25$, к классу Н2 — $0,25 < K_{\text{экр}} \leq 0,5$, к классу Н3 — $0,5 < K_{\text{экр}} \leq 0,8$.

Класс Ц1 включает конвейеры, для которых $K'_{\text{экр}} \leq 0,16$; класс Ц2 — $0,16 < K'_{\text{экр}} \leq 0,32$; класс Ц3 — $0,32 < K'_{\text{экр}} \leq 0,63$ [6].

1.1.5. ТРАНСПОРТИРУЕМЫЕ ГРУЗЫ

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

Штучные грузы. Размеры штучных грузов колеблются в широких пределах: от нескольких сантиметров (почтовые отправления)

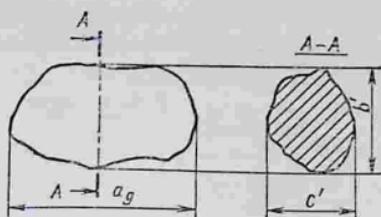


Рис. 1.1. Размеры частицы сыпного груза

0,027, сосновых и березовых поленьев по стали 0,61, основных поленьев по стали 0,49, пиломатериалов по стали 0,55 ... 0,65, а по дереву (вдоль волокна) 0,62. К свойствам штучных грузов относятся хрупкость (например, изделий из стекла); возможность перекатывания из-за округлости формы (арбузы); загрязненность, склонность к пылению (мешки с цементом); взрыво- и пожароопасность (бочки с горючим); наличие острых выступов, повреждающих конвейерную ленту; наличие опорной плоскости или опорных ребер; устойчивость в транспортном положении и т. п.

Насыпные грузы. Насыпные грузы (цемент, руда и т. п.) состоят из частиц (кусков) различной формы. Основными свойствами, характеризующими груз как сыпучую среду, являются крупность частиц, насыпная плотность, сыпучесть, коэффициент внешнего трения (табл. 1.4).

Крупность частицы определяется ее наибольшим размером (длиной) $a_d \geq b' \geq c'$ (рис. 1.1).

Насыпные грузы состоят из частиц обычно неправильной формы и разделяются на рядовые и сортированные. Для рядовых грузов $a_{\max}/a_{\min} \geq 2,5$ (где a_{\max} и a_{\min} — максимальный и минимальный размеры частиц), для сортированных $a_{\max}/a_{\min} \leq 2,5$.

Насыпные грузы характеризуются размером a' типичного куска. Для сортированных грузов за типичный кусок принимают средний по размерам:

$$a' = (a_{\min} + a_{\max})/2, \quad (1.7)$$

для рядовых грузов

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

Для рядовых грузов размер a' определяют в зависимости от содержания A_n , %, в пробе кусков размером $0,8a_{\max} \dots a_{\max}$. При $A_n \geq 10\%$, $a' = a_{\max}$; при $A_n < 10\%$ $a' = 0,8a_{\max}$.

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

до нескольких метров (лесоматериалы, прокат), а масса их — от долей килограмма до десятков тонн.

Важной характеристикой штучных грузов является коэффициент внешнего трения, который при трении кирпича по стали составляет 0,53, чугунной отливки по стали 0,57, стальных изделий по льду

1.4. Характеристика насыпных грузов

Груз	Насыпная плотность ρ , т/м ³	Коэффициент внутреннего трения f	Материал поверхности трения	Коэффициент внешнего трения f_n	K_y	τ_0 , Па
Апатит порошкообразный	1,58 ... 1,7	0,6 ... 0,65	Сталь	0,58	1,2	50
			Дерево	0,60		
			Резина	0,63		
			Бетон	0,55		
Гипс Глинозем порошкообразный	0,81 ... 1,6 0,9 ... 1,07	0,58 ... 0,82 0,54 ... 0,56	Сталь	0,61 ... 0,78	4,5	— 10 ... 80
			»	0,42 ... 0,54		
			Дерево	0,45 ... 0,53	1,2	
			Резина	0,46 ... 0,48		
Гравий Земля формовочная Зола Известняк Кокс Концентрат нефелиновый Мука Опилки древесные Песок	1,5 ... 2 0,84 ... 1,3 0,4 ... 0,9 1,19 ... 2 0,36 ... 0,53 1,1 ... 1,26	0,49 ... 1,0 0,58 ... 0,73 0,84 ... 1,2 0,57 ... 1,26 0,52 ... 1,19 0,6 ... 0,85	Сталь	0,58 ... 1,0	—	— 300 — До 100 — 100 ... 200 50 30 ... 360
			»	0,46 ... 0,71		
			»	0,6 ... 0,85	1,7	
			Дерево	0,7		
Сталь	0,47 ... 0,53	1,2	—			
»	0,3 ... 0,68					
»	0,49 ... 0,65	1,1	50			
»	0,39 ... 0,83					
»	0,32 ... 0,8	1,3	30 ... 360			
Резина	0,46 ... 0,56					
Бетон	0,58 ... 0,84	1,2	—			
Резина	0,63					
Соль поваренная Торф	0,72 ... 1,85 0,29 ... 0,8	0,57 ... 1,2 0,62 ... 1,19	Сталь	0,45 ... 0,75	—	—
			Дерево	0,35 ... 0,80		
Уголь каменный	0,6 ... 0,95	0,51 ... 1,0	Сталь	0,29 ... 0,84	1,2	До 100
			Дерево	0,84 ... 1,00		
			Резина	0,55 ... 0,70		
			Бетон	0,5 ... 0,90		
Цемент	0,9 ... 1,6	0,5 ... 0,84	Сталь	0,30 ... 0,65	1,2	До 150
			Дерево	0,30 ... 0,40		
			Резина	0,64		
			Бетон	0,58		
Шлак	0,6 ... 1,0	0,56 ... 1,19	Сталь	0,4 ... 1,19	1,3	—
			Дерево	0,3		
			Резина	0,46 ... 66		

Распределение кусков по крупности (гранулометрический состав грузов) определяют методом ситового анализа: взятую пробу пропускают через различные сита с постепенно уменьшающимися отверстиями и получают различные фракции. Рядовой насыпной груз представляет собой смесь фракций различной крупности. Грузы, содержащие только пылевидные и порошкообразные фракции, называются мелкофракционными.

Для определения гранулометрического состава из массы насыпного груза берут пробу в разных частях штабеля. Масса вычерпываемых порций зависит от крупности типичных кусков



Рис. 1.2. График гранулометрического состава насыпного груза:
— рядового; - - - сортированного

(частиц) груза и растет с увеличением крупности: для мелкофракционных грузов масса пробы равна 1, для мелкокусковых 2, для среднекусковых 3 ... 4 и для крупнокусковых не менее 5 кг.

Такие же по размеру порции берут из потока движущегося груза, причем входное отверстие приемного сосуда должно полностью охватывать поперечное сечение потока. Отобранные порции груза перемешивают способом кольцевания, названным так потому, что

вначале все порции укладывают в виде широкого кольца на горизонтальный помост. Затем операторы перебрасывают порции груза в центр кольца, образуя общую коническую кучу (при большом объеме работы эта операция может выполняться одноковшовым погрузчиком). Груз из конической кучи снова раздвигают и формируют в виде первоначального кольца. Процесс повторяют не менее трех раз.

Сокращают пробу способами квартования или вычерпывания. При квартовании коническую кучу делят доской на четыре сектора: два противоположных сектора удаляют, а два оставшихся соединяют в общую коническую кучу. Процесс повторяется до тех пор, пока не будет достигнут требуемый объем пробы. Вычерпывание применяют при взятии пробы мелкофракционных материалов. Оно заключается в следующем: отобранную пробу распределяют ровным слоем по горизонтальному настилу и с помощью рейки на поверхность слоя наносят квадратную сетку. Из каждого квадрата берут небольшую порцию груза по всей толщине слоя и из этих порций составляют пробу. Если объем пробы велик, то процесс вычерпывания повторяют; такая сложная операция проводится для случаев, когда в штабель открытого склада поступают партии груза с заведомо неодинаковым гранулометрическим составом.

При просеивании насыпного груза через ряд сит часть пробы, прошедшая через сито, называется выходом снизу, а часть, оставшаяся на сите, — выходом сверху. По данным ситового анализа строят график, характеризующий состав насыпного груза по крупности кусков (рис. 1.2).

Насыпной плотностью ρ груза называется масса его частиц в 1 м^3 занимаемого объема. Насыпная плотность колеблется для разных грузов в очень широких пределах: от $0,08 \text{ г/м}^3$ (для порошкообразной пробы) до $2,4 \text{ т/м}^3$ (для железной руды) и более;

грузы плотностью $\rho < 0,6 \text{ т/м}^3$ называют легкими, плотностью $0,6 < \rho \leq 1,1$ — средними, плотностью $1,1 < \rho \leq 2$ — тяжелыми и плотностью $\rho > 2 \text{ т/м}^3$ — весьма тяжелыми.

Различают плотность груза свободно насыпанного и уплотненного. Плотность свободно насыпанного груза определяют с помощью мерного сосуда 1 (рис. 1.3) со штырем 2, вокруг которого может поворачиваться рамка 3. Высота сосуда равна двум его внутренним диаметрам, а высота рамки — $\frac{1}{3}$ высоты сосуда. При определении насыпной плотности кусковых грузов диаметр сосуда должен не менее чем в 10 раз превышать размер типичных кусков груза. Поворотную рамку устанавливают так, чтобы ее стенки являлись продолжением стенок сосуда. В сосуд насыпают груз до верха рамки, последнюю поворачивают вокруг штыря, и она срезает излишек груза. Оставшийся в сосуде груз взвешивают и определяют его плотность по формуле

$$\rho = M_1/V_1,$$

где M_1 — масса груза в сосуде, кг; V_1 — объем сосуда, м^3 .

Для определения плотности динамически уплотненного груза мерный сосуд устанавливают на вибрационный стол и заполняют грузом до верха рамки 3. При включении вибрационного стола уровень груза в рамке постепенно снижается. В рамку добавляют груз до тех пор, пока снижение уровня не прекратится. Затем вибрационный стол выключают и поворотом рамки 3 срезают излишек груза. Дальше действуют так же, как при определении плотности свободно насыпанного груза.

Отношение плотности ρ_y динамически уплотненного груза к плотности груза, свободно насыпанного, называется коэффициентом уплотнения:

$$K_y = \rho_y/\rho. \quad (1.8)$$

Плотностью насыпного груза называется средняя плотность (удельная масса) его твердых частиц. Для ее определения взвешивают порцию насыпного груза и смешивают с жидкостью определенного объема, смачивающей, но не растворяющей груз. Затем находят объем полученной суспензии. Плотность определяют по формуле

$$\rho_t = M_{гр}/(V_c - V_{ж}),$$

где $M_{гр}$ — масса порции груза, кг; V_c и $V_{ж}$ — объемы суспензии и жидкости, м^3 .

Сыпучесть грузов характеризуется зависимостью предельных касательных напряжений τ' от нормального напряжения σ в толще груза (рис. 1.4), которую строят по результатам испытаний насыпных грузов на трибометре (рис. 1.5). Желоб 5 и рамку 3 заполняют грузом; порцию материала, лежащую в рамке 3, при-

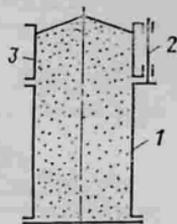


Рис. 1.3. Мерный сосуд

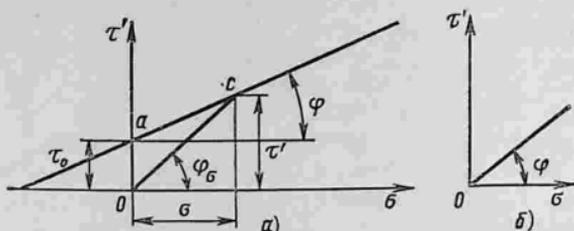


Рис. 1.4. Зависимость предельного касательного напряжения τ' от напряжения σ в толще груза:

a — для связных (плехосыпучих) грузов; *б* — для идеально сыпучих грузов

жимают к материалу в желобе *б* прижимными пластинами *2*. Рамка катками *6* опирается на направляющие *1*. Она соединена с грузовой чашкой *4* шнуром, перекинутым через отклоняющий блок. На грузовую чашку ставят гири. Под их тяжестью рамка движется, и происходит срез материала.

Напряжения σ и τ' , необходимые для построения графика (см. рис. 1.4), вычисляют по формулам

$$\sigma = G_M/F_c; \quad \tau' = (T_c - T_p)/F_c,$$

где G_M — суммарный вес прижимных пластин и материала в подвижной рамке; F_c — площадь среза; T_c — сила сдвига (см. рис. 1.5); T_p — сопротивление подвижной рамки.

По опытным значениям σ и τ' строят прямую *ac* предельных касательных напряжений (см. рис. 1.4, *a*), которая в общем случае пересекает ось координат выше точки *O*, что характеризует связность груза. Отрезок *Oa* определяет начальное сопротивление сдвигу τ_0 . Для идеально сыпучих грузов $\tau_0 = 0$ (см. рис. 1.4, *б*). Угол φ называется углом внутреннего трения, а тангенс этого угла — коэффициентом внутреннего трения ($\operatorname{tg} \varphi = f$).

Начальное сопротивление сдвигу растет при повышении пленочной влажности мелкофракционных грузов; при верхнем пределе пленочной влажности начальное сопротивление влажного груза во много раз больше, чем начальное сопротивление того же груза в сухом состоянии. Например: апатитовый концентрат

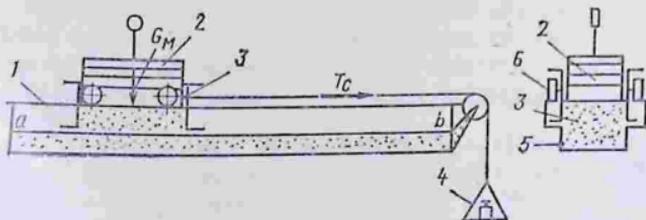


Рис. 1.5. Схема трибометра

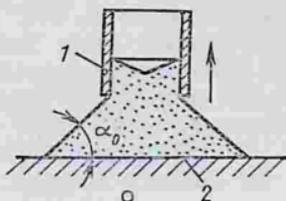


Рис. 1.6. Определение угла естественного откоса груза

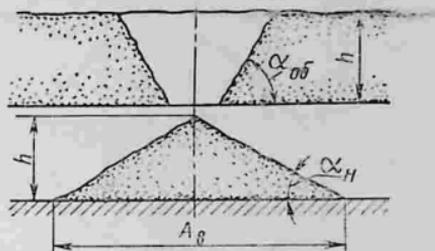


Рис. 1.7. Углы насыпания и обрушения

при влажности 1,5 % имеет $\tau_0 = 500$ Па, а в сухом состоянии $\tau_0 = 5$ Па.

Для хорошо сыпучих грузов, содержащих мелкие фракции, в сухом состоянии $\tau_0 = 0$, а в увлажненном $\tau_0 = 150 \dots 400$ Па и более. Если груз не содержит пылевидных и порошкообразных фракций, то увлажнение не вызывает повышения связности.

Угол φ_0 (см. рис. 1.4), образованный линией Oc с осью абсцисс, называется углом внутреннего сдвига, а его тангенс — коэффициентом внутреннего сдвига f_0 :

$$f_0 = \operatorname{tg} \varphi_0 = f + \tau_0/\sigma. \quad (1.9)$$

Сыпучие материалы, у которых прямая предельных касательных напряжений проходит через начало координат O (см. рис. 1.4, б), называют идеально сыпучими, другие — связными. Для идеально сыпучих грузов коэффициент внутреннего сдвига равен коэффициенту внутреннего трения, т. е. $f_0 = f$, что следует из уравнения (1.9), если в него подставить $\tau_0 = 0$.

Для идеально сыпучих грузов угол внутреннего трения φ равен углу естественного откоса α_0 , который может быть определен способом, показанным на рис. 1.6. Цилиндр I ставят на плоскость 2 и доверху наполняют грузом. Затем цилиндр медленно поднимают, при этом находящийся в нем груз располагается под углом естественного откоса α_0 . Для связных грузов угол естественного откоса больше, чем угол внутреннего трения, и зависит от способа формирования откоса: при насыпании сверху образуется угол насыпания α_n (рис. 1.7), а при обрушении — угол обрушения $\alpha_{об}$. При этом

$$\operatorname{tg} \alpha_n = f + \frac{\tau_0}{h\rho g} = \frac{f}{2} + \sqrt{\frac{f^2}{4} + \frac{2\tau_0}{A_b\rho g}}; \quad (1.10)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{об} = \frac{h/\rho g}{h\rho g - 4,7\tau_0 \sqrt{f}}, \quad (1.11)$$

где h — высота откоса; g — ускорение свободного падения; A_b — основание треугольного штабеля.

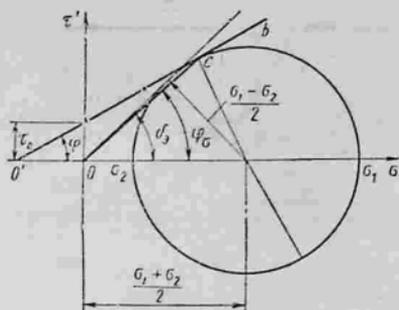


Рис. 1.8. Построение эффективного угла трения

К углу внутреннего сдвига близок по значению эффективный угол трения δ_3 [4]. Для его построения через точку c (рис. 1.8) линии предельных касательных напряжений связного насыпного груза проводят круг Мора. Касательная, проведенная из начала координат O к этому кругу, образует с осью абсцисс искомый угол δ_3 , который определяют из формулы

$$\sin \delta_3 = (\sigma_1 - \sigma_2) / (\sigma_1 + \sigma_2),$$

где σ_1 и σ_2 — главные напряжения.

Сыпучесть груза характеризуется коэффициентом подвижности m' , который равен отношению главных напряжений σ_2 и σ_1 (см. рис. 1.8): $m' = \sigma_2 / \sigma_1$.

Коэффициент ползучести идеально сыпучего груза

$$m_{ид} = (1 - \sin \varphi) / (1 + \sin \varphi) \quad (1.12)$$

или приближенно

$$m'_{ид} = 0,18/f, \quad (1.13)$$

где φ — угол внутреннего трения.

Коэффициент подвижности связных грузов зависит от начального сопротивления сдвигу τ_0 :

$$m' = m'_{ид} - \frac{\tau_0}{\sigma_1} (1 - m_{ид}), \quad (1.14)$$

где $m'_{ид}$ — коэффициент подвижности идеально сыпучего груза, имеющего тот же коэффициент внутреннего трения f , что и рассматриваемый связный груз; σ_1 — наибольшее главное напряжение в рассматриваемой точке.

Начальное сопротивление сдвигу τ_0 можно найти с помощью приборов, определяющих максимальную высоту свободно стоящей вертикальной стенки и максимальный размер сводаобразующего отверстия (рис. 1.9). Такой прибор состоит из сосуда 1 с откидной стенкой 2. В начале опыта эта стенка находится в вертикальном положении; сосуд наполняют сыпучим грузом так, чтобы поверхность груза была горизонтальной. Затем откидную стенку отклоняют в направлении стрелки (рис. 1.9, а). Если груз не осыпается и сохраняет вертикальный откос, то опыт повторяют при увеличенной высоте насыпи до тех пор, пока не будет найдена максимальная высота h_0 , при превышении которой груз начинает обрушаться.

Начальное сопротивление сдвигу определяют по формуле

$$\tau_0 = \rho g h_0 / 4.$$

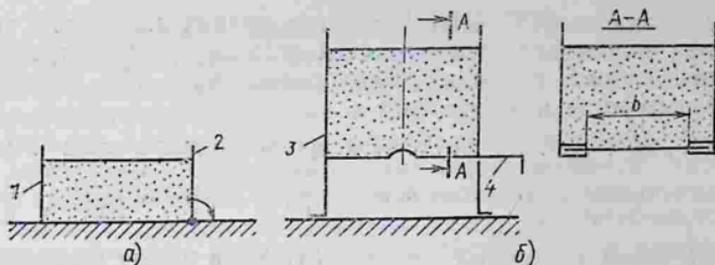


Рис. 1.9. Определение максимальных параметров:
a — высоты свободно стоящей стенки; *b* — ширины сводаобразующей щели

Прибор для определения наибольшей ширины сводаобразующей щели (рис. 1.9, б) состоит из высокого сосуда 3 с отверстием в днище шириной *b*, перекрываемым задвижкой 4. В начале опыта задвижка закрыта, сосуд заполняют насыпным грузом; затем задвижку перемещают, образуя щель. После того как небольшая партия груза, находящегося непосредственно над щелью, вытечет из сосуда, над щелью образуется свод. Задвижку открывают постепенно до тех пор, пока не будет достигнута ширина щели, обеспечивающая свободное вытекание груза без образования устойчивых сводов. Начальное сопротивление сдвигу определяют по формуле

$$\tau_0 = \frac{ba_c \rho g}{3,2(b + a_c)},$$

где *a_c* и *b* — ширина и длина наибольшей сводаобразующей щели.

Начальное сопротивление сдвигу у одного и того же насыпного груза может быть различным в зависимости от его уплотненности и влажности.

Влажность насыпного груза ω_w определяют высушиванием взятой пробы при температуре 105 °С до постоянной массы и вычисляют по формуле

$$\omega_w = (m_1 - m_2)/m_2,$$

где *m₁* и *m₂* — массы порций до и после просушивания.

Коэффициент внешнего трения f_w характеризует сопротивление насыпных грузов перемещению относительно поверхности твердых тел, вызываемое силой трения. Его определяют с помощью трибометра (см. рис. 1.5). На поверхность *ab* кладут полосу из испытываемого твердого материала (стали, дерева и т. п.), затем над этой полосой ставят рамку 3 и заполняют ее исследуемым насыпным грузом. Дальнейшие испытания проводят так же, как и при определении сил внутреннего трения. Коэффициент внешнего трения находят по формуле

$$f_w = (T_c - T_p)/G_m.$$

По нормали ФРГ DIN 1055 угол трения насыпного груза о стенки силоса является функцией угла внутреннего трения φ , размера частиц a' и режима работы силоса: $\varphi_{\text{в}} = \epsilon'' \varphi$. Ниже приведены значения коэффициента ϵ'' .

Размер a' , мм	$a' \leq 0,06$	$0,06 \leq a' \leq 0,2$	$a' > 0,2$
ϵ'' :			
при загрузке	1	1,11 ... 1,78	0,75
при разгрузке	1	1,17 ... 2,85	0,6

При ориентировочных расчетах бункеров можно пользоваться следующим приближенным соотношением:

$$f_{1c} : f_{1d} : f_{1p} : f \approx 15 : 16 : 17 : 20,$$

где f_{1c}, f_{1d}, f_{1p} — коэффициенты трения насыпного груза соответственно по стали, дереву, резине; f — коэффициент внутреннего трения насыпного груза, к которому приближенно приравнивается коэффициент трения по бетону.

В табл. 1.4 даны коэффициенты внешнего трения $f_{\text{в}}$ в покое, при относительном движении они меньше на 10 ... 30 %, а в некоторых случаях могут выходить за эти пределы.

Кроме основных свойств насыпные грузы характеризуются липкостью, режущей способностью, коррозионностью, абразивностью, хрупкостью, самовозгораемостью, взрывоопасностью, гигроскопичностью, ядовитостью, слепливаемостью и смерзаемостью.

Липкостью насыпных грузов называется свойство прилипать к поверхности соприкасающегося с ним твердого тела. Липкими могут быть не только влажные грузы, но и сухие, например, сера и тальк липнут к стали, мел липнет к дереву.

Режущей способностью обладают грузы, состоящие из кусков с острыми кромками; к острокромочным грузам можно отнести взорванную руду.

Коррозионность характеризует химическое взаимодействие влажных насыпных грузов (золы, песка), а также некоторых сухих грузов с материалом стенок бункеров.

Абразивность насыпных грузов представляет собой их способность изнашивать стенки спускных лотков и бункеров, рабочие органы затворов и питателей. Значительной абразивностью обладают апатитовый концентрат, боксит, бура, зола, кокс, окиси алюминия и кремния, руда, формовочная земля, цемент и др. Умеренно абразивными являются каменный уголь, зерно. Неабразивные грузы (чистые клубни картофеля) могут приобрести свойства абразивности при загрязнении песком и другими абразивными примесями.

Хрупкость характеризует свойство частиц грузов подвергаться разрушению (дроблению) в процессе перемещения, погрузки и выгрузки. Хрупкими грузами являются кокс, антрацит, семенное зерно и т. п.

Самовозгораемость — свойство некоторых насыпных грузов загораться под действием теплоты, выделяющейся при проте-

канин в них химических процессов. К самовозгорающимся грузам относятся влажный уголь, опилки, стружки и древесные щепки, карбид кальция, сера, промасленные металлические опилки и т. п.

Взрывоопасность — свойство собственно взрывчатых веществ (пороха и т. п.), а также грузов (крахмала, муки, опилок древесных, зерна, угля и т. д.), выделяющих пыль, способную взрываться, и грузов (селитры, бертолетовой соли), образующих взрывчатые смеси с другими материалами.

Гигроскопичность характеризует свойство грузов впитывать влагу. Гигроскопичными являются поваренная соль, аммиачная селитра, сухие древесные опилки, технический сульфат натрия, суперфосфат и др.

Ядовитость грузов учитывают по специальным техническим условиям, которые необходимо выполнять при проектировании машины. Кроме ядовитых грузов (свинцовых белил, мышьяковистокислого калия, соли мышьяка и порошкообразного мышьяка, фтористого натрия, семян клещевины и др.), к вредным для здоровья рабочих, обслуживающих бункерные устройства, относятся пылящие грузы, способные вызывать заболевания глаз, органов дыхания и нервной системы (хлорная известь, пылевидный криолит, цемент и т. п.).

Слеживаемость, т.е. способность частиц некоторых грузов (например, глины, извести, флотационного колчедана, порошкообразной окиси цинка и кремния, соды, цемента и др.) терять подвижность при длительном хранении, неблагоприятно сказывается при хранении грузов в бункерах, кожухах конвейеров и других подобных емкостях.

При повышенной влажности особенно склонны к слеживанию сахарный песок, каменная соль. Хранение в течение нескольких суток связанных грузов вызывает увеличение начального сопротивления сдвигу в 5 ... 8 раз; хорошо сыпучие грузы (сухой песок), не имеющие начального сопротивления сдвигу в обычном состоянии, при долгом хранении приобретают начальное сопротивление сдвигу 150 ... 200 Па.

Смерзаемость возникает при хранении влажных грузов при отрицательной температуре окружающей среды. Смерзаются бокситы, глина, гравий, загрязненный глиной; разрыхленный грунт, руда, коксовая мелочь, песок, серный колчедан, шлак, концентраты, флюсы. Смерзание усложняет погрузку и выгрузку грузов.

При перевозке черной и цветной руды, угля, бокситов и серного колчедана для предотвращения смерзания рекомендуется применять негашеную известь, поваренную соль, древесные опилки, солому, камыш, отходы сена, торфяную мелочь. Известь и соль надо рассыпать ровным слоем по полу вагона, а затем пересыпать ими отдельные слои груза через каждые полметра высоты. Применяемые для послойной пересыпки груза опилки, сечка соломы и камыш должны быть сухими. Чтобы пользоваться этими средствами, грузоотправители должны иметь сушилки, а также

склады указанных профилактических средств с пятидневным запасом. На местах выгрузки применяются вибраторы, пневматические молотки, сверла, паровые пики и бурорыхлительные машины. Для предупреждения смерзания груза предварительно промораживают или просушивают. Промораживание производится на открытых площадках при температуре -5°C и ниже до тех пор, пока грузы не превратятся в легко отделяющиеся один от другого куски или частицы. Этот способ требует затраты сил на перелопачивание.

Слежавшиеся и смерзшиеся грузы, образуя монолит, закупоривают отверстия бункеров, препятствуя их опорожнению.

1.2. СОСТАВНЫЕ ЧАСТИ КОНВЕЙЕРОВ С ГИБКИМ ТЯГОВЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

1.2.1. ВИДЫ И НАЗНАЧЕНИЕ СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ

Основными составными частями конвейеров с гибким тяговым элементом являются *тяговый элемент*, воспринимающий усилие, необходимое для перемещения груза (тяговое усилие), и *грузонесущие элементы*, на которых располагается (в ленточных, пластинчатых конвейерах) или которыми передвигается (в скребковых конвейерах) транспортируемый груз. В конвейерах некоторых видов (ленточных, скребковых с контурными скребками) функции тягового и несущего элементов выполняет один *тягово-несущий элемент* (лента, цепь с контурными скребками). Бесконечный замкнутый тяговый элемент может располагаться в вертикальной плоскости (вертикально замкнутые конвейеры), в горизонтальной плоскости (горизонтально замкнутые конвейеры) или в обеих этих плоскостях (пространственные конвейеры).

Узел, объединяющий тяговый и несущие элементы, называют полотном (конвейерная лента ленточного конвейера, пластинчатое полотно пластинчатого конвейера, лестничное или ступенчатое полотно эскалатора). Отдельные участки полотна называют ветвями. Различают ветви: рабочую, несущую или передвигающую транспортируемый груз, холостую (порожняковую), не несущую груз, верхнюю и нижнюю (у вертикально замкнутых конвейеров).

Вертикальные и боковые нагрузки от полотна с грузом воспринимают *опорные и несущие конструкции*: роlikоопоры, колеса, катки, каретки, рельсы, направляющие шины и контршины (шины над колесами, катками), желоба (скребковые конвейеры), металлоконструкции, рамы.

Для создания предварительного натяжения тягового элемента с целью передачи требуемого тягового усилия в машинах с фрикционным приводом (в конвейерах и элеваторах с тяговым элементом в виде ленты или каната, в цепных элеваторах с гладкими приводными шкивами вместо звездочек) устранения провисания ветвей полотна, обеспечения беспрепятственного схода цепей со

звездочек, снижения шума, толчков, рывков и вибраций конвейеры с тяговыми элементами снабжают *натяжными устройствами* (грузовыми, винтовыми, пружинно-винтовыми, пневматическими, гидравлическими).

Тяговое усилие, необходимое для перемещения полотна конвейера вместе с транспортируемым грузом, создается *приводом*.

Для обеспечения равномерной загрузки по ширине полотна, устранения просыпей транспортируемого груза в пунктах загрузки и разгрузки, снижения повреждения их тяговых и несущих элементов в указанных пунктах, уменьшения сопротивлений движению полотна конвейеры снабжают *загрузочными и разгрузочными устройствами*.

Чтобы повысить надежность, безопасность и эксплуатационную технологичность конвейеров с гибкими тяговыми элементами, применяют *очистительные* (в ленточных конвейерах) и *смазочные* (в цепных конвейерах некоторых типов) *приспособления, устройства безопасности, весовые и дозирующие устройства*.

1.2.2. ТЯГОВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Разновидности, преимущества и недостатки тяговых элементов. В качестве тяговых элементов конвейеров используют *ленты, шарнирные цепи и канаты*.

Преимуществами лент являются совмещение функций тягового и несущего элементов, отсутствие изнашиваемых шарнирных соединений, бесшумность работы, возможность использования при высоких скоростях (до 8 м/с), большая собственная ширина (до 3000 мм и более), малая масса по сравнению с общей массой тягово-несущих элементов цепных конвейеров, пространственная гибкость, обеспечение производительности конвейера до 30 тыс. т/ч и расстояний транспортирования до 5 км в одном ставе и до 100 км в системе из нескольких конвейеров, что недостижимо при других видах тяговых элементов.

К недостаткам лент относятся фрикционный способ передачи тягового усилия, требующий большого начального натяжения (достигающего 200 % полезного тягового усилия); усложнение привода и пуска конвейера при больших тяговых усилиях; непригодность для работы в экстремальных условиях (отвердевание, снижение эластичности, гибкости и прочности при низких температурах, возгорание при высоких температурах, повышенная повреждаемость при транспортировании крупнокусковых и остро-кромочных грузов); меньшая по сравнению с цепями гибкость в продольном (по ходу конвейера) направлении (как следствие — увеличение габаритов по высоте); повышенное остаточное удлинение (до 4 %) под нагрузкой и необходимость частой перестыковки (удаления части ленты) при высокой длительности и трудоемкости этой операции; невысокая прочность крепления грузонесущих элементов (например, ковшей элеватора).

Из-за указанных недостатков лент при относительно малых грузопотоках, небольших расстояниях транспортирования и работе в усложненных условиях (высокие нагрузки, стесненные габариты, в которые могут вписаться лишь цепи, имеющие высокую удельную прочность и огибающие звездочки малого диаметра, низкие и высокие температуры; грузы с повышенной повреждающей способностью и склонные к пылению и др.) довольно широкое применение получили шарнирные цепи. По объему использования, измеряемому в единицах длины тягового элемента, цепи во много раз превосходят ленты, хотя во много раз уступают им по объемам перемещаемых грузов (в тонна-километрах).

Кроме лучшей приспособленности к использованию в сложных условиях, цепи имеют и другие преимущества: простота соединения концов и замены отдельных деталей; малое упругое удлинение под нагрузкой и полное отсутствие остаточного удлинения, надежность передачи тягового усилия зацеплением при малом предварительном натяжении (5 ... 10 % полезного тягового усилия); простота и высокая надежность крепления грузонесущих и опорных элементов; широкий типаж по конструкции и назначению, позволяющий удовлетворять самые разнообразные требования, исключая сверхвысокие производительность и дальность транспортирования.

Наряду с указанными преимуществами цепи имеют и недостатки: наличие множества изнашиваемых шарнирных соединений, усложняющих техническое обслуживание; повышенный шум при работе; малые скорости движения (до 1 м/с) из-за увеличения динамических нагрузок и износа; большая собственная масса; повышенный износ при работе в абразивных средах.

Преимуществами канатов являются малая стоимость, высокая удельная прочность и лучшая пространственная гибкость; благодаря отсутствию изнашиваемых шарниров они менее подвержены вредному воздействию абразивной среды, могут работать бесшумно с высокими скоростями. Однако, несмотря на эти преимущества, широкого применения в конвейерах с тяговыми элементами канаты не получили из-за многих недостатков, присущих им, как и лентам. Для канатов также необходим фрикционный привод, но еще более сложный по конструкции; предварительное натяжение их намного превышает полезное тяговое усилие. Канаты, как и ленты, вытягиваются под нагрузкой, и, кроме того, вращаются при движении, вследствие чего прикрепленные к ним грузонесущие элементы не сохраняют стабильного положения, а крепление их к канатам намного сложнее, чем к цепям.

Ниже описаны лишь тяговые цепи. Канаты, как имеющие ограниченное применение, не рассмотрены (они подробно изучаются в курсе «Грузоподъемные машины»), а ленты рассмотрены в главе «Ленточные конвейеры».

Конструкции и основные параметры тяговых цепей. В конвейерах с тяговым элементом используют пластинчатые,

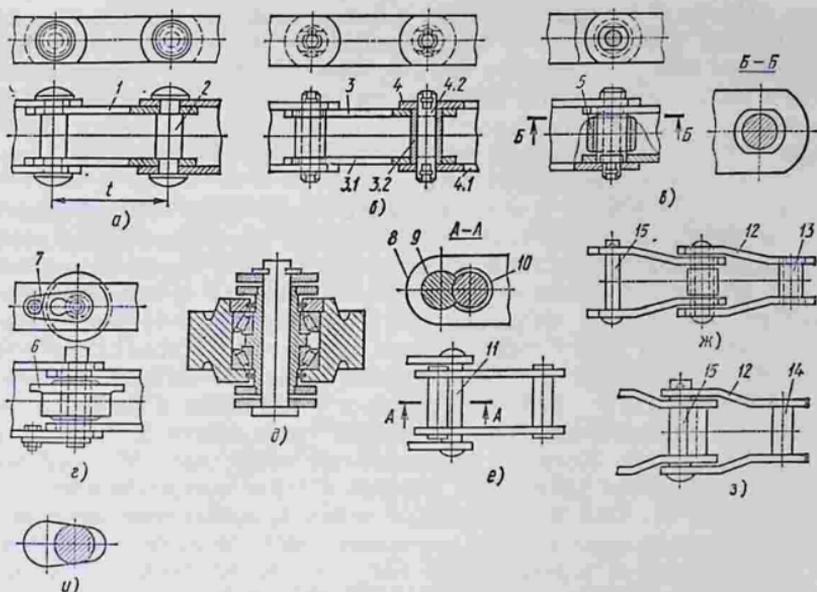


Рис. 1.10. Пластичатые цепи:

a—e — с прямыми пластинами (*a* — безвтулочная; *б* — втулочная безроликовая; *в* — втулочная роликовая; *г* — катковая с подшипниками скольжения; *д* — катковая с подшипниками качения; *е* — открытошарнирная); *ж, з* — с изогнутыми пластинами (*ж* — соединенными втулкой; *з* — соединенными фасонным валиком); *и* — соединительное звено

круглозвенные, разборные, крючковые, вильчатые и другие цепи.

Пластичатыми называют цепи со звеньями из пластин — тонких плоских или изогнутых холодноштампованных деталей, соединенных валиками или втулками. Для крепления грузонесущих элементов конвейера к цепи пластины обычно выполняют с отверстиями или снабжают их полками с отверстиями.

При легких режимах работы применяют *безвтулочные* цепи (рис. 1.10, *a*). Их звенья образуются из пластин 1, свободно надеваемых на концы валиков 2. На последние иногда насаживают ролики или катки. Из-за небольшой площади контакта пластин с валиками возникают высокие удельные нагрузки и наступает быстрое изнашивание этих цепей при повышенных скоростях и больших тяговых усилиях.

При средних и тяжелых режимах работы используют *втулочные* (безроликовые и роликовые), катковые (ГОСТ 588—81) и открытошарнирные пластичатые (ТУ27-08-2039—76, ТУ 13-38—77 и ТУ 400-28-479—86) цепи.

Втулочные безроликовые цепи образуются из предварительно собранных внутренних звеньев 3 (рис. 1.10, *б*), соединенных наружными звеньями 4. Звено 3 состоит из внутрен-

них пластин 3.1 и закрепленных в них втулок 3.2, а звено 4 — из наружных пластин 4.1 и закрепленных в них валиков 4.2. При взаимном повороте звеньев цепи трение происходит между втулкой и валиком; при этом нагрузка распределяется по значительно большей опорной поверхности, чем в безвтулочных цепях. Благодаря этому уменьшается износ в шарнирах и существенно повышается их работоспособность.

Втулочные роликовые цепи (рис. 1.10, в) имеют полые вращающиеся детали — ролики 5, с наружным диаметром, меньшим ширины пластины, надетые на втулки и предназначенные для уменьшения износа зубьев звездочек, так как трение скольжения втулки по зубу звездочки при этом заменяется трением качения ролика. В отдельных случаях при легких условиях работы ролики используют и для опирания цепи на направляющую.

Катковые цепи изготавливают с гладкими и ребордными катками, снабженными подшипниками скольжения или качения (рис. 1.10, г, д). Катки 6 представляют собой вращающиеся детали с наружным диаметром, равным ширине пластины или превышающим ее. Они поддерживают цепь с присоединенными к ней грузонесущими элементами и уменьшают сопротивление движению.

Для передачи вертикальной нагрузки используют и боковые грани пластин, но при этом необходимо учитывать их изнашивающие и дополнительные потери на трение.

Открытошарнирные цепи (рис. 1.10, е) имеют внутренние звенья, которые образованы из пластин 8 с отверстиями δ-образной формы и фасонных валиков 9 из профильного проката. Через внутреннее отверстие 10 в пластине проходит валик 11 наружного звена, входящий в углубление в фасонном валике 9. В открытом шарнире фасонный валик выполняет роль втулки, отличаясь от нее простотой изготовления и более высокой прочностью. Открытошарнирные цепи по сравнению с втулочными имеют повышенную работоспособность в порошкообразных и коррозионных средах. Их шарниры самоочищаются и не теряют подвижности в этих условиях.

Обычно тяговые цепи изготавливают с прямыми пластинами (рис. 1.10, а—е). В отдельных случаях применяют цепи с изогнутыми пластинами (рис. 1.10, ж) по ГОСТ 13568—75. Они состоят из одинаковых звеньев. В узкой части изогнутые пластины 12 соединены втулкой 13 (рис. 1.10, ж) или фасонным валиком 14 (рис. 1.10, з), а в широкой — свободно вставленным валиком 15. Цепи с изогнутыми пластинами более податливы и лучше воспринимают динамические нагрузки.

Соединение валиков и втулок с пластинами выполняют или с натягом (неразборная конструкция), или с зазором (разборная конструкция).

Для обеспечения стабильной прочности прессовых соединений деталей с учетом массового характера производства пластинчатых цепей минимальный натяг принимают равным $(0,004 \dots 0,005) d$

(где d — диаметр сопряжения), а во избежание срезания металла с соединяемых поверхностей деталей на их заходных частях выполняют удлиненные фаски с малыми заходными углами (8—15°).

Способы фиксации валиков и втулок от проворота в отверстиях пластин и от смещения в осевом направлении при соединении их с зазорами показаны на рис. 1.10, б, в, г, и. Отверстия внутренних пластин при посадке с зазором выполняют фасонными (рис. 1.10, в, сечение Б—Б), наружных — фасонными или цилиндрическими. В последнем случае валики фиксируют от проворота специальными крепежными деталями (например, ригельными планками 7 (рис. 1.10, г) 1. Для соединения отрезков неразборных пластинчатых цепей используют соединительные звенья, одну или обе пластины надевают на валики свободно и крепят от смещения в осевом направлении шплинтами или другими крепежными деталями (см. рис. 1.10, б).

Эффективную фиксацию валиков в пластинах без применения дополнительных крепежных деталей обеспечивают клиновые соединения (рис. 1.10, и).

Преимуществами тяговых пластинчатых цепей являются простота изготовления на универсальном оборудовании и экономичность в массовом производстве, простота крепления рабочих органов, высокая точность изготовления, обуславливающая возможность применения их при больших скоростях движения, высокая прочность и износостойкость, обеспечиваемые термической обработкой и благоприятным распределением нагрузки в шарнирах. К недостаткам относятся потеря подвижности в закрытых шарнирах (втулочные цепи) при работе в порошкообразных и коррозионных средах, отсутствие пространственной гибкости, сложность обеспечения неподвижных соединений деталей шарниров с пластинами.

Круглозвеньными называют цепи со звеньями овальной формы с поперечным сечением в виде круга. Их изготавливают сварными и литыми, с распорками в средней части и без распорок. В качестве тяговых применяют в основном сварные цепи из круглой стали короткозвенные (рис. 1.11, а), с длиной звена, близкой к его ширине, и длиннозвенные, с длиной звена, намного превышающей его ширину.

По способу изготовления круглозвенным цепям аналогичны комбинированные цепи (рис. 1.11, б) со сварными звеньями из круглой и полосовой стали. Эти цепи отличаются от круглозвенных более равномерным распределением нагрузки в шарнире. Однако широкого применения комбинированные цепи не получили из-за сложной технологии изготовления и отсутствия пространственной гибкости.

Круглозвенные цепи изготавливают из хорошо свариваемых углеродистых и легированных сталей. Для тяговых цепей нормальной прочности по ГОСТ 2319—81, не подвергаемых термической

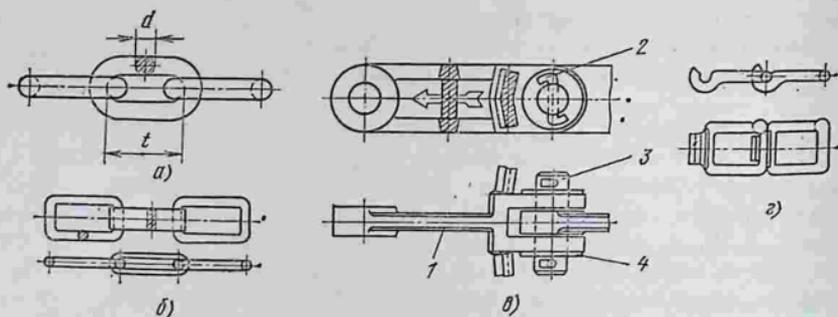


Рис. 1.11. Цепи:

а — круглозвенная; б — комбинированная; в — вилчатая; г — крючковая

обработке, используют стали Ст2, Ст3 и др. Высокопрочные круглозвенные цепи для горного оборудования (ГОСТ 25996—83), сварные калиброванные повышенной прочности (ТУ 14.4.724—76) и высокой прочности (ТУ 12-44-605—76) изготавливают термически обработанными из сталей 20Г2, 25Г2, 20ХГС и др.

Преимуществами круглозвенных цепей являются простота конструкции, высокая удельная прочность (у термообработанных деталей), пространственная гибкость, наличие открытого самоочищающегося шарнира. К недостаткам относятся изготовление на узкоспециализированном дефицитном оборудовании, что определяет их дефицитность; малая площадь контакта звеньев и связанный с этим повышенный износ; относительно невысокая точность изготовления, ограничивающая возможность использования при высоких скоростях движения; сложность крепления рабочих органов, пониженная прочность и сложность изготовления соединительных звеньев. Несмотря на указанные недостатки, с появлением термически обработанных круглозвенных цепей, износостойкость которых во много раз выше, чем термически необработанных, их применение в транспортирующих машинах непрерывно расширяется.

Разборными называют цепи (ГОСТ 589—85 и ТУ 24.9.261—72) из кованых (горячекатаных) звеньев (рис. 1.12), получившие преимущественное применение в конвейерах с пространственными и искривленными трассами (в подвесных, переносных, разборных скребковых для угольных шахт). Такая цепь образуется из последовательно чередующихся внутренних 1 и наружных 2 звеньев (рис. 1.12, а), соединенных валиками 3. Каждое наружное звено состоит из двух полузвеньев 4 (рис. 1.12, б, в) с выступами А, взаимодействующими с Т-образными головками валиков и препятствующими их повороту относительно наружных полузвеньев. Скосы В на внутренних звеньях облегчают их поворот в плоскости осей шарниров на угол $\varphi = 8 \dots 10^\circ$. Еще больший угол поворота можно получить, если выполнить валики 3 бочкообразными

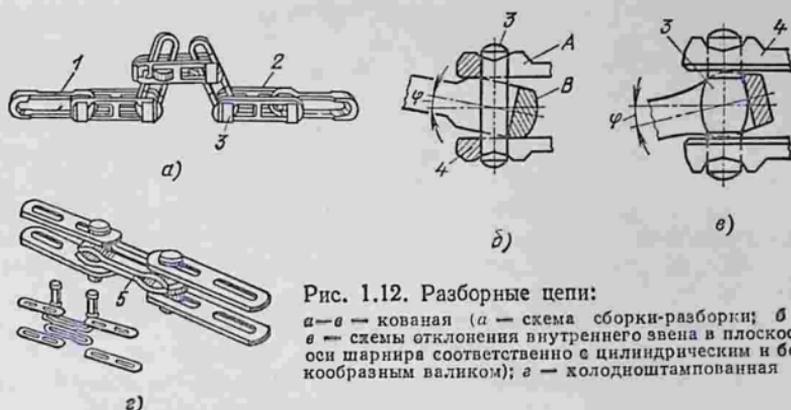


Рис. 1.12. Разборные цепи:

a—a — кованая (*a* — схема сборки-разборки; *b* и *в* — схемы отклонения внутреннего звена в плоскости оси шарнира соответственно с цилиндрическим и бочкообразным валиком); *г* — холодноштампованная

(рис. 1.12, *в*). Разобрать и собрать такую цепь можно лишь в положении, показанном на рис. 1.12, *a*.

Детали кованых разборных цепей изготовляют на специализированном ковочном оборудовании (внутренние звенья на горизонтально-ковочных машинах, наружные звенья на ковочных вальцах, валики на ковочных молотах) с использованием сложных нагревательных устройств (установки ТВЧ, нагревательные печи). Поэтому они также дефицитны. С ростом потребности в разборных цепях появились конструктивные варианты таких цепей с деталями, изготовленными на универсальном оборудовании: холодноштампованные с фиксированными (рис. 1.12, *г*) и вращающимися валиками. Полузвеньями этих цепей являются обычные холодноштампованные пластины, искривленные для увеличения угла поворота в плоскости шарнира (внутренние полузвенья *б* на рис. 1.12, *г*). Выполнение валиков вращающимися повышает износостойкость цепи, но при этом наблюдаются случаи ее само-разборки.

Детали разборных цепей изготовляют из качественных углеродистых или легированных сталей и подвергают объемной закалке и отпуску.

Преимуществами разборных цепей являются простота сборки и разборки, подвижность в двух взаимно перпендикулярных направлениях, наличие открытого шарнира, простота крепления рабочих органов. К недостаткам кованых цепей относятся сложность технологического процесса, применение специализированного оборудования, невысокая точность изготовления. Недостатками холодноштампованных цепей являются неравномерность нагружения внутренних полузвеньев, высокие удельные нагрузки в шарнире, малая поперечная жесткость звеньев.

Вильчатыми называют цепи (ГОСТ 12996—79) из цельных (рис. 1.11, *в*) или составных звеньев, имеющих форму двузубой вилки. Цельные звенья изготовляют литыми или коваными (горяче-

штампованными), а составные полузвенья (изогнутые пластины)—холодноштампованными. Между собой звенья 1 соединяют валиками 3, последние фиксируют от выпадения шплинтами 2 с подкладными шайбами 4 или выполняют со специальным штифтом в средней части, который после сборки звеньев под углом и разворота их в одну линию упирается в паз внутри отверстия вилки.

В цепях с кованными и холодноштампованными звеньями рабочие органы приваривают к звеньям или крепят на шплинтах к специальным выступам с пазами на звеньях и валиках. В цепях с литыми звеньями их крепят теми же способами или отливают как одно целое со звеньями.

Вильчатые цепи применяют преимущественно в скребковых конвейерах, где они изнашиваются как в шарнирах, так и по боковым граням, трущимся по желобу. Поэтому их звенья изготовляют не только из среднеуглеродистых нецементуемых сталей (50Г2, 30ХГС), но и из цементуемых (20ХГ, 18ХГН). Валики выполняют из цементуемых (20ХГ, 20Х, 20Г) и нецементуемых (40, 45, 40Х, 50) сталей. Твердость звеньев и валиков из цементуемой стали после закалки и отпуска принимают соответственно равной *HRC* 40 ... 45 и 54 ... 60, нецементуемых *HRC* 35 ... 40 и 40 ... 50.

Преимуществом вильчатых цепей является монолитность звеньев, обуславливающая их повышенную надежность при качественном изготовлении. К недостаткам относятся высокая трудоемкости изготовления из-за большого объема механической обработки кованных и литых звеньев, низкая надежность последних из-за дефектов отливок, повышенные удельные нагрузки в шарнирах и связанный с этим износ.

Крючковые цепи образуют из литых (рис. 1.11, з) или холодноштампованных звеньев, имеющих форму рамки с открытым крючком, зацепляющимся за противоположную сторону рамки соседнего звена. Крючок и взаимодействующую с ним часть звена выполняют таким образом, чтобы сборка и разборка цепи были возможны лишь при строго определенном взаимном положении соседних звеньев (под большим углом наклона одного к другому). Благодаря этому исключается саморазборка цепи.

Крючковые цепи с литыми звеньями обычно изготовляют из ковкого чугуна, а холодноштампованные — из холоднокатаной обрезной черной отожженной ленты (сталь 30Г с закалкой и отпуском, твердость *HRC* 38 ... 45).

Преимуществами крючковых цепей являются простота получения литого звена любой формы, удобной для крепления рабочих органов, наличие открытого шарнира, простота изготовления холодноштампованных звеньев. К недостаткам относятся низкая прочность и надежность из-за отгиба крючков и дефектов в отливках и штамповках. Поэтому цепи этого типа применяют только при небольших нагрузках.

Стандартами (ГОСТ 12996—79, ГОСТ 588—81, ГОСТ 589—85, ГОСТ 7070—75, ГОСТ 25996—83, ГОСТ 2319—81 и др.) уста-

новлены конструктивные разновидности (типы), основные параметры и размеры цепей и соединительных деталей, технические требования, правила приемки, методы испытаний, маркировки, упаковки, транспортирования и хранения, гарантии изготовителя.

Основными параметрами тяговых цепей являются разрушающая нагрузка Q_p , шаг звена t и масса l м, а для круглозвенных цепей также калибр d и пробная нагрузка (табл. 1.5 ... 1.7). Пластинчатые цепи всех типов изготавлиют с термически обработанными деталями одной категории (класса) прочности. Для цепей некоторых типов стандартами установлено несколько классов прочности. Например, круглозвенные высокопрочные цепи для горных машин (ГОСТ 25996—83) изготавливают пяти классов прочности; при этом разрушающая нагрузка для цепей высшего класса при одинаковом калибре в 3,75 раза превышает нагрузку термически необработанных цепей (ГОСТ 2319—81).

Расчет тяговых цепей на прочность. При работе цепи возможны три вида ее предельных состояний по критерию прочности: усталостное разрушение деталей, появление в них недопустимых пластических деформаций и полное разрушение под действием кратковременной перегрузки. Расчет цепи на прочность в общем виде должен сводиться к определению нагрузок соответственно $Q_{p. y}$, Q_{ps} и $C_{p. в.}$, при которых могут возникнуть эти состояния. При конструировании новых цепей необходимо определить разрушающую нагрузку $C_{p. в. н.}$, которую принято считать основным паспортным параметром любой цепи. В ходе производства цепей нагрузки $C_{p. в. н.}$ находят путем испытаний на разрыв, получаемые при этом значения должны быть не ниже паспортного, определяемого предварительным расчетом. Излагаемые в учебной и справочной литературе методы расчета цепей на прочность по допускаемым напряжениям непригодны для определения указанных нагрузок. В многолетней практике работы ЦКБ цепных передач и устройств при ВНИИПТуглемаше хорошо зарекомендовал себя метод расчета, изложенный ниже.

Расчет пластинчатых цепей. Разрушающая нагрузка (KH) по пределу выносливости материала пластин

$$Q_{p. y} = \frac{0,2m(b - 2r_1) \sigma_{-1p} \beta K_{p. н.}}{i + j(\alpha_3 - 1)j(1 + \psi)}, \quad (1.15)$$

где m — число пластин в звене (для однорядных цепей $m = 2$); b, r_1, s — размеры цепи, см (рис. 1.13, а); $\sigma_{-1p} = 0,3\sigma_B$ (МПа) — предел выносливости при растяжении (здесь σ_B — предел прочности материала пластины, МПа); β — коэффициент, учитывающий состояние поверхности, упрочнение и способ соединения пластин с валиками и втулками (для поверхностей без упрочнения независимо от типа посадки $\beta = 0,7$; при обдужке дробью $\beta = 0,8$; при развальцовке отверстий $\beta = 0,9$; при упрочнении обжатием отверстий или выштамповкой кольцевых канавок вокруг них и посадке с зазором $\beta = 1,1$); $K_{p. н.}$ — коэффициент режима нагрузки (рис. 1.14, а), зависящий от эквивалентного числа циклов нагружений N_a (при $N_a \geq 10^6$ $K_{p. н.} = 1$; при постоянном режиме работы и малых динамических нагрузках $N_a = 3600 (v/L) T_n$, здесь v — скорость цепи, м/с; L — длина замкнутого контура цепи, м; T_n — полный срок работы цепи, ч); q —

1.5. Параметры тяговых пластинчатых цепей
по ГОСТ 588—81 (СТ СЭВ 1011—78)

Номер цепи	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Шаг цепи t^* , мм	Диаметр (наружный), мм			
			валика	втулки	ролика	катка
M20	20	40 **—160	6,0	9,0	12,5	25
M28	28	50 **—200	7,0	10,0	15,0	30
M40	40	63—250	8,5	12,5	18,0	36
M56	56	63 **—250	10,0	15,0	21,0	42
M80	80	80—315	12,0	18,0	25,0	50
M112	112	80 **—400	15,0	21,0	30,0	60
M160	160	100 **—500	18,0	25,0	36,0	70
M224	224	125 **—630	21,0	30,0	42,0	85
M315	315	160 **—630	25,0	36,0	50,0	100
M450	450	200—800	30,0	42,0	60,0	120
M630	630	250—1000	36,0	50,0	70,0	140
M900	900	250 **—1000	44,0	60,0	85,0	170
M1250	1250	315 **—1000	50,0	71,0	100,0	200
M1800	1800	400—1000	60,0	85,0	118,0	236

* Шаг цепи выбирается из ряда: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 мм.

** Применение шагов для катковых цепей не допускается.

1.6. Параметры тяговых разборных цепей
по ГОСТ 589—74 (СТ СЭВ 535—77)

Обозначение цепи *	Шаг звена t , мм	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Размеры, мм				Масса 1 м цепи, кг, не более
			Шаг зацепления T_c	Ширина звена B , не более	Расстояние между наружными звеньями $B_{вн}$, не менее	Диаметр валика d	
63—63	63	63	126	18	15	8	1,4
80—106	80	106	160	30	21	12	3,2
80—290	80	290	160	42	32	18	8,7
100—160	100	160	200	32	27	14	3,8
100—220	100	220	200	37	27	16	5,2
125—250	125	250	250	46	34	17	7,4
160—290	160	290	320	40	34	18	5,7
160—400	160	400	320	59	42	24	9,1
200—630	200	630	400	66	52	26	16,5
250—1000	250	1000	500	80	63	34	24,0

* Обозначения относятся к горячештампованным цепям с фиксированными валиками (тип P2).

1.7. Параметры круглозвенных сварных цепей

Калибр цепи d , мм	Шаг цепи t , мм	Ширина цепи b , мм	Разрушающая нагрузка, кН, не менее *	Масса 1 м цепи, кг	Калибр цепи d , мм	Шаг цепи t , мм	Ширина цепи b , мм	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг
Грузовые и тяговые нормальной прочности по ГОСТ 2319—81 (СТ СЭВ 2639—80)									
5	18,5	17	10,0	0,50	18	50	60	126,0	7,30
6	18,5	20	14,0	0,75	20	56	67	160,0	9,00
7	22	23	18,0	1,00	23	64	77	200,0	12,0
8	24	26	26,0	1,35	26	73	87	252,0	15,0
9	27	32	32,0	1,80	28	78	94	300,0	17,5
9,5	27	31	34,0	1,90	30	84	101	340,0	21,0
10	28	34	40,0	2,25	33	92	112	400,0	24,5
11	31	36	46,0	2,70	36	101	122	500,0	29,0
13	36	44	66,0	3,80	39	109	132	560,0	34,0
16	45	53	102,0	5,80	42	118	142	680,0	40,0

Высокопрочные для горного оборудования (по ГОСТ 125996—83)

14	50	48	230, 250, 250, 290, 310	3,9	24	86	79	—, 720, 720, 860, 900	12,4
16	64	55	300, 320, 320, 380, 402	4,9	26	92	86	—, 850, 850, 1000, 1060	14,7
18	64	60	380, 410, 410, 480, 510	6,5	28	100	93	—, 980, 980, 1170, 1220	18,5
18	80	60	380, 410, 410, 480, 510	6,0	30	108	98	—, 1130, 1130, 1340, 1410	19,2
20	80	67	470, 500, 500, 600, 620	7,7	32	114	106	—, 1280, 1285, 1530, 1630	22,0
22	86	75	570, 610, 610, 720, 760	9,4					

* Значения указаны для классов прочности 7, 8, C, 9 и D с напряжениями при данной нагрузке 75, 80, 80, 95 и 100 кН/см² соответственно.

коэффициент чувствительности металла к концентрации напряжений (рис. 1.14, б); α_0 — теоретический коэффициент концентрации напряжений (рис. 1.14, в); ψ — коэффициент, характеризующий форму диаграммы предельных напряжений ($\psi = 0,05$ при $\sigma_B \leq 700$ МПа и $\psi = 0,1$ при $\sigma_B > 700 \dots 1050$ МПа).

Разрушающая нагрузка (кН) по пределу выносливости материала валика (по изгибу в сечении 1—1, рис. 1.13, б)

$$Q_{p. y} = \frac{0,157 \sigma_{-1} d^3 e \beta K_{p. n}}{(2l' - l'') (1 + \psi) K_{\sigma}}, \quad (1.16)$$

где σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле изгиба [для углеродистой стали $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_B$ (МПа), для легированной стали $\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_B + 120$ (МПа)]; d , l' , l'' — размеры, см (рис. 1.13, б); e — масштабный фактор

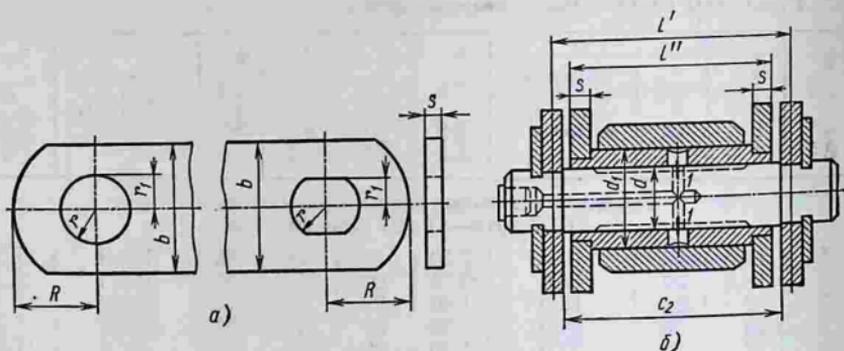


Рис. 1.13. Размеры пластинчатой цепи:

a — для расчета пластин; *b* — для расчета валиков и втулок

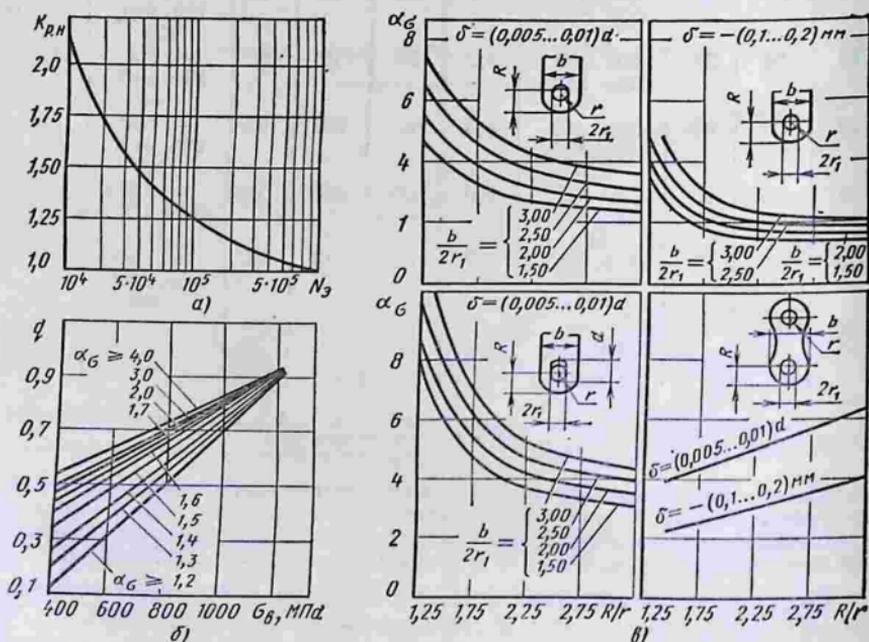


Рис. 1.14. Зависимости для определения разрушающей нагрузки цепи по пределу выносливости материала пластин:

a — коэффициента режима нагрузки от эквивалентного числа циклов нагружений; *b* — коэффициента чувствительности металла *k*; концентрации напряжений α предела прочности материала; σ — теоретического коэффициента концентрации напряжений от отношения R/r (δ — зазор или натяг между валиком или втулкой и отверстием пластины)

(для углеродистой стали $\epsilon = 0,92$ при $d = 20$ мм и $\epsilon = 0,84$ при $d = 40$ мм; для высокопрочной легированной стали $\epsilon = 0,84$ при $d = 20$ мм и $\epsilon = 0,74$ при $d = 40$ мм; при прочих размерах определяется методом линейной интерполяции); β — коэффициент, учитывающий качество обработки поверхности (для валков без поверхностного упрочнения $\beta = 0,93$ при $\sigma_B = 600$ МПа и $\beta = 0,85$ при $\sigma_B = 1400$ МПа; для валков с поверхностным упрочнением закалкой с нагревом ТВЧ, цементацией, нитроцементацией $\beta = 1,1 \dots 1,3$) значения $K_{p.n}$ и ψ определяются аналогично указанному для пластин; K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе (для валков с радиальными отверстиями, оси которых расположены вдоль цепи, $K_\sigma = 2$ при $\sigma_B = 700$ МПа и $K_\sigma = 2,35$ при $\sigma_B = 1000$ МПа; для прочих валков $K_\sigma = 1$).

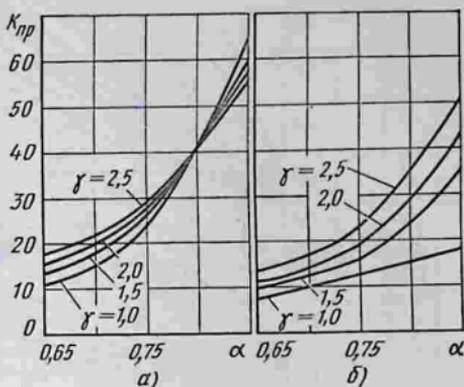


Рис. 1.15. Зависимость коэффициента приведенных напряжений от α при посадке: а — с зазором; б — в натягом

Разрушающая нагрузка (кН) по пределу выносливости материала втулок

$$Q_{p.y} = \frac{0,157\sigma_{-1}l''d_1\beta K_{p.n}}{K_\sigma K_\psi K_{п.р} K_\sigma (1 + \psi)}, \quad (1.17)$$

где значения σ_{-1} , β , $K_{p.n}$, ψ определяются аналогично указанному для валков; l'' , d_1 — размеры, см (рис. 1.13, б); K_σ — коэффициент, учитывающий снижение расчетного приведенного напряжения при наличии цементации (для нецементованных втулок $K_\sigma = 1$; для цементованных ориентировочно $K_\sigma = 0,8 \dots 0,9$); K_ψ — коэффициент влияния числа зубьев z и их формы (угла заострения φ) на усилие сплющивания (овализации) втулки на звездочке (ориентировочно $K_\psi = 0,6$ при $z = 40$ и $\varphi = 25^\circ$ и $K_\psi = 1$ при $z = 5 \dots 7$ и $\varphi = 15 \dots 20^\circ$); $K_{п.р}$ — коэффициент приведенных напряжений, учитывающий совместное влияние напряжений от изгиба и сплющивания втулки под действием нагрузки от зуба звездочки (определяется по рис. 1.15 в зависимости от отношения $\gamma = l''/d_1$ и $\alpha = (d + \Delta d)/(d_1 - \Delta d_1)$, здесь Δd и Δd_1 — износ втулки по диаметрам внутренней и наружной поверхностей; K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений для втулок со смазочными отверстиями, оси которых расположены вдоль оси цепи ($K_\sigma = 1,5$ при $\sigma_B \leq 700$ МПа и $K_\sigma = 1,8$ при $\sigma_B > 1000$ МПа).

Разрушающая нагрузка (кН) по пределу прочности материала пластин

$$Q_{p.v} = 0,1mK_b K_{п.v} (b - 2r_1) \sigma_B, \quad (1.18)$$

где K_b — коэффициент, учитывающий влияние размеров, формы отверстий и термообработки (рис. 1.16); $K_{п.v}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между пластинами при разрыве.

Разрушающая нагрузка (кН) по пределу прочности материала валков (по изгибу в сечении 1—1, рис. 1.13, б)

$$Q_{p.v} = \frac{0,0785d^3\sigma_B}{K_p(2l' - l'')}, \quad (1.19)$$

где K_p — коэффициент, учитывающий влияние соотношений размеров валика и втулки (рис. 1.17).

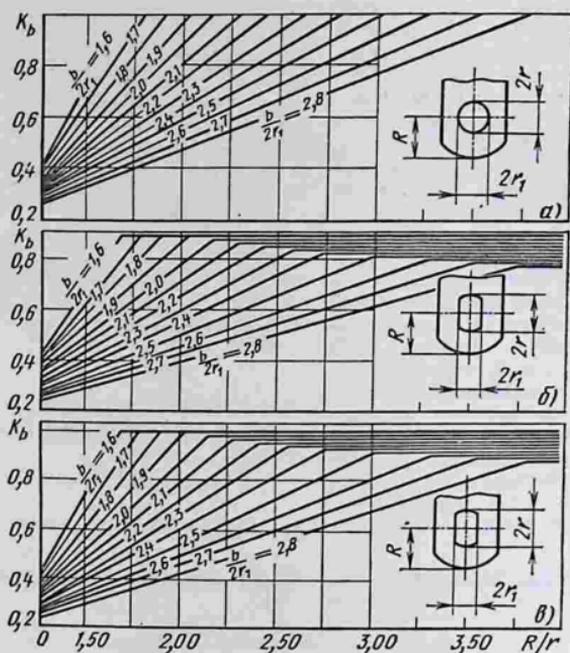


Рис. 1.16. Зависимость коэффициента K_b от отношения R/r :
 а — при отверстии круглой формы для пластин с термообработкой и без термообработки; б и в — при фасочном отверстии для пластин без термообработки (б) и с термообработкой (в)

Разрушающая нагрузка (кН) по пределу прочности материала втулок

$$Q_{p.v} = \frac{0,0785\sigma_n l^2 d_1}{K_{ц} K_{\psi} K_{пр}} \quad (1.20)$$

Разрушающие нагрузки по пределам текучести материала пластин можно приблизительно определить по соотношению $Q_{p.v} = Q_{p.v} \sigma_n / \sigma_v$, находить их по пределам текучести материала других деталей (валиков, втулок) нет необходимости, так как их пластическая деформация не лимитирует несущую способность.

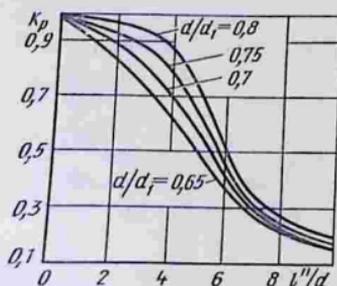


Рис. 1.17. Зависимость коэффициента K_p от отношения l^2/d

Разрушающую нагрузку $Q_{p.v.и}$ по несущей способности пластин при испытании следует вычислять по выражению (1.18), т. е. принимать $Q_{p.v.и} = Q_{p.v}$, поскольку характер нагружения пластин в процессе работы и при испытании идентичен.

В отличие от пластин на валики при испытании цепи на разрыв на-

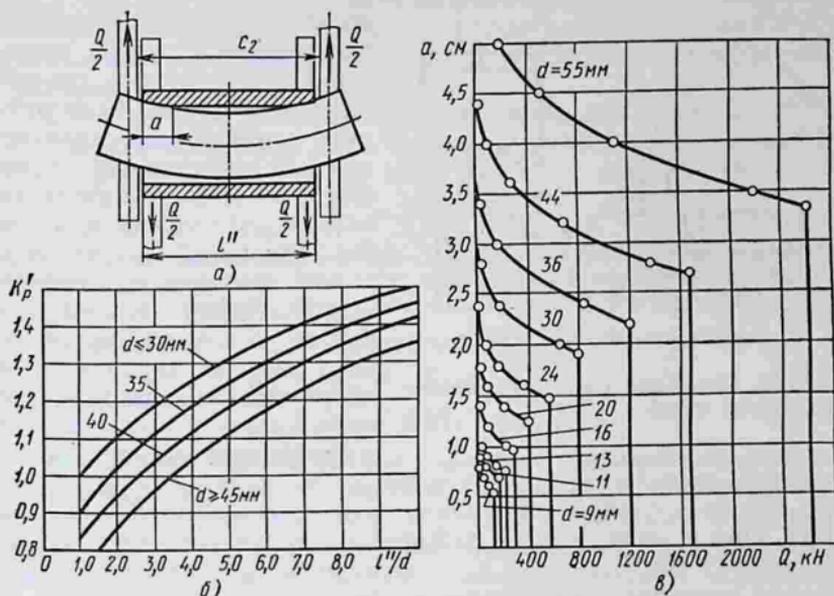


Рис. 1.18. К определению разрушающей нагрузки при испытании цепи на разрыв: а — схема действия нагрузок и деформации деталей; б — зависимость коэффициента K_p' от отношения l''/d ; в — зависимость длины площадки касания втулки с валиком от нагрузки Q

грузки действуют иначе: если при работе цепи расчетной является нагрузка, передаваемая от зуба звездочки, действующего на втулку непосредственно или через ролик, то при испытании на разрыв нагрузка на валики передается от втулки, на которую действуют пластины. Несущая способность в последнем случае существенно выше и

$$Q_{p. в. п} = \frac{0,118 K_{п. в} d^3 \sigma_{в}}{K_p' [3(c_2 - l'') + 2a]}, \quad (1.21)$$

где K_p' — коэффициент, определяемый по рис. 1.18, б; c_2 , l'' , a — размеры, см (рис. 1.18, а); длину a площадки касания (см. рис. 1.18, а) определяют по рис. 1.18, в при нагрузке $Q = Q_{p. в. п}$, вычисленной для пластин по выражению (1.18).

Расчет круглозвенных, разборных, вильчатых и других видов цепей. Приведенные зависимости для расчета пластинчатых цепей после соответствующих преобразований можно использовать и для цепей других видов. Так, при расчете круглозвенных цепей по формулам (1.15) и (1.18) вместо произведения $m(b - 2r_1)s$ следует принять площадь двух сечений цепной стали, т. е. $ld^2/2$, а значения α_σ , K_b , $K_{п. в}$ принять по опытным данным для этих цепей (ориентировочно $\alpha_\sigma = 4 \dots 6$; $K_b = 0,7$; $K_{п. в} = 1$).

При расчете звеньев разборных и вильчатых цепей по тем же формулам вместо произведения $m(b - 2r_1)s$ в них следует под-

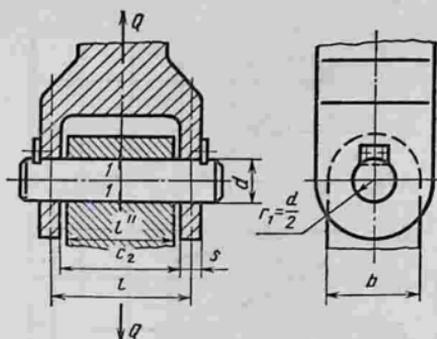


Рис. 1.19. Схема для расчета разборных и вильчатых цепей

ставлять площадь ослабленных сечений проушин звена, перпендикулярных усилию растяжения цепи. Если принять идентичные обозначения для размеров этих сечений (рис. 1.19), то выражение $m(b - 2r_1)$ можно оставить без изменений и принять $m = 2$ при расчете по наружным (боковым) звеньям разборной горячештапованной цепи или по двухрожкой части звена вильчатой цепи и $m = 1$ и $s = l''$ при расчете соответственно по внутренним

(средним) звеньям и однорожкой части вилки. Значения α_0 и K_b при этом следует определять соответственно по рис. 1.14, в и 1.16. При расчете валиков разборных и вильчатых цепей по выражениям (1.16), (1.19) и (1.21) следует руководствоваться обозначениями размеров, указанными на рис. 1.19.

Расчет тяговых цепей на долговечность по износу деталей шарниров. Перегибы цепи на звездочках, блоках и других криволинейных участках трассы конвейера, а также поперечные колебания цепи сопровождаются взаимным скольжением деталей шарниров, вызывающим их изнашивание. Большое число шарниров в контуре цепи, тяжелые условия работы (недостаточная подача смазочного материала, а во многих случаях его отсутствие, абразивное загрязнение, значительные нагрузки и др.) делают износ одним из основных критериев, определяющих срок службы цепи. По мере изнашивания цепи удлиняется шаг ее звеньев, в то время как шаг зубьев звездочек изменяется относительно мало. Поэтому при определенном значении удлинения шага цепи (обычно до 4 ... 6 % у пластинчатых и до 10 % у круглозвенных цепей) происходит нарушение зацепления цепи со звездочками, и цепь необходимо заменить. Но это не единственная причина замены цепей вследствие изнашивания. С изнашиванием связано уменьшение размеров и снижение прочности деталей шарниров. Тонкостенные детали — втулки и ролики, ослабленные в результате изнашивания, — начинают разрушаться задолго до наступления указанных предельных значений увеличения шага.

Установлено, что интенсивность изнашивания шарниров цепей при изменении основных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов в пределах, характерных для реальных машин, изменяется от 0,00001 до 1000 мкм/м пути трения. Только при изменении вида смазывания и абразивного загрязнения при одном и том же давлении на шарнир, например 10 МПа, интенсивность изнашивания изменяется от 0,0003 до 1 мкм/ч, т. е. более

чем в 3000 раз. Учитывая такие широкие диапазоны колебания интенсивности изнашивания, трудно рассчитывать на достоверность прямых расчетов тяговых цепей на износ по единой зависимости, пригодной для любых случаев.

С достаточной для практических целей точностью такие расчеты можно выполнять лишь по методу аналогий, согласно которому срок службы тяговой цепи

$$T_p = T_a K_a / K_p, \quad (1.22)$$

где T_a — срок службы цепи-аналога; K_a и K_p — коэффициенты, учитывающие влияние конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на износостойкость рассчитываемой цепи и цепи-аналога соответственно.

Коэффициенты K_p и K_a определяют по формулам

$$K_p = K_1 K_2 K_3 \dots K_7, \quad (1.23)$$

$$K_a = K'_1 K'_2 K'_3 \dots K'_7. \quad (1.24)$$

Имеющиеся опытные данные позволяют удовлетворительно оценивать влияние каждого фактора, учитываемого коэффициентами $K_1, K_2, K_3, \dots, K_7$ и $K'_1, K'_2, K'_3, \dots, K'_7$, тем более что при создании новых машин обычно широко используют принцип преемственности и значения многих коэффициентов в выражениях (1.23) и (1.24) оказываются одинаковыми и их можно не вычислять, а отношение K_a/K_p принимать равным 1. Это существенно упрощает расчет по зависимостям (1.22)... (1.24) и повышает его точность.

Из конструктивных и технологических факторов, характеризующих саму цепь, наиболее существенно влияют на ее изнашивание твердость деталей шарниров и способ их соединения с пластинами (последний — только для пластинчатых цепей).

Коэффициент, учитывающий влияние твердости при абразивном загрязнении со смазыванием,

$$K_1 = 1 / (C \sqrt{H_1^2 + H_2}), \quad (1.25)$$

где C — коэффициент, зависящий от вида термообработки ($C = 1$ для среднеуглеродистой стали без термообработки; $C = 0,7$ для термически обработанной стали); H_1, H_2 — микротвердость сопрягаемых деталей.

Для круглозвенных цепей из стали Ст3 без термообработки $K_1 = 1$; для цепей из мало- и среднеуглеродистых марганцовистых сталей с объемной закалкой $K_1 = 0,05$ при $\sigma_b = 700 \dots 800$ МПа, $K_1 = 0,4$ при $\sigma_b = 950$ МПа, $K_1 = 0,3$ при $\sigma_b = 1100$ МПа, а для цепей, подвергаемых цементации с последующей закалкой и отпуском, $K_1 = 0,14 \dots 0,2$.

Для пластинчатых цепей коэффициент, учитывающий влияние способа соединения деталей, $K_2 = 1$ при посадке валиков и втулок в пластины с зазором и $K_2 = 0,7$ при посадке с натягом.

Из параметров, характеризующих условия работы цепей, на их срок службы наиболее существенно влияют путь трения в шарнирах за единицу времени, давление, абразивное загрязнение,

наличие или отсутствие смазочного материала, вид смазывания и допустимый износ.

В первом приближении влияние пути трения оценивают коэффициентом K_3 , пропорциональным числу двойных перегибов цепи за единицу времени, например, за 1 с:

$$K_3 = vn/L, \quad (1.26)$$

где v — скорость цепи, м/с; n — число криволинейных участков в контуре цепи (для конвейера с прямолинейной трассой $n = 2$); L — длина контура цепи, м.

Влияние удельной нагрузки в приближенных расчетах учитывают коэффициентом

$$K_4 = (S_{\max}/F)^x, \quad (1.27)$$

где S_{\max} — максимальное усилие натяжения цепи, кН; F — площадь опорной поверхности шарнира (для пластинчатых, разборных, вильчатых и подобных по форме шарнира цепей $F = dl^2$, для круглозвенных цепей $F = d^2$); x — показатель степени, характеризующий чувствительность цепи к влиянию удельной нагрузки на ее износ в данных условиях трения (при периодическом смазывании без загрязнения деталей шарниров $x = 1$; при периодическом смазывании с абразивным загрязнением деталей шарниров без термообработки $x = 0,88$; при объемной закалке $x = 0,6$; при цементации $x = 0,47$; при нитроцементации $x = 0,29$; без смазывания, с абразивным загрязнением для деталей шарниров без термообработки $x = 2$, а при цементации $x = 1,6$).

Прямой учет влияния абразивного загрязнения (коэффициент K_5) на износ цепи затруднен из-за того, что в зависимости от степени загрязнения и твердости абразивных частиц интенсивность изнашивания изменяется в пределах нескольких порядков. Но задача облегчается тем, что у машин одного и того же назначения (например, у скребковых конвейеров для перемещения данного конкретного груза) условия абразивного загрязнения цепи приблизительно одинаковы, а следовательно, для конструируемой машины и для машины-аналога того же назначения коэффициент K_5 можно принять одинаковым, например, $K_5 = 1$. В тех случаях, когда цепь не работает в среде абразивного груза (пластинчатые, литейные конвейеры), но загрязняется его частицами, можно принять $K_5 = 1$ — при прямом попадании просыпающихся абразивных частиц на незащищенную цепь; $K_5 = 0,2 \dots 0,5$ — при защите цепи от прямого попадания на нее абразивных частиц, например, кожухом или отнесением цепи в сторону от зоны просыпай абразивных частиц груза; $K_5 = 0,3 \dots 0,5$ — при защите шарниров цепи слоем густого смазочного материала.

Следует иметь в виду, что многие сыпучие пылевидные грузы, например комбикорм, зерновые продукты, каменный уголь, не являются абразивными и в условиях трения без смазывания способствуют повышению износостойкости цепи в десятки и сотни раз, поскольку их частицы выполняют роль смазочного материала, разделяя трущиеся поверхности.

Влияние жидкого смазочного материала при расчете тяговых цепей на долговечность по износу в тех случаях, когда он приме-

няется (в эскалаторах, пластинчатых, литейных и других видах конвейеров, в которых цепи не погружаются в транспортируемый груз), оценивают коэффициентом $K_6 = 1$ при ручном периодическом смазывании; $K_6 = 0,5$ при периодическом смазывании ма-сленками-автоматами и $K_6 = 0,3$ при постоянном (капельном или фитильном) смазывании.

Влияние допустимого износа оценивают коэффициентом

$$K_7 = 1/\Delta l_0, \quad (1.28)$$

где Δl_0 — предельно допустимое увеличение шага цепи, %.

При одинаковых параметрах рассчитываемой цепи и цепи-аналога можно принимать $K_7 = 1$ при отсутствии съемника цепи на холостой ветви и $K_7 = 0,7$ при наличии его.

Как видно из приведенных данных, срок службы рассчитываемой цепи будет во столько раз больше срока службы цепи-аналога, во сколько раз будет меньше произведение определенных для нее коэффициентов $K_1, K_2, K_3, \dots, K_7$.

Результаты расчетов, выполненных по изложенному методу, дают удовлетворительную сходимость с опытными данными, полученными в реальных условиях. Вместе с тем приведенные данные указывают на направления повышения долговечности по критерию износа шарниров в тех случаях, когда в этом имеется необходимость.

Выбор тяговой цепи. Выбор тяговой цепи представляет сложную многовариантную технико-экономическую задачу, которую необходимо решать на основе технико-экономического анализа нескольких альтернативных вариантов, сбора и учета данных о работе цепей в машине-прототипе (аналоге), а в особо ответственных случаях — на основе специальных статистических и экспериментальных исследований.

Выбираемая цепь не должна терять в заданных условиях главного свойства — подвижности в шарнирах. Подвижность теряется при забивании зазоров между деталями шарниров втулочных и втулочно-роликовых цепей частицами транспортируемого груза или продуктами коррозии, а также при нарушении посадки и сползании пластин внутренних звеньев в сторону наружных пластин. Наилучшей подвижностью в шарнирах обладают круглозвенные, разборные и открытошарнирные пластинчатые цепи, которым и следует отдавать предпочтение в тех случаях, когда имеется реальная опасность потери шарнирности.

Выбираемая цепь должна быть прочной, от чего в значительной мере зависит безотказность ее работы. При выборе типоразмера цепи по критерию прочности обычно рассчитанную рабочую нагрузку (натяжение) цепи S_p умножают на коэффициент запаса прочности n и по полученному значению $Q_{рас.в} = nS_p$ выбирают такой типоразмер цепи, для которого разрушающая нагрузка $Q_{р.в.н}$ близка к значению $Q_{рас.в}$, полученному расчетом.

При расчете деталей машин обычно принимают коэффициенты запаса прочности, не намного превышающие единицу по отноше-

нию к пределу текучести или действительному (с учетом концентрации напряжений и других факторов) пределу выносливости материала. Такой подход к выбору цепей, рекомендуемый в отдельных пособиях и справочниках, включая учебную литературу, в подавляющем большинстве случаев недопустим. Цепь не деталь, а сложный механизм, ее детали работают по-разному, для них характерно сложное напряженное состояние, не имитируемое при испытаниях цепи растяжением на разрыв, по результатам которого определяют стандартные значения разрушающих нагрузок.

Поэтому не случайно на практике принимают коэффициенты запасов прочности тяговых цепей по отношению к стандартным значениям разрушающих нагрузок не ниже пяти, в частности: для горизонтальных конвейеров неотвественного назначения $n = 5 \dots 7$; для конвейеров с наклонными участками трассы $n = 8 \dots 10$; для эскалаторов (с цепями особо высокого качества) $n = 7$; для подвесных конвейеров $n = 10 \dots 13$.

Результаты расчетов пластинчатых цепей на прочность по выражениям (1.15) ... (1.21), хорошо согласующиеся с практическими данными, свидетельствуют о том, что их разрушающая нагрузка по пределам выносливости материала деталей при $K_{p, n} = 1$, т. е. при $N_a \geq 10^6$, в 6 ... 6,5 раза меньше ее стандартных значений, определяемых при испытаниях на разрыв. А если учесть, что по критерию усталостной долговечности цепь также должна иметь определенный запас (коэффициент запаса не менее 1,3), то приведенные значения реально принимаемых коэффициентов запаса прочности для длительно работающих цепей нельзя признавать чрезмерно завышенными и ими следует руководствоваться при ориентировочных расчетах и в учебной практике. Лишь для кратковременно и редко работающих тихоходных конвейеров, у которых значение N_a мало, а следовательно, коэффициент $K_{p, n}$ достаточно высок ($K_{p, n} > 2$), коэффициенты запаса прочности по отношению к стандартной разрушающей нагрузке могут быть приняты меньшими пяти.

При уточненных расчетах выбор цепи по критерию прочности следует производить с учетом соблюдения следующих условий:

$$Q_{p, y}/n_1 = Q_{д. y} \geq S_{\sigma}; \quad (1.29)$$

$$Q_{p, в}/n_2 = Q_{д. в} \geq S_{\text{дин}}; \quad (1.30)$$

$$Q_{p, в}/n_3 = Q_{д. в} \geq S_{\text{пик}}; \quad (1.31)$$

где n_1, n_2, n_3 — коэффициенты запаса прочности соответственно по пределам выносливости, текучести и прочности материала деталей; $Q_{д. y}, Q_{д. в}, Q_{д. в}$ — допускаемые нагрузки соответственно по пределам выносливости, текучести и прочности материала деталей цепи; S_{σ} — переменная составляющая усилия натяжения цепи; $S_{\sigma} = S_p - S_x$ (здесь S_p — максимальное усилие натяжения цепи на рабочей ветви, определенное как сумма статической и динамической нагрузки; S_x — минимальное усилие натяжения цепи на холостой ветви); $S_{\text{пик}}$ — пиковая рабочая нагрузка (наибольшая из случайных, редких и кратковременно действующих нагрузок),

Коэффициенты запаса прочности определяют по формулам

$$n_1 = k_1 k_2 k_3; \quad n_2 = n_3 = k_{s1} k_{s2} k_{s3},$$

где $k_1 = k_{s1} = 1$ — при разрушении детали, не вызывающем остановки машины, $k_1 = k_{s1} = 1,3$ — при разрушении, вызывающем остановку машины, и $k_1 = k_{s1} = 1,5$ — при разрушении, вызывающем аварию; $k_2 = k_{s2} = 1$ — при точном учете нагрузок и $k_2 = k_{s2} = 1,3$ — при приближенном учете нагрузок; $k_3 = 1$ — при индивидуальном контроле деталей и $k_3 = 1,3$ — при выборочном; $k_{s3} = 1,2$ при $\sigma_s/\sigma_B = 0,45$, $K_{s3} = 1,9$ при $\sigma_s/\sigma_B = 0,8$, при прочих значениях σ_s/σ_B k_{s3} определяется методом линейной интерполяции.

Определение нагрузок S_D , $S_{\text{пик}}$ и S_x входит в задачу тяговых и динамических расчетов машин, рассмотренных ниже.

Выбираемая цепь должна быть износостойкой, что в значительной мере определяет ее долговечность. Обеспечить заданный срок службы цепи по износу ее шарниров можно на основе расчета, изложенного выше, для которого необходимы данные о сроке службы по износу цепи в машине-аналоге. Если тяговая цепь этой машины имеет достаточный срок службы по износу, то для проектируемой машины следует применить цепь того же типа и типоразмера и сохранить неизменными другие параметры, влияющие на износ (скорость цепи, геометрическую схему трассы, нагрузки и пр.). Если последние ухудшаются, необходимо предусмотреть меры, компенсирующие их изменение, с учетом дифференцированного влияния на износ изменившихся параметров.

При недостаточном сроке службы цепи в машине-аналоге следует выбрать другой типоразмер или тип цепи или изменить условия ее работы: снизить нагрузки, уменьшить число перегибов, защитить от абразивного загрязнения, повысить твердость деталей и т. д.

Если срок службы цепи в машине-аналоге слишком большой, то для проектируемой машины при надлежащем расчетном обосновании можно применить более легкую, простую и дешевую цепь.

Кроме трех рассмотренных основных факторов, определяющих работоспособность тяговых цепей, при их выборе следует учитывать ряд других факторов и конъюнктурных особенностей.

При отсутствии ограничений по габаритам звездочек (блоков) в тихоходных конвейерах предпочтение следует отдавать длиннозвенным цепям, как более дешевым и легким по сравнению с короткозвенными, а при ограничениях по габаритам и в быстроходных конвейерах — короткозвенным.

При малой вероятности потери подвижности в шарнирах наиболее рационально применять пластинчатые втулочные и втулочно-роликовые цепи (ГОСТ 588—81 и ТУ 3-189—77), обеспечивающие благодаря широкому ассортименту присоединительных деталей наиболее простое крепление грузонесущих элементов, что имеет немаловажное значение.

Размещать катки на втулках цепи (ГОСТ 588—81) не рационально, так как затруднена их замена при износе. Лучше расположить их за пределами шарнира. Такое исполнение не преду-

смотрено стандартом, но может быть реализовано на базе стандартной втулочной, втулочно-роликовой или открытошарнирной цепи.

Если ни один из типоразмеров тяговых цепей потребителя не удовлетворяет и он располагает возможностью организовать собственное производство требуемой цепи, то ориентироваться в этом случае следует на пластинчатые открытошарнирные, как наиболее универсальные, самые простые в изготовлении и не требующие специального цецепделательного оборудования.

Необходимо также учитывать, что номенклатура фактически выпускаемых цепей во много раз уже включенной в стандарты. Поэтому во всех случаях, исключая учебные цели, при выборе тяговых цепей следует кроме стандартов руководствоваться справочными материалами специализированной организации — ЦКБ цепных передач и устройств при ВНИИПТУглемаше.

1.2.3. ОПОРНЫЕ И ПОДДЕРЖИВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Опорными устройствами для лент и резе для пластинчатого настила служат стационарные ролики, обеспечивающие малое сопротивление передвижению несущего органа и большой срок службы. Ролики обычно изготавливают из металла, но в последнее время на Волгоградском заводе керамических изделий стали изготавливать керамические ролики, которые в 10 раз дешевле металлических. При транспортировании штучных грузов и пассажиров ленточные конвейеры иногда снабжают опорами скольжения в виде неподвижного настила для обеспечения плавного движения ленты. Ходовые катки служат опорными элементами пластинчатого настила (см. рис. 2.31), скребков (см. рис. 2.43, а), ковшей, ступеней эскалаторов, несущих цепей, тележек подвесных (см. рис. 2.65), тележечных и грузоведущих напольных конвейеров.

Сила нажатия катков * на криволинейные направляющие вблизи верхней точки *I* выпуклого участка трассы (рис. 1.20), примыкающего к горизонтальному участку,

$$N'_k = l_k \left[\frac{S'}{R_2} + (q + q_0) g \right], \quad (1.32)$$

где l_k — шаг катков; S' — натяжение гибкого органа в точке *I*; R_2 — радиус изгиба трассы; q и q_0 — распределенная масса соответственно груза и ходовой части; g — ускорение свободного падения.

* В настоящее время не существует четкого разграничения терминов: ролик, каток, дисковый ролик, колесо; все эти термины определяют вращающееся на оси тело в виде круглого цилиндра. Обычно, если высота этого цилиндра больше диаметра, то его называют роликом; если равна диаметру или немного меньше его — катком; если в несколько раз меньше диаметра — дисковым роликом или колесом.

В более общем случае в точке 2 наклонного участка

$$N_{к.н} = l_n \left[\frac{S''}{R_2} + (q + q_n) g \cos \beta \right], \quad (1.33)$$

где S'' — натяжение в точке 2; β — угол между наклонным участком и горизонталью.

Катки, установленные на поворотных кронштейнах, применяют в тележках напольных грузоведущих и подвесных грузотянущих конвейеров.

К опорным устройствам относятся также направляющие и подвесные пути, станины конвейеров. У скребковых конвейеров цепи иногда снабжают вместо ходовых роликов (катков) ползунами, перемещающимися по неподвижным направляющим путям. Опорным элементом цепей конвейеров сплошного волочения является непосредственно днище желоба.

1.2.4. ПРИВОДЫ

Приводные устройства машин непрерывного транспорта сообщают движение рабочим элементам: роликам, винтам, штангам, гибким элементам, желобам вибрационных и качающихся конвейеров. Приводные устройства позволяют получить постоянную или переменную (регулируемую) скорость, причем скорость может изменяться плавно при помощи вариаторов или ступенчато при помощи сменных передач, многоскоростных двигателей.

Классификация. В зависимости от числа двигателей различают приводы одно- и многодвигательные. Последние применяют в конвейерах большой мощности в условиях ограниченных габаритных размеров помещения по высоте (например, в шахтах) и при ограничении максимальной массы единичного агрегата (двигателя, редуктора), а также в конвейерах с переменным режимом загрузки (при малой загрузке включается двигатель меньшей мощности, что дает экономию энергии вследствие повышения КПД двигателя).

По способу передачи тягового усилия различают приводы фрикционные и приводы с передачей усилия зацеплением. Последние разделяют на гусеничные и угловые со звездочками. Угловые приводы устанавливают в местах поворота цепи на угол $90 \dots 180^\circ$, а гусеничные располагают на прямолинейных участках гибкого элемента.

Во фрикционных приводах тяговое усилие передается на гибкий орган (ленту, канат, цепь) силой трения его о приводной элемент. Фрикционный привод применяют обычно для лент и канатов, значительно реже — для цепей.

Привод с передачей усилия зацеплением применяют для цепей и реже для канатов с закрепленными на них муфтами.

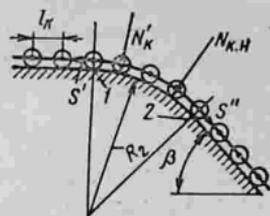


Рис. 1.20. Схема для расчета силы нажатия катков

В зависимости от числа приводов различают конвейеры одно- и многоприводные. Применение нескольких приводов позволяет, как правило, снизить максимальное натяжение гибкого элемента. При определении рационального места установки приводов на трассе конвейера основным критерием служит достижение наименьшего натяжения гибкого элемента. Отдельные приводы многоприводного конвейера называют парциальными. Многоприводные конвейеры могут иметь большую длину при правильно выбранной системе приводов. Известны установки с тяговым элементом длиной до 11 км.

Основные элементы приводов. Основными элементами приводов конвейеров являются двигатели (электрические, внутреннего сгорания, гидравлические), муфты, редукторы, тормоза. В узлы приводов включаются также остановы и ограничители крутящего момента. Передача тягового усилия на гибкий тяговый элемент конвейера осуществляется приводными элементами, к которым относятся барабаны, звездочки и шкивы (блоки).

Двигатели. В системе раздельного привода многобарабанных и многоприводных конвейеров применяют асинхронные короткозамкнутые двигатели со смягченной характеристикой, с соединительными муфтами скольжения (гидравлическими, вихревыми, электродинамическими) или без них, и двигатели с фазовым ротором, в цепь которого включают добавочное сопротивление для смягчения характеристики (повышения скольжения ротора).

Характерной особенностью асинхронных двигателей является то, что при снижении нагрузки (например, от момента M_{II} до M_I , рис. 1.21) угловая скорость вала двигателя возрастает (от ω_{II} до ω_I). Крутящий момент M_I пропорционален скорости скольжения двигателя $\omega_c - \omega_I$ (где ω_c — синхронная угловая скорость вала двигателя). Применение короткозамкнутых двигателей с повышенным скольжением обуславливает относительно равномерную нагруженность всех парциальных приводов одинаковой или неодинаковой номинальной мощности.

Муфты и редукторы. Приводной элемент конвейера соединяют с выходным валом редуктора зубчатой муфтой, а вал двигателя с входным валом редуктора — упругой муфтой, гидромуфтой или электромагнитной муфтой. В приводах конвейеров применяют цилиндрические, конические и цилиндроконические редукторы, реже — червячные.

Тормоза и остановы. Для быстрой остановки конвейера, ограничения выбега его рабочего элемента при выключении двигателя, а также для устранения обратного хода под действием силы тяжести

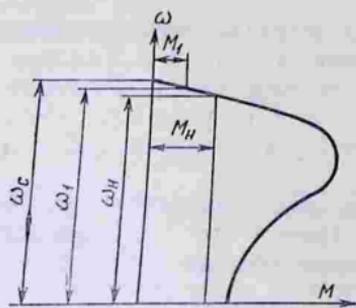


Рис. 1.21. Диаграмма крутящего момента двигателя привода

груза в наклонных конвейерах применяют колодочные тормоза типов ТКТ и ТКТГ, устанавливаемые на входном валу редуктора. Для предупреждения обратного хода несущего элемента под действием силы тяжести груза в случае нарушения кинематической связи между тормозным валом и приводным элементом конвейера (барабан, звездочки) используют бесшумные храповые остановы, собачки которых во время работы конвейера приподнимаются над зубьями храпового колеса при помощи фрикционных колец, центробежных сил или гидротолкателей. Применяют также шариковые и роликовые остановы, шарики или ролики которых зажимаются в клиновидных гнездах при обратном ходе несущего элемента конвейера и останавливают его.

Ограничители крутящего момента. Для предохранения цепных конвейеров от обрыва цепи и поломок приводного механизма из-за случайного возрастания сопротивления выше допустимого (заклинивание цепи, попадание посторонних предметов в цепь и т. п.) применяют муфты предельного момента и срезные пальцы, включаемые в конструкцию тяговых звездочек. Используют также ловители, автоматически останавливающие цепь в случае ее обрыва.

Приводные барабаны. Барабаны применяют в ленточных конвейерах и элеваторах. Их закрепляют на ведущем валу конвейера с помощью шпонок, а вал монтируют на подшипниках качения с уплотнительными устройствами.

Приводные звездочки и блоки. Приводные звездочки используются в цепных конвейерах, а приводные блоки — в канатных, но многогранные блоки применяют и в цепных конвейерах. Валы и подшипниковые узлы звездочек и блоков по конструкции такие же, как у барабанов.

1.2.5. НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА

Натяжные устройства служат для создания необходимого минимального натяжения гибкого элемента. Минимальное натяжение гибкого элемента определяется тяговой способностью фрикционного привода, стрелой прогиба провисающих участков, динамическими нагрузками и т. п.

Классификация натяжных устройств. По принципу действия различают грузовые, механические, гидравлические и пневматические натяжные устройства, а по расположению в пространстве — горизонтальные (рис. 1.22, а, б, г), наклонные (см. рис. 1.39, в) и вертикальные (рис. 1.22, в).

Грузовые устройства. По расположению на трассе конвейера различают натяжные устройства, размещаемые в хвостовой его части (рис. 1.22, а, б), и промежуточные (рис. 1.22, в, г).

Преимуществами грузовых натяжных устройств является автоматическая компенсация удлинения тягового элемента и поддержание постоянного его натяжения в процессе эксплуата-

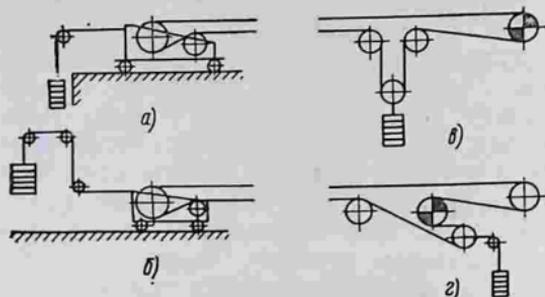


Рис. 1.22. Грузовые натяжные устройства:

а, б — горизонтальные, размещаемые в хвостовой части конвейера; в, г — промежуточные вертикальное и горизонтальное соответственно

ции. К недостаткам относятся их громоздкость и неудобство применения в передвижных машинах из-за большой массы.

При расположении грузового натяжного устройства в хвостовой части горизонтального конвейера из-за динамических нагрузок натяжение холостой ветви может быть ниже минимально допустимого S_{\min} . При размещении натяжного устройства около приводной головной звездочки динамические нагрузки, возникающие в тяговом элементе при пуске конвейера, не снижают натяжения холостой ветви ниже S_{\min} , так как в этом случае S_{\min} определяется массой натяжного груза, расположенного непосредственно в зоне действия S_{\min} . Поэтому грузовые натяжные устройства цепных конвейеров целесообразнее располагать вблизи привода. Кроме того, размещение его вблизи привода обеспечивает постоянство натяжения в сбегавшей ветви.

Важно отметить, что в горизонтальных и пологонаклонных конвейерах расположение натяжного устройства у привода по сравнению с другими вариантами его размещения обеспечивает минимальное натяжение тягового элемента.

Механические устройства. Механические устройства разделяют на винтовые, пружинно-винтовые, реечные, лебедочные и лебедочно-грузовые. Винтовые устройства (рис. 1.23, а) применяют в ленточных конвейерах малой длины (до 60 м), а пружинно-винтовые (рис. 1.23, б) — в цепных конвейерах для амортизации случайных пиковых усилий в цепи, которые возникают, например, при попадании куска груза между цепью и звездочкой. Пружина, на которую опирается гайка винта, предотвращает в таких случаях обрыв цепи. Пружинно-винтовые устройства позволяют также компенсировать остаточное удлинение цепи в начальной стадии.

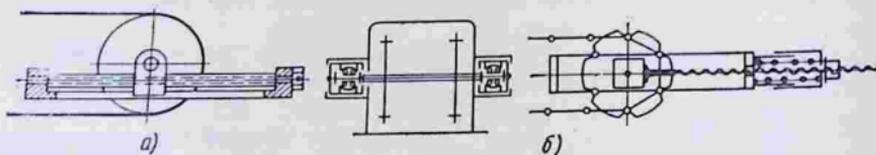


Рис. 1.23. Механические натяжные устройства:

а — винтовое; б — пружинно-винтовое

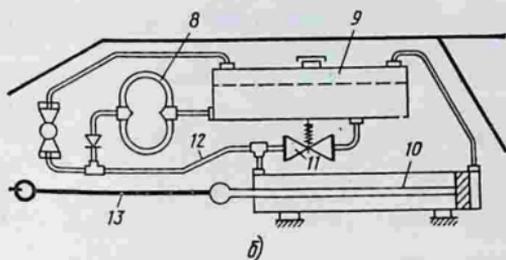
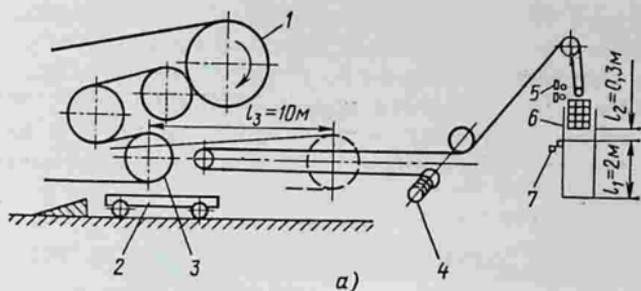


Рис. 1.24. Автоматические натяжные устройства:

a — лебедочно-грузовое; *б* — гидравлическое; 1 — приводной барабан; 2 — тележка; 3 — натяжной барабан; 4 — лебедка; 5, 7 — конечные выключатели; 6 — груз; l_1 — ход груза при пуске конвейера; l_2 — ход груза, компенсирующий вытяжку ленты; l_3 — ход барабана

Реечное устройство подобно винтовому, но вместо винта имеет рейку, взаимодействующую с шестерней, вращаемой с помощью рукоятки.

Лебедочно-натяжное устройство по принципу действия подобно грузовому, но в нем груз заменен автоматической лебедкой, поддерживающей постоянно натяжение гибкого элемента конвейера.

В лебедочно-грузовом натяжном устройстве (рис. 1.24, *a*) натяжение гибкого элемента конвейера поддерживается натяжным грузом, а лебедка служит для автоматического выбора каната, поднимающего груз, при чрезмерном остаточном удлинении ленты.

Гидравлические устройства. На рис. 1.24, *б* показана схема гидравлического натяжного устройства, автоматически поддерживающего заданное натяжение конвейерной ленты. Оно включает гидроцилиндр 10, шток которого тягой 13 связан с подвижной в направляющих осью натяжного барабана ленточного конвейера. Гидроцилиндр трубопроводом 12 соединен с шестеренным насосом 8, получающим питание из резервуара 9. При работе насоса масло через обратный клапан по трубопроводу 12 поступает от насоса в штоковую полость гидроцилиндра. Поршень последнего перемещается, увлекая за собой барабан до тех пор, пока натяжение ленты не достигнет заданного значения, определяемого давлением настройки перепускного клапана 11. Так обеспечивается постоянное натяжение ленты.

Насос 8 снабжен индивидуальным двигателем. В канатную тягу 13 встраивают датчик усилий, а на один из поддерживающих роликов ленты устанавливают тахогенератор, применяемый в ка-

честве датчика скорости движения ленты. В период разгона конвейера устройство обеспечивает повышенное натяжение, необходимое для создания увеличенного тягового усилия. После окончания разгона датчик скорости подает сигнал на предусмотренные в электросхеме устройства — промежуточные реле, и натяжение ленты снижается. Натяжение контролируется при помощи датчика усилий.

1.2.6. ЗАГРУЗОЧНЫЕ И РАЗГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Насыпные грузы подаются на ленточные и пластинчатые конвейеры через загрузочные воронки, подводящие материал к центру рабочего элемента и устраняющие просыпь в загрузочном пункте. Разгружаются они через головные звездочки или при помощи промежуточных плужковых сбрасывателей.

Скребокковые и винтовые конвейеры принимают транспортируемый груз через загрузочные отверстия в крышке желоба, а выдают его через выпускные отверстия в днище желоба.

Наименьший размер загрузочных отверстий конвейеров для кусковых грузов

$$A_0 \geq k_0'' a', \quad (1.34)$$

где k_0'' — коэффициент, равный 4 ... 5 и 5 ... 6 соответственно для рядовых и сортированных грузов.

Длина выпускного отверстия скребокковых и винтовых конвейеров

$$A_1 = \frac{v A_0 t}{\lambda_n (A_0 t - F')} \sqrt{\frac{2h}{g}}, \quad (1.35)$$

где A_0 — ширина отверстия, обычно близкая к ширине желоба конвейера; $\lambda_n = 0,25 \dots 0,6$ — коэффициент истечения; F' — площадь проекции рабочего элемента, погруженного в транспортируемый груз, на плоскость разгрузочного отверстия на длине одного шага t .

1.2.7. ОЧИСТИТЕЛЬНЫЕ И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Для обеспечения надежной работы конвейеров важное значение имеют автоматические очистительные устройства: вращающиеся барабанные щетки, скребки для очистки лент и цепей от частиц налипшего на них материала, скребки для очистки поверхностей барабанов, плужковые сбрасыватели для удаления с холостой ветви ленты грязи и посторонних предметов, оставленных на ней, например, во время ремонта и т. п. Очистка холостой ветви ленты нужна для того, чтобы грязь или посторонние предметы не попали под хвостовой барабан при пуске конвейера.

На машинах непрерывного транспорта устанавливают устройства безопасности, к которым относятся кроме описанных выше

тормозов, уменьшающих выбег рабочего элемента при выключении двигателя и препятствующих обратному ходу рабочего элемента под действием массы груза, также останова обратного хода; устройства, предохраняющие ленту от пробуксовывания по приводному барабану и от воспламенения; устройства, предупреждающие переполнение пересыпных воронок и лотков, сход ленты в сторону, застревание кусков груза между разгрузочным лотком и несущим элементом, обрыв тягового элемента; устройства обеспыливания, обнаружения металлических предметов в транспортируемом грузе, аварийного выключения конвейеров. Перечисленные устройства безопасности приводятся в действие автоматически специальными датчиками (реле скорости, термовыключателями и т. п.), посылающими импульс автоматического управления при возникновении аварийной ситуации.

1.3. ОСНОВЫ РАСЧЕТА КОНВЕЙЕРОВ

1.3.1. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И МОЩНОСТЬ КОНВЕЙЕРОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Часть формул, применяемых при расчете транспортирующих машин, носит общий характер, т. е. одни и те же формулы можно применить для определения отдельных параметров всех или нескольких типов машин. К общим расчетам относятся определение производительности, сил сопротивления движению рабочего элемента, динамических нагрузок цепи, тягового усилия конвейера, мощности привода и др. Расчет конвейеров производится с учетом условий работы.

Производительность конвейера. Количество груза, перемещаемого в единицу времени, определяет производительность машин. Различают производительность массовую Q (т/ч), объемную V (м³/ч) и штучную Z (шт/ч). Эти величины связаны зависимостями

$$Q = V\rho, \quad Q = m_e Z/1000,$$

где ρ — плотность груза, т/м³; m_e — масса единичного груза, кг.

Если конвейер перемещает груз со скоростью v (м/с), а на каждом метре конвейера лежит груз массой q (кг), то за 1 с конвейер транспортирует количество груза, равное qv . Тогда массовая производительность (т/ч) конвейера

$$Q = 3,6qv. \quad (1.36)$$

При движении груза непрерывным потоком постоянного сечения распределенная масса груза (кг/м)

$$q = F_n \rho,$$

где F_n — площадь поперечного сечения потока, нормального к направлению движения груза, м²; ρ — в кг/м³.

честве датчика скорости движения ленты. В период разгона конвейера устройство обеспечивает повышенное натяжение, необходимое для создания увеличенного тягового усилия. После окончания разгона датчик скорости подает сигнал на предусмотренные в электросхеме устройства — промежуточные реле, и натяжение ленты снижается. Натяжение контролируется при помощи датчика усилий.

1.2.6. ЗАГРУЗОЧНЫЕ И РАЗГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Насыпные грузы подаются на ленточные и пластинчатые конвейеры через загрузочные воронки, подводящие материал к центру рабочего элемента и устраняющие просыпь в загрузочном пункте. Разгружаются они через головные звездочки или при помощи промежуточных плужковых сбрасывателей.

Скребокковые и винтовые конвейеры принимают транспортируемый груз через загрузочные отверстия в крышке желоба, а выдают его через выпускные отверстия в днище желоба.

Наименьший размер загрузочных отверстий конвейеров для кусковых грузов

$$A_0 \geq k_0'' a', \quad (1.34)$$

где k_0'' — коэффициент, равный 4 ... 5 и 5 ... 6 соответственно для рядовых и сортированных грузов.

Длина выпускного отверстия скребокковых и винтовых конвейеров

$$\sqrt{\frac{2h}{g}}, \quad (1.35)$$

где A_0 — шири-
= 0,25 ... 0,6 — коэф-
элемента, погруженно
отверстия на длине 0,

рине желоба конвейера; $\lambda_n =$
— площадь проекции рабочего
ий груз, на плоскость разгрузочного

1.2.7. С УСТРОЙ

И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ

Для обеспе надежной работы конвейеров важ-
ное значение имеют автоматические очистительные устройства:
вращающиеся барабанные щетки, скребки для очистки лент и
цепей от частиц налипшего на них материала, скребки для очи-
стки поверхностей барабанов, плужковые сбрасыватели для уда-
ления с холостой ветви ленты грязи и посторонних предметов,
оставленных на ней, например, во время ремонта и т. п. Очистка
холостой ветви ленты нужна для того, чтобы грязь или посторон-
ние предметы не попали под хвостовой барабан при пуске кон-
вейера.

На машинах непрерывного транспорта устанавливают устрой-
ства безопасности, к которым относятся кроме описанных выше

тормозов, уменьшающих выбег рабочего элемента при выключении двигателя и препятствующих обратному ходу рабочего элемента под действием массы груза, также останова обратного хода; устройства, предохраняющие ленту от пробуксовывания по приводному барабану и от воспламенения; устройства, предупреждающие переполнение пересыпных воронок и лотков, сход ленты в сторону, застревание кусков груза между разгрузочным лотком и несущим элементом, обрыв тягового элемента; устройства обеспыливания, обнаружения металлических предметов в транспортируемом грузе, аварийного выключения конвейеров. Перечисленные устройства безопасности приводятся в действие автоматически специальными датчиками (реле скорости, термовыключателями и т. п.), посылающими импульс автоматического управления при возникновении аварийной ситуации.

1.3. ОСНОВЫ РАСЧЕТА КОНВЕЙЕРОВ

1.3.1. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И МОЩНОСТЬ КОНВЕЙЕРОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Часть формул, применяемых при расчете транспортирующих машин, носит общий характер, т. е. одни и те же формулы можно применить для определения отдельных параметров всех или нескольких типов машин. К общим расчетам относятся определение производительности, сил сопротивления движению рабочего элемента, динамических нагрузок цепи, тягового усилия конвейера, мощности привода и др. Расчет конвейеров производится с учетом условий работы.

Производительность конвейера. Количество груза, перемещаемого в единицу времени, определяет производительность машин. Различают производительность массовую Q (т/ч), объемную V (м³/ч) и штучную Z (шт/ч). Эти величины связаны зависимостями

$$Q = V\rho, \quad Q = m_e Z/1000,$$

где ρ — плотность груза, т/м³; m_e — масса единичного груза, кг.

Если конвейер перемещает груз со скоростью v (м/с), а на каждом метре конвейера лежит груз массой q (кг), то за 1 с конвейер транспортирует количество груза, равное qv . Тогда массовая производительность (т/ч) конвейера

$$Q = 3,6qv. \quad (1.36)$$

При движении груза непрерывным потоком постоянного сечения распределенная масса груза (кг/м)

$$q = F_n \rho,$$

где F_n — площадь поперечного сечения потока, нормального к направлению движения груза, м²; ρ — в кг/м³.

Объемная производительность $V = 3600F_{\Pi}v$, а штучная

$$Z = 3600vz_e/a, \quad (1.37)$$

где z_e — число штучных грузов на одном несущем элементе (на подвеске, люльке, полке); a — шаг несущих элементов (ковшей, подвесок и др.).

При движении груза отдельными частями массой m_{Π} его распределенная масса

$$q = m_{\Pi}/a. \quad (1.38)$$

Если отдельная порция груза состоит из z_e единичных грузов массой m_e , то

$$m_{\Pi} = z_e m_e.$$

Если насыпной груз перемещается в ковшах объемом i_K , то

$$q = (i_K/a) \rho \psi, \quad (1.39)$$

где i_K — вместимость ковша, л; ρ — насыпная плотность груза, т/м³ (1 т/м³ = кг/л); ψ — коэффициент заполнения ковша материалом.

При заданной производительности распределенная вместимость ковшей (л/м длины тягового элемента)

$$i_K/a = Q/(3,6v\psi\rho). \quad (1.40)$$

Производительность пассажирских конвейеров

$$Z = 3600Bvz_{\Pi},$$

где B — ширина ленты или пластинчатого настила, м; v — скорость ленты или пластинчатого настила, $v = 0,35 \dots 0,95$ м/с; z_{Π} — число пассажиров на 1 м² настила.

Массовая производительность устройств циклического действия

$$Q = 3,6m_{\Pi.г}/T_{\Pi}, \quad (1.41)$$

где $m_{\Pi.г}$ — масса перемещаемого за один цикл груза, кг; T_{Π} — продолжительность цикла, с.

Масса груза, перемещаемого одним несущим органом конвейера (например, тележкой),

$$m_{\Pi.г} = Q_{\tau} k'_Q,$$

где Q_{τ} — грузоподъемность тележки, кг; k'_Q — коэффициент использования грузоподъемности (при перевозке массивных поковок, листового материала и проката $k'_Q = 0,8 \dots 1$, при перемещении тонкостенных отливок, пластмассовых дегалей и т. п. $k'_Q = 0,1 \dots 0,2$).

Продолжительность цикла

$$T_{\Pi} = [L_{\Pi} (1/v_{\Pi} + 1/v'_{\Gamma}) + T_{\text{доп}}], \quad (1.42)$$

где L_{Π} — длина пути, пройденного грузом за один цикл в одну сторону, м; v'_{Γ} , v_{Π} — скорости движения тележки с грузом и без него (порожней) соответственно, м/с; $T_{\text{доп}}$ — дополнительное время, затрачиваемое на разгон, торможение тележки, подъем и опускание платформ толкающих конвейеров, выполнение тех-

нологических операций при поточном производстве и др.; для тележек, загружаемых и разгружаемых вручную, дополнительное время исключает время на загрузку и разгрузку:

$$T_{\text{доп}} = \frac{m_{\text{п.г}} t'}{k_{\text{п}}'} \left(\frac{1}{x_1} + \frac{1}{x_2} \right),$$

где t' — относительное время, затрачиваемое одним рабочим на погрузку 1 кг груза, $t' = 9$ с/кг; $k_{\text{п}}'$ — коэффициент простоев (обычно $k_{\text{п}}' = 0,75 \dots 0,9$); x_1 , x_2 — число рабочих в пунктах загрузки и разгрузки соответственно.

Если несущие органы (например, тележки) перемещаются составом по $z_{\text{т}}$ штук в каждом, то производительность транспортной установки повышается, т. е.

$$Q = 3,6 m_{\text{п.г}} z_{\text{т}} / T_{\text{п.г}}$$

Производительность загрузочных устройств. Производительность конвейеров зависит от производительности загрузочных устройств, в качестве которых используются погрузчики, скреперы и подвесные пути, а также питатели бункеров (затворы). Производительность одноковшовых и вилочных погрузчиков определяют по формуле (1.41), причем для ковшовых погрузчиков

$$m_{\text{п.в}} = i_{\text{к}} k_{\text{к}}'', \quad (1.43)$$

где $k_{\text{к}}''$ — коэффициент наполнения ковша [для влажного песка и гравия $k_{\text{к}}'' = 0,55 \dots 0,75$; для щебня $k_{\text{к}}'' = 0,5 \dots 0,65$; для котельного шлака $k_{\text{к}}'' = 0,8 \dots 1,1$ ($k_{\text{к}}'' = 1,1$ при загрузке выше кромок ковша)].

Продолжительность цикла работы погрузчика вычисляют по формуле (1.42), причем $T_{\text{доп}}$ для ковшовых погрузчиков при задней разгрузке ковша принимают равным 25 ... 30 с, при боковой 30 ... 40 с, при передней 50 ... 80 с, для вилочного погрузчика — 40 ... 50 с. В общем случае $T_{\text{доп}}$ складывается из продолжительностей захвата груза рабочим органом (5 ... 10 с), отдачи груза (4 ... 8 с), перемещения рабочего органа в транспортное положение (5 ... 7 с), подъема рабочего органа до разгрузочного положения (6 ... 10 с) и суммарного времени на переключение рычагов управления (10 ... 15 с).

Производительность скреперов определяют по формулам (1.41)—(1.43), причем под $i_{\text{к}}$ понимают вместимость скрепера, а коэффициент наполнения $k_{\text{к}}''$ при транспортировании крупнокусовой плохо сыпучей руды принимают равным 0,5 ... 0,7, а легкосыпучей 0,6 ... 0,9; при перемещении угля 0,9 ... 1,0. Время $T_{\text{доп}} = 10 \dots 20$ с в формуле (1.42) определяют с учетом пауз. Длину скреперования $L_{\text{п}}$ принимают равной в среднем $2/3$ максимальной длины хода скрепера.

Производительность подвесных путей определяют по формуле (1.41), причем для расчета $m_{\text{п.г}}$ принимают $k_{\text{д}} = 0,4 \dots 0,8$. Дополнительное время определяют по формуле

$$T_{\text{доп}} = t_1 + t_2,$$

где $t'_1 = 20 \dots 30$ с — время загрузки тележки; t'_2 — время разгрузки тележки (при разгрузке в одном пункте $t'_2 = t'_1$, а при раздаче грузов по нескольким пунктам $t'_2 = 35 \dots 60$ с).

Производительность конвейеров, работающих по принципу волочения груза, зависит от пропускной способности (т/ч) их загрузочных и выпускных отверстий:

$$Q_0 = 3,6vF_i\rho, \quad (1.44)$$

где v — скорость истечения сыпного груза из отверстия, м/с [(см. п. 4.3.3), формулы (4.89), (4.93) и (4.94)]; F_i — эффективная площадь отверстия истечения, м²; ρ — в кг/м³.

Поверочный расчет производительности. При проектировании конвейерных установок для ГПС (гибких производственных систем) необходимо проверять производительность конвейеров при транспортировании ими различных грузов, отличающихся друг от друга по своим свойствам. Для этого применяют приводимые ниже формулы поверочного расчета производительности, которые можно использовать и для программирования САПР ГПС (систем автоматического проектирования гибких производственных систем).

Опыт показывает, что при перемещении сыпного груза лентой или пластинчатым настилом свободная поверхность груза в поперечном сечении представляет собой параболу (рис. 1.25) высотой

$$h = b_1 \operatorname{tg} \alpha''_n / 4, \quad (1.45)$$

где b_1 — ширина сыпучего тела на несущем органе; α''_n — угол насыпки материала.

При ориентировочных расчетах принимают $\alpha''_n = k''_n \alpha_n$, где α_n — угол насыпания груза; $k''_n = 0,5 \dots 0,6$ — коэффициент пропорциональности. При поверочных расчетах производительности проектируемых конвейеров угол α''_n определяют по формуле $\operatorname{tg} \alpha''_n = k_\alpha \operatorname{tg} \alpha''$, где k_α — поправочный коэффициент (табл. 1.8); α'' — угол откоса груза на колеблющейся плоскости.

При движении сыпного груза внутри круглой трубы массовая производительность

$$Q = 0,9\psi D^2 v \rho, \quad (1.46)$$

где ψ — коэффициент заполнения трубы; D — диаметр трубы; v — скорость груза.

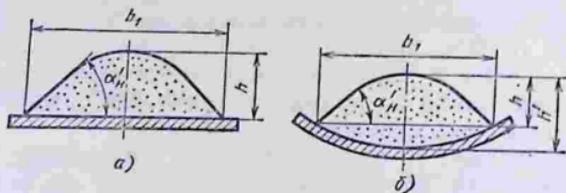


Рис. 1.25. Расположение груза:

а — на плоской ленте или плоском настиле; б — на желобчатой ленте

1.8. Значения поправочного коэффициента k_a

Транспортируемый груз	Конвейер	
	стационарный	передвижной
Пылевидный, порошкообразный, зернистый, кусковой с наличием мелких фракций (рядовой)	0,9	0,8
Кусковой сортированный с кусками неправильной формы	0,8	0,6
Кусковой сортированный с кусками округлой формы	0,6	0,5

Производительность транспортирующих машин, перемещающих насыпной груз способом волочения отдельными порциями (например, скребковых конвейеров), зависит от размеров тела волочения. Его массу m_i (рис. 1.26) определяют для легкосыпучих грузов по формуле

$$m_i = \frac{\rho b_{ж}^2 h_T^2}{2n_0 (f_v + \sin \beta) (b_{ж} + n_0 h_T)}, \quad (1.47)$$

где $b_{ж}$ — ширина желоба; h_T — высота тела волочения, м; n_0 — коэффициент бокового давления; f_v — коэффициент трения груза о материал желоба.

Коэффициент бокового давления

$$n_0 = \frac{K_0 (1,2 + v)}{1 + 2f^2},$$

где K_0 — коэффициент, учитывающий возможные боковые колебания желоба ($K_0 = 1$ для стационарных конвейеров и $K_0 = 1,1 \dots 1,2$ для передвижных конвейеров); v — скорость движения скребков, м/с (при $v > 1$ м/с в формулу подставляют $v = 1$ м/с); f — коэффициент внутреннего трения груза.

Для плохосыпучих грузов

$$m_i = \frac{\rho b_{ж}^2 h_T^2 (h_T + n_0 h_0)}{2n_0 (f_v + \sin \beta) [b_{ж} h_T + (h_T - h_0)^2 n_0]}, \quad (1.48)$$

где h_0 — максимальная высота свободно стоящей вертикальной стенки связанного насыпного груза;

$$h_0 = (1 + 2f) \tau_0 / (0,62\rho g);$$

здесь τ_0 — начальное касательное напряжение сдвига (см. рис. 1.4) для связанного насыпного груза.

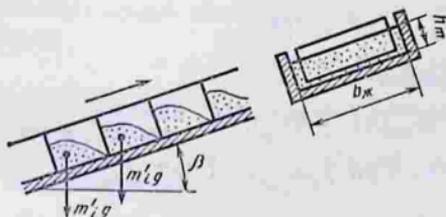


Рис. 1.26. Расположение груза в желобе

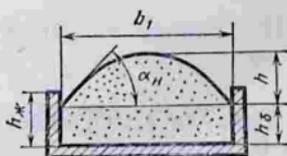


Рис. 1.27. Поперечное сечение груза на пластинчатом настиле с бортами

Формула (1.48) действительна при $h_T > h_0$. При $h_T < h_0$ расчет проводят по формуле

$$m_i' = \frac{\rho b_{ж}^2 h_T^2 (h_T + n_0 h_0)}{2n_0 (f_B + \sin \beta) [b_{ж} h_T - (h_0 - h_T)^2 n_0]} \quad (1.49)$$

Распределенная масса груза при движении вдоль конвейера с плоской лентой или плоским настилом (см. рис. 1.25, а)

$$q = (2/3) b_1 h \rho; \quad (1.50)$$

с желобчатой лентой (см. рис. 1.25, б)

$$q = (2/3) b_1 h' \rho; \quad (1.51)$$

с настилом, имеющим борта (рис. 1.27),

$$q = b_1 (h_0 + 2h/3) \rho, \quad (1.52)$$

где $h_0 = \psi h_{ж}$ (здесь $\psi = 0,65 \dots 0,75$); $h_{ж}$ — высота бортов).

Высота параболического сегмента (рис. 1.27)

$$h = \frac{k_a b_1}{4} \sqrt{\frac{(1 - \Phi) (tg^2 \alpha_n - tg^2 \beta)}{1 + tg^2 \beta}} - \Phi, \quad (1.53)$$

где k_a — поправочный коэффициент (см. табл. 1.8); β — угол наклона конвейера; Φ — коэффициент, учитывающий вибрацию ленты;

$$\Phi = \frac{g - \sqrt{g^2 - j^2}}{g + \sqrt{g^2 - j^2}}; \quad (1.54)$$

$$tg \alpha_n = f_B/2 + \sqrt{f_B^2/4 + 2\tau_0/(b_1 \rho g)}.$$

При вычислении Φ ускорение j настила определяют по формуле

$$j = 4v^2 r' / D_p^2,$$

где v — скорость ленты или настила; r' — радиус эксцентриситета опорных роликов ленты или настила (биение роликов); D_p — диаметр поддерживающих роликов.

Предельное значение ускорения $j_{пр}$ определяют при $h = 0$. Подставляя в уравнение (1.53) $h = 0$ и решая его относительно Φ , получаем предельное значение

$$\Phi_{пр} = \sin^2 \alpha_n - \cos^2 \alpha_n tg^2 \beta.$$

Предельное значение ускорения

$$j_{пр} = (2g \sqrt{\Phi_{пр}}) / (1 + \Phi_{пр}).$$

Формула (1.53) действительна при $j < j_{пр}$. Если $j > j_{пр}$, то $h = 0$.

При скольжении груза по прямоугольному желобу (см. рис. 1.26) его распределенная масса

$$q = k_c m_i' a,$$

где k_c — коэффициент, учитывающий снижение скорости частиц груза, расположенных вблизи стенок желоба ($k_c = 0,8$ для пылевидных и $k_c = 0,9$ для остальных грузов); m_i — масса тела волочения; a — шаг скребков.

Мощность приводного электродвигателя, выбор редуктора и тормоза. Мощность (Вт), передаваемая на приводной элемент (барабан, звездочку, шкив) конвейера

$$P_0 = W_0 v, \quad (1.55)$$

где W_0 — окружное усилие на приводном элементе.

Мощность на валу приводного элемента P_B больше мощности P_0 за счет потерь в подшипниках вала, на изгиб тягового элемента, а также сопротивления очистительных устройств:

$$P_B = W_B v, \quad (1.56)$$

где W_B — окружное усилие на приводном элементе с учетом потерь на его валу.

Мощность приводного двигателя

$$P = k_z P_B / \eta_0, \quad (1.57)$$

где k_z — коэффициент запаса мощности ($k_z = 1,15 \dots 1,25$); η_0 — КПД передаточного механизма; $\eta_0 = \eta_p \eta_m^{z_M} \eta_{доп}$ (здесь η_p — КПД редуктора; η_m — КПД муфты; z_M — число муфт в приводе; $\eta_{доп}$ — КПД дополнительных элементов цепной передачи, вала и др.) (табл. 1.9).

Средние значения КПД некоторых элементов приведены ниже.

Редуктор:		Цепная передача	0,92
одноступенчатый	0,97	Ременная передача	0,96
двухступенчатый	0,94	Муфта	0,99
трехступенчатый	0,92	Вал на подшипниках качения	0,98 ...
Зубчатая передача открытая:			0,99
с фрезерованными зубьями	0,95	Приводной орган (звездочка, барабан, шкив):	
с необработанными зубьями	0,90	без учета жесткости тягового органа	0,98
Червячная передача:		с учетом жесткости тягового органа	0,92
с трехходовым червяком	0,85		
с двухходовым червяком	0,75		
с одноходовым червяком, несамотормозящая	0,65		

Если рабочий орган (например, винт) конвейера совершает вращательное движение, то мощность (Вт) рассчитывают по формуле

$$P_0 = M_0 \omega, \quad (1.58)$$

где M_0 — момент силы сопротивления вращению: Н·м; ω — угловая скорость рабочего органа.

Мощность (Вт) на валу приводного элемента вычисляют по приближенной формуле

$$P_B = Q (\omega_0 L_r \pm H) g / 3,6, \quad (1.59)$$

где Q — массовая производительность конвейера, т/ч; ω_0 — обобщенный коэффициент сопротивления, зависящий от сопротивления опорных элементов, от-

клоняющихся, приводных, загрузочных и очистительных устройств конвейера; $\omega_0 = 0,1 \dots 4,2$, причем меньшие значения относятся к несущим конвейерам (ленточным, пластинчатым и т. п.), а большие — к конвейерам, работающим по принципу волочения (скребковым, винтовым и т. п.); L_r — длина горизонтальной проекции трассы конвейера; H — высота подъема груза, м.

Формула (1.59) получается путем подстановки в формулу (1.56) значений

$$W_B = qg(L_r\omega_0 \pm H); q = Q/(3,6v). \quad (1.60)$$

Если для конвейеров с гибким тяговым элементом коэффициент ω_0 неизвестен, то мощность (Вт) определяют по выражению

$$P_B = g[K_4\omega(3,6m_{\text{эв}} + QL_r) \pm H K_5]/3,6, \quad (1.61)$$

где K_4, K_5 — коэффициенты, учитывающие соответственно силы сопротивления на криволинейных участках гибкого элемента, возникающие под действием его натяжения, и поперечные смещения гибкого элемента, вызывающие дополнительные силы трения его о направляющие устройства; $m_{\text{эв}}$ — эффективная масса движущихся частей конвейера [см. (1.142)].

В предыдущих формулах знак «+» перед H ставится при подъеме, а знак «—» — при опускании груза. Коэффициенты K_4 и K_5 зависят от типа конвейера, числа и расположения его криволинейных участков, вида опорных элементов гибкого элемента. Например, для ленточных конвейеров $K_4 = 1,15 \dots 1,5$ и более, причем меньшие значения выбирают для длинных прямолинейных конвейеров с головным приводом и хвостовой натяжной станцией без промежуточных сбрасывающих устройств, а большие — для коротких конвейеров с изгибами трассы при промежуточных приводных, натяжных и разгрузочных устройствах. При расчете ленточных конвейеров принимают $K_5 = 1$, а при расчете ковшовых элеваторов $K_5 = 1,05$.

Исходя из установленной мощности P , определяемой по формуле (1.57), выбирают электродвигатель, как правило, трехфазный асинхронный серии 4А.

По мощности двигателя подбирают редуктор в соответствии с расчетным передаточным числом

$$u_0 = \pi n_d / (30\omega), \quad (1.62)$$

где n_d — частота вращения вала двигателя, об/мин; ω — угловая скорость приводного барабана, звездочки или канатоведущего шкива, с^{-1} .

Угловая скорость звездочки

$$\omega_{\text{зв}} = 2\pi v / (z_0 l_{\text{зв}}), \quad (1.63)$$

где v — расчетная скорость цепи, м/с; z_0 — число зубьев звездочки; $l_{\text{зв}}$ — шаг зубьев звездочки, м.

Передаточное число для барабана или шкива

$$u_0 = (D_0 + \delta_n) \pi n_d / (60v). \quad (1.64)$$

Для звездочки

$$u_0 = z_0 n_d / (60v), \quad (1.65)$$

где D_0 — диаметр барабана, м; δ_n — толщина ленты, м.

Если требуемое передаточное число больше, чем имеющееся у стандартных редукторов, рассчитывают передаточное число дополнительной передачи (цепной, зубчатой, ременной), соединяющей выходной вал редуктора с валом тягового элемента конвейера или входной вал редуктора с валом двигателя.

Обычно фактическое передаточное число u_ϕ приводного механизма несколько отличается от расчетного u_0 .

Фактическая скорость тягового элемента

$$v_\phi = v u_\phi / u_0. \quad (1.66)$$

Если рабочий орган конвейера движется не непрерывно, а в заданном цикле (пульсирующие ленточные и пластинчатые конвейеры, шаговые конвейеры и т. п.), то установочную мощность двигателя выбирают в соответствии с диаграммой нагрузки (рис. 1.28), показывающей изменение мощности в течение цикла работы машины (паузы не учитываются). Расчетная формула для определения эквивалентной (средней квадратической) мощности P_o

$$P_o = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n P_k^2 t_k}{\sum_{k=1}^n t_k}}, \quad (1.67)$$

где P_k — требуемая мощность на валу электродвигателя в определенный интервал времени t_k ; $k = 1, 2, \dots, n$ — индексы интервалов времени.

При выборе электродвигателя пусковой момент (Н·м) следует принимать равным

$$M_n = P_{\max} / \omega_{\text{ном}}, \quad (1.68)$$

где P_{\max} — максимальная требуемая мощность, Вт; $\omega_{\text{ном}}$ — номинальная угловая скорость вала двигателя, с^{-1} .

Тяговое усилие конвейера циклического действия, как правило, является переменной величиной: в разные отрезки времени цикла $t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$ оно имеет значения $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$. Двигатели для таких машин выбирают с учетом эквивалентного тягового усилия $W_{\text{экв}}$, которое, действуя в течение всего цикла работы, давало бы такую же нагрузку на двигатель, как и фактические тяговые усилия, действующие в течение отдельных частей цикла:

$$W_o = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n W_k^2 t_k}{\sum_{k=1}^n t_k}}, \quad (1.69)$$

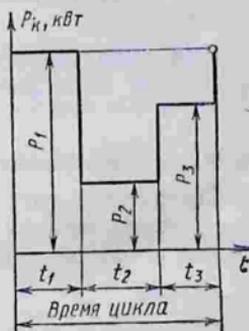


Рис. 1.28. Диаграмма и расчету эквивалентной мощности

где t_k — время действия усилия W_k ; $k = 1, 2, 3, \dots, n$ — индексы интервалов времени и тяговых усилий.

Тормоз для вертикальных и крутонаклонных* конвейеров выбирают по тормозному моменту M_T на валу электродвигателя, определяемому по формуле (2.158). Этот момент препятствует опасному обратному движению рабочего органа конвейера под действием силы тяжести перемещаемого груза при отключении электрического напряжения.

Если конвейер имеет не только вертикальные и крутонаклонные участки, но и горизонтальные и пологонаклонные, наибольшая опасность самопроизвольного обратного хода его рабочего элемента возникает при загрузке только вертикальных и крутонаклонных участков, поскольку тормозящее действие порожних горизонтальных и пологонаклонных участков меньше, чем загруженных. Для таких конвейеров тормозной момент

$$M_T = \frac{D_0 \eta_T}{2u_0} \{qgH_k - C_T [W_k qg (H_k + L_{г.у} \omega)]\},$$

где D_0 — номинальный диаметр барабана (блока, звездочки), измеренный по средней линии тягового элемента (ленты, каната, цепи); q — распределенная масса груза; η_T и C_T — см. формулу (2.158); H_k — высота подъема груза на крутонаклонном или вертикальном участке конвейера, имеющего, кроме того, горизонтальные и пологонаклонные участки; $L_{г.у}$ — суммарная длина по горизонтали всех горизонтальных и пологонаклонных участков, загруженных при нормальной эксплуатации конвейера; ω — коэффициент сопротивления.

Проверка электродвигателя по пусковому моменту. В период пуска конвейера двигатель затрачивает энергию на преодоление не только статических сопротивлений, но и сил инерции груза и вращающихся частей привода. Таким образом, в период пуска конвейера электродвигатель должен развивать момент

$$M_{п} = M_c + M'_d + M''_d, \quad (1.70)$$

где M_c — момент статических сил сопротивления конвейера; M'_d — динамический момент сил инерции груза, тягового органа и вращающихся частей конвейера (без привода); M''_d — динамический момент сил инерции вращающихся деталей привода.

Для определения M_c сначала находят крутящий момент на приводном барабане (звездочке)

$$M_{пр} = W_{ст.п} D_0 / 2, \quad (1.71)$$

где $W_{ст.п}$ — статическое тяговое усилие при пуске конвейера.

Статическое тяговое усилие конвейера при пуске больше, чем при установившемся движении вследствие того, что сопротивление трению в покое примерно в 1,5 раза превышает сопротивление

* Крутонаклонными называются конвейеры или их участки, для которых $\operatorname{tg} \beta > \omega \left(1 + \frac{q_0 + q_D}{q}\right)$. При $\operatorname{tg} \beta \leq \left(1 + \frac{q_0 + q_D}{q}\right)$ конвейер или его участок называется пологонаклонным.

трению в движении. Пусковое тяговое усилие (сумма статического и динамического усилий в период пуска) определяют по формуле (1.141). Момент статических сил сопротивления

$$M_0 = W_{np} D_0 / (2u_0 \eta_0). \quad (1.72)$$

Ускорение груза, рабочего органа и вращающихся частей конвейера создает дополнительное усилие на механизм

$$W_d = m_a v / t_{п}, \quad (1.73)$$

где m_a — эффективная масса движущихся частей конвейера и груза, определяемая по формуле (1.142); $t_{п}$ — продолжительность пускового периода.

Момент (Н·м) на валу двигателя, необходимый для преодоления силы W_d при $v = D_0 \omega_d / (2u_0)$ (здесь ω_d — угловая скорость вала двигателя),

$$M'_d = W_d D_0 / (2\eta_0 u_0). \quad (1.74)$$

Динамический момент сил инерции вращающихся деталей привода

$$M''_d = c J_0 \omega_d / t_{п}, \quad (1.75)$$

где $c = 1,1 \dots 1,15$ — коэффициент, учитывающий ускорение деталей передаточного механизма, вращающихся с угловой скоростью, меньшей ω_d ; J_0 — момент инерции на валу двигателя, учитывающий массы ротора, муфт и тормозного шкива, кг·м².

У конвейеров, работающих циклически в системе оборудования автоматических производственных процессов, время пуска обусловливается длительностью цикла технологических операций. У конвейерных систем, состоящих из цепей одноставных конвейеров с самостоятельными приводами, длительность пуска отдельных конвейеров под нагрузкой заранее устанавливается при составлении режима пуска конвейерной системы. Если длительность пуска отдельного конвейера будет превышать установленное значение, то его загрузочная воронка может быть завалена грузом, поступающим с предыдущего конвейера. Для ускорения пуска отдельного конвейера следует применить электродвигатель с повышенным пусковым моментом.

Опытные исследования показывают, что действительный максимальный пусковой момент $M_{п \max}$ больше среднего теоретического ввиду непостоянства ускорения; приближенно можно принять $M_{п \max} = 1,33 M_{п}$.

Коэффициент перегрузки двигателя в период пуска

$$k_{п.д} = M_{п \max} / M_{ном}, \quad (1.76)$$

где $M_{ном}$ — номинальный момент (Н·м), рассчитываемый по номинальной мощности выбранного двигателя $P_{ном}$ (Вт):

$$M_{ном} = P_{ном} / \omega_d. \quad (1.77)$$

Значения допускаемых коэффициентов пусковой перегрузки указываются в таблицах двигателей.

1.3.2. СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ

Силы сопротивления движению. Силы сопротивления движению тягового органа конвейера разделяют на распределенные (по длине конвейера) и сосредоточенные. При расчете первых исходными являются распределенные массы груза q [см. формулу (1.60)] и движущихся частей конвейера q_0 . Например, распределенная масса резиноканевой конвейерной ленты при ее плотности $\rho_{л} = 1100 \text{ кг/м}^3$

$$q_0 = \rho_{л} B \delta_{л}, \quad (1.78)$$

где $\delta_{л} = \delta_{п} i_{п} + \delta_0$ (здесь $\delta_{п}$ — толщина одной прокладки; $i_{п}$ — число прокладок в ленте; δ_0 — суммарная толщина верхней и нижней обкладок).

Сила сопротивления от веса груза и рабочего органа при вылете подъема H рассматриваемого участка трассы конвейера

$$W = \pm (q + q_0) g H, \quad (1.79)$$

где знак «+» относится к случаям, когда рабочий орган движется вверх, а знак «-» — вниз.

Сила сопротивления стационарных опор

$$W = (q_0 + q + q_p) g L_1 \omega, \quad (1.80)$$

где

$$q_p = m_p / l_p, \quad (1.81)$$

здесь m_p — масса вращающихся частей одной роликоопоры; l_p — шаг установки роликоопор; q_p — распределенная масса вращающихся частей роликов; ω — коэффициент сопротивления роликов.

При расчете сопротивления роликоопор холостой ветви принимают $q = 0$. Коэффициент сопротивления ω зависит от вида конвейера.

Сила сопротивления ходовых катков при движении последних вместе с рабочим элементом (их масса входит в q_0)

$$W = (q + q_0) g L_1 \omega. \quad (1.82)$$

Коэффициент сопротивления для катков

$$\omega = (\mu_1 d + 2k_k) C_1 / d_1, \quad (1.83)$$

где μ_1 — коэффициент трения в цапфах (при установившемся режиме и подшипниках скольжения со смазкой $\mu_1 = 0,15 \dots 0,25$; при подшипниках качения $\mu_1 = 0,001 \dots 0,06$ в зависимости от запыленности помещения; при пусковом режиме μ_1 принимают в 1,5 раза большим); d — диаметр цапфы или втулки; k_k — коэффициент трения качения катков по направляющим (обычно для стальных катков и направляющих $k_k = 0,05 \dots 0,2 \text{ см}$); C_1 — коэффициент дополнительного сопротивления, обусловленного трением реберд о направляющие (обычно $C_1 = 1,1 \dots 1,4$); d_1 — диаметр ходового катка.

При скольжении стальных цепей по стальным направляющим и слабом смазывании или без смазывания принимают $\omega = 0,25 \dots 0,35$.

При движении штучного груза по неподвижным горизонтальным направляющим сила сопротивления

$$W = q_0 g w, \quad (1.84)$$

где w — коэффициент сопротивления движению груза, зависящий от вида опорных элементов.

Сила сопротивления плужкового сбрасывателя

$$W_{пл} = K'_c q g B, \quad (1.85)$$

где $K'_c = 2,7 \dots 3,6$ — эмпирический коэффициент.

Сила сопротивления передвижению установленного на тележке плужкового сбрасывателя ленточного или пластинчатого конвейера достигает максимума, когда сбрасыватель движется на встречу ленте, и определяется по формуле

$$W_{сб} = W_{пл} + W_{кл},$$

где $W_{кл}$ — сила сопротивления тележки; $W_{кл} = g(m'_r + m_{от})\omega'_r$ (здесь m'_r — масса груза на тележке; $m_{от}$ — собственная масса тележки, ω'_r — коэффициент сопротивления тележки, равный 0,005 ... 0,009).

Сила сопротивления очистительных устройств

$$W_{оч} = w_{оч} B, \quad (1.86)$$

где $w_{оч}$ — удельная сила сопротивления очистительного устройства, отнесенная к единице ширины рабочего элемента B ; для с/ребков и очистительных плужков $w_{оч} = 300 \dots 500$ Н/м; для барабанных вращающихся щеток $w_{оч} = (20 \dots 60) v_{щ}$ (здесь $v_{щ}$ — окружная скорость щетки, м/с).

Сила сопротивления барабанов, звездочек и канатных блоков

$$W_{п} = (S'_{нб} + S'_{сб}) w_{п} \sin(\alpha_{п}/2) + W_{щ}, \quad (1.87)$$

где $S'_{нб}$ и $S'_{сб}$ — натяжения набегающей на барабан и сбегающей с него ветви; $\alpha_{п}$ — угол перегиба рабочего элемента; $W_{щ}$ — сила сопротивления изгибу рабочего элемента; $w_{п} = \mu_1 d/D_0$ (для барабана $D_0 = D_б + \delta_л$; для канатного блока $D_0 = D_б + d_к$, здесь $d_к$ — диаметр каната); $w_{п}$ — приведенный коэффициент сопротивления подшипников барабанов.

В ориентировочных расчетах можно принять при установившемся режиме для барабанов на подшипниках скольжения $w_{п} = 0,015 \dots 0,025$, а при подшипниках качения $w_{п} = 0,002 \dots 0,008$. Если при ориентировочном расчете силы сопротивления очистительных устройств и изгиба ленты отдельно не учитывают, то в формулу (1.87) подставляют значение $w_{п} = 0,03 \dots 0,05$. При пусковом режиме значение $w_{п}$ принимают в 1,5 раза больше указанного.

При уточненном расчете силу сопротивления барабанов (звездочек) определяют по формуле

$$W = (S_{нб} + S_{сб} + m_0 g) w_{п} + W_{щ}, \quad (1.88)$$

где $S_{нб}$, $S_{сб}$ и $m_0 g$ — векторы сил; m_0 — масса барабана (звездочки и т. п.).

Силу сопротивления звездочек определяют и по упрощенной формуле

$$W_{зв} = (S_i + S_{i+1}) \omega_{зв}, \quad (1.89)$$

где S_i — натяжение набегающей ветви цепи; S_{i+1} — натяжение сбегающей ветви цепи; $\omega_{зв}$ — коэффициент сопротивления звездочек.

Силу сопротивления канатных блоков определяют по формуле (1.87), причем выбирают значения $\omega_{п} = 0,05 \dots 0,06$ при огибании канатом блока на угол 90° и $\omega_{п} = 0,06 \dots 0,08$ — на угол 180° .

В приближенных расчетах силу сопротивления отклоняющихся барабанов, звездочек или блоков определяют по формуле

$$W_i = \omega_{от} S_i, \quad (1.90)$$

где $\omega_{от}$ — условный коэффициент сопротивления, принимаемый для конвейеров в пределах $0,03 \dots 0,1$ в зависимости от угла поворота тягового элемента и условий работы конвейера.

Для учета силы сопротивления отклоняющихся устройств при изменении также формула

$$S_{i+1} = S_i k_i, \quad (1.91)$$

где k_i — коэффициент огибания.

Силу сопротивления приводных барабанов, звездочек и блоков определяют по приближенной формуле

$$W_{пр} = \omega_{об} (S_{нб} + S_{сб}), \quad (1.92)$$

где $\omega_{об} = 0,03 \dots 0,05$ — обобщенный коэффициент сопротивления, учитывающий все потери на приводном элементе (изгиб тягового элемента, потери в подшипниках, уплотнениях, очистительных устройствах и др.); $S_{нб}$ и $S_{сб}$ — натяжения гибкого тягового элемента в точках набегающего и сбегающего с него.

Сила сопротивления изгибу резиноканево́й ленты возникает вследствие гистерезисных потерь и определяется по формуле

$$W_{из} = k_{л} B i_{п}, \quad (1.93)$$

где $k_{л}$ — коэффициент изгибной жесткости; $k_{л} = 20$ и 15 Н/м соответственно при $D_0 = 0,6$ м и при $D_0 > 0,6$ м.

Сила этого сопротивления не зависит от угла перегиба ленты.

Сила сопротивления перегиба тяговой цепи, обусловленная трением в ее шарнирах и приводящая к повышению продольных усилий в цепи при огибании отклоняющих устройств (звездочек, блоков, криволинейных направляющих),

$$W_{из} = \mu_2 d_2 (S'_{нб} + S'_{сб}) / D_0, \quad (1.94)$$

где μ_2 — коэффициент трения в шарнирах (табл. 1.9); d_2 — диаметр валика цепи; D_0 — диаметр начальной окружности звездочек или номинальный диаметр блоков и криволинейных направляющих, измеренный по средней линии цепи.

Это сопротивление, обусловленное угловым смещением соседних звеньев, возникает в двух точках (набегающего на отклоняющее устройство и сбегающего с него).

1.9. Коэффициент трения μ_2 в шарнирах цепи

Условия работы конвейера	Смазка		
	жидкая	консистентная	без смазки
Хорошие	0,1 ... 0,15	0,15 ... 0,2	0,25
Средние	0,15 ... 0,2	0,2 ... 0,25	0,35
Тяжелые	0,2 ... 0,25	0,25 ... 0,3	0,45

Сила сопротивления изгибу стального каната

$$W_{из} = \xi_k S'_{исб}, \quad (1.95)$$

где ξ_k — коэффициент жесткости каната:

$$\xi_k = 0,1 (d_k^2 + 0,3)/(D_0 - 10), \quad (1.96)$$

где d_k и D_0 — в см.

Сила сопротивления инерции массы потока груза, поступающего на рабочий орган конвейера,

$$W_{и} = Q (v^2 - v_0^2)/(7,2v), \quad (1.97)$$

где v — скорость рабочего элемента, м/с; v_0 — скорость груза при поступлении на рабочий элемент конвейера, м/с.

Если груз при поступлении на конвейер скользит по поверхности рабочего элемента (в конвейерах с гладкой лентой), то для учета работы трения $W_{и}$ следует удвоить. Если $v < v_0$, то силу сопротивления сил инерции приравнивают нулю.

Физическая сущность формулы (1.97) заключается в том, что она учитывает приращение кинетической энергии перемещаемого груза, поступающего на рабочий элемент конвейера со скоростью v_0 и разгоняемого до скорости v .

Сила сопротивления криволинейных шин

$$W = S'_{сб} (1 - e^{-\omega\alpha_n}). \quad (1.98)$$

Если известно $S'_{исб}$, то силу сопротивления вычисляют по формуле

$$W = S'_{исб}/(e^{\omega\alpha_n} - 1). \quad (1.99)$$

По формулам (1.98), (1.99) определяются силы сопротивления движению тягового элемента на криволинейных в горизонтальной плоскости участках трассы, а также на выпуклых (направленных выпуклостью вверх) участках трассы, криволинейных в вертикальной плоскости.

Сила сопротивления криволинейных вогнутых участков (направленных выпуклостью вниз) определяется по указанным выше формулам лишь при наличии контршин. При их отсутствии это сопротивление отсутствует. Контршины устанавливают, когда радиус изгиба трассы

$$R_1 < S'_{сб}/(q_0g). \quad (1.100)$$

Сила сопротивления инерции груза, гибкого элемента и вращающихся частей роликового конвейера в период пуска

$$W_{ин} = j_{ин} L (q + q_0 + k_G q_p), \quad (1.101)$$

где $j_{ин}$ — ускорение, определяемое по формуле (1.148); L — длина рассматриваемого участка гибкого элемента; $k_G = 0,5 \dots 0,9$ — поправочный коэффициент.

В установках большой длины за период разгона двигателя упругая волна не успевает пробежать всю длину конвейера и разогнать тяговый элемент. Наибольшая динамическая сила не может превысить значения

$$W_{ин \max} = m_{д} j_{ин} v t_p, \quad (1.102)$$

где $m_{д}$ — масса, приходящаяся на 1 м длины гибкого элемента (масса подвесок и тележек подвесных толкающих и грузотянущих конвейеров входит в $m_{д}$); v — скорость упругой волны; t_p — время разгона двигателя до максимального момента.

Сила сопротивления инерции отклоняющих и приводных элементов (барабанов, звездочек, блоков, шкивов) в период пуска

$$W_{ин} = j_{ин} k_G m_0 \quad (1.103)$$

или

$$W_{ин} = \varepsilon J_{от} / D_0, \quad (1.104)$$

где m_0 — масса элемента; ε — угловое ускорение отклоняющего элемента, s^{-2} ; $J_{от}$ — момент инерции отклоняющего элемента.

Тяговой расчет конвейера. Тяговое усилие на приводном барабане (звездочке) конвейера с гибким тяговым элементом

$$W_0 = \sum_{i=1}^z W_i, \quad (1.105)$$

где $i = 1, 2, 3, \dots, z$ — индекс расчетного участка гибкого тягового элемента; z — число расчетных участков на конвейере; W_i — сила сопротивления на i -м расчетном участке; знак «+» перед W_i ставится при движении гибкого тягового элемента на подъем, а знак «-» — при движении на спуск; сумма $\sum_{i=1}^z W_i$ не учитывает сил сопротивлений на приводном барабане (звездочке) и в его подшипниках.

При предварительном расчете конвейера с гибким тяговым органом тяговое усилие на приводном элементе (барабане, звездочке) определяют по приближенной формуле

$$W_0 = \left(1 + \frac{k'_p \sum \alpha_i}{A'} \right) [w' q_0 L_{от} + (q + q_0) (L_{в.р} w \pm H)] g, \quad (1.106)$$

где k'_p — коэффициент, учитывающий род привода и особенности трассы конвейера [для ленточных конвейеров $k'_p = 1,1 \dots 1,8$; меньшие значения принимают при работе в сухой среде, двухбарабанном приводе, футерованных барабанах и одинаковом числе перегибов ленты на нижней и верхней ветвях конвейера, а большие — при работе во влажной среде; однобарабанном приводе, нефутерованном барабане и в том случае, когда число перегибов на рабочей ветви больше, чем на холостой (например, при наличии двухбарабанной разгрузочной тележки); для пластинчатых и тележечных конвейеров $k'_p = 0,6$, а для ковшовых и люлеч-

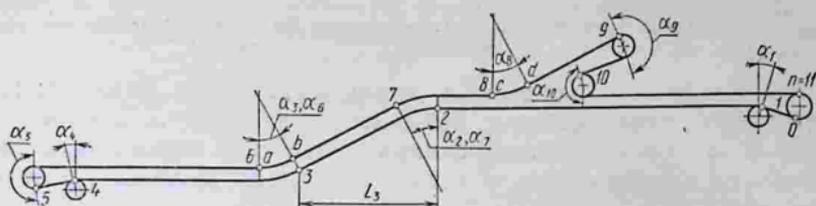


Рис. 1.29. Схема для определения суммы эффективных углов поворота

ных $k_p = 0,6 \dots 0,8$, причем более высокие значения принимают для конвейеров, у которых большая часть перегибов трассы сосредоточена в верхней части; $\sum \alpha_i$ — сумма эффективных углов поворота тягового элемента по всей трассе, кроме привода, в градусах, причем учитываются только те повороты, на которых гибкий элемент под действием натяжения прижимается к опорным или отклоняющим элементам; например, для ленточного конвейера (рис. 1.29) $\sum \alpha_i = \alpha_1 + 2\alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_{10}$; на поворотах ab и cd лента не прижимается к роликоопорам, поэтому углы α_8, α_6 и α_9 не входят в сумму $\sum \alpha_i$; w, w' — коэффициенты сопротивления рабочей и холостой ветвей конвейера; q'_0 — распределенная масса гибкого органа и вращающихся частей конвейера; q_{II} — распределенная масса подвесок и тележек подвесных толкающих и тянущих конвейеров; $L_{ог}$ — горизонтальная проекция общей длины тягового элемента; $L_{г.г}$ — горизонтальная проекция пути перемещения груза; H — высота подъема груза с учетом добавочной высоты подъема на сбрасывающей двухбарабанной тележке. Коэффициент $A' = 2000 \dots 3000$, причем меньшие значения выбирают при работе в тяжелых условиях (пыльная атмосфера, трудность обслуживания, подземные конвейеры) и для цепей с катками на подшипниках скольжения, а большие — при хороших условиях (чистая сухая атмосфера, хороший доступ к узлам конвейера для обслуживания) и для цепей с катками на подшипниках качения.

При наличии на конвейере плужкового сбрасывателя W_0 увеличивается на силу сопротивления сбрасывателя, определяемого по формуле (1.85).

Найденное по выражению (1.106) тяговое усилие используют для предварительного определения натяжения и выбора тягового органа соответствующей прочности, а также для определения установочной мощности.

Тяговое усилие, приведенное к валу приводного барабана или звездочки,

$$W_B = W_0 + W_{uc} + W_{oc} + W_{п''},$$

где $W_{п''}$ — сила сопротивления подшипников вала приводного элемента.

Тяговое усилие, приведенное к валу, приближенно можно определить по формулам

$$W_B = W_0 / \eta_{II} = P_B / v; \quad (1.107)$$

$$W_B = W_0 + W_{IIр}, \quad (1.108)$$

где $W_{IIр}$ — сила сопротивления приводного элемента; η_{II} — см. формулы (1.144), (1.145).

Натяжение гибкого, тягового элемента в любой точке трассы конвейера

$$S_i = S_{i-1} + W_i = S_{i+1} - W_{i+1}, \quad (1.109)$$

где S_{i-1} — натяжение в точке $i-1$; W_i — сила сопротивления на участке между точками $i-1$ и i ; W_{i+1} — сила сопротивления на участке между точками i и $i+1$.

Расчет цепных конвейеров начинают с точки минимального натяжения цепи, которое принимается обычно $S_{\min} = 500 \dots 3000$ Н. У горизонтальных цепных конвейеров точка с S_{\min} расположена в месте сбега цепи с приводной звездочки, поэтому для них

$$S_{\max} = \sum_{i=1}^z W_i + S_{\min}, \quad (1.110)$$

где $\sum_{i=1}^z W_i$ — сумма всех сил сопротивлений конвейера, включая силы сопротивления на нисходящей ветви; z — число расчетных участков трассы.

У крутонаклонных и вертикальных конвейеров (элеваторов) точка с S_{\min} расположена внизу у натяжного элемента (рис. 1.30, а). При наличии сложных трасс, для которых точку минимального натяжения предварительно определить трудно, применяют графоаналитический метод (рис. 1.31).

Строят схему трассы конвейера (рис. 1.31, а) в выбранном масштабе и диаграмму нагрузок. Затем вычисляют силы сопротивления трению (рис. 1.31, б)

$$W_{\tau(0-3)} = Lq_0g\omega; \quad W_{\tau(4-7)} = Lq_{гр}g\omega, \quad (1.111)$$

где $q_{гр}$ — линейная масса грузовой ветви; L — длина конвейера.

Затем строят диаграмму сил натяжения гибкого тягового элемента, обусловленных трением, и вычисляют силы сопротивления подъему груза (рис. 1.31, в)

$$W_{в(2-3)} = -Hq_0g; \quad W_{в(4-5)} = Hq_{гр}g. \quad (1.112)$$

Далее строят диаграмму приращений натяжения гибкого тягового элемента, вызванных силами тяжести (рис. 1.31, в). Затем линейные сопротивления суммируют и проводят линию $\sum_{i=1}^z (W_{\tau} + W_{в})_i$ на диаграмме (рис. 1.31, г). От нижней точки этой ломаной линии откладывают вниз значение минимального

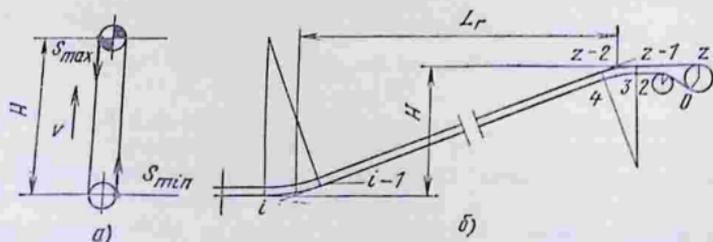


Рис. 1.30. Схемы для расчета конвейеров: а — вертикальных; б — с фрикционным приводом

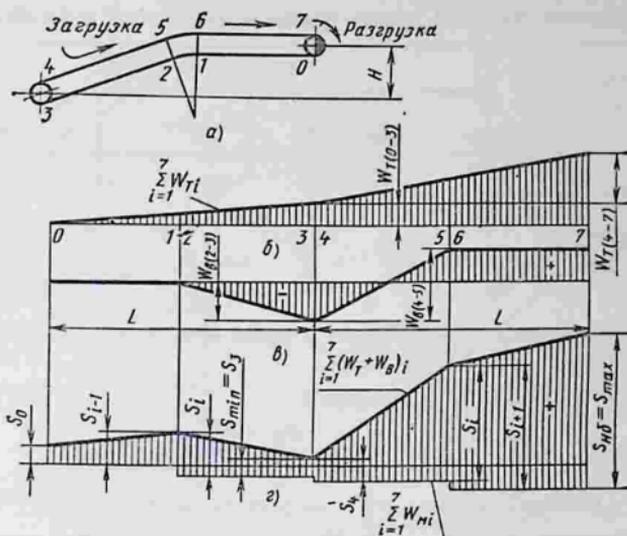


Рис. 1.31. Схемы для пояснения графоаналитического метода расчета натяжений тягового органа конвейера:

a — трасса конвейера; *б* — диаграмма натяжений гибкого тягового элемента, обусловленных сопротивлением трению; *в* — диаграмма натяжений гибкого тягового элемента, обусловленных сопротивлением подъему груза; *г* — диаграмма суммарных натяжений гибкого тягового элемента

натяжения цепи S_{min} и строят линию сил местных сопротивлений $\sum_{i=1}^z W_{Mi}$, пользуясь вычислениями по формулам:

для точек справа от S_{min}

$$S_{i+1} = S_i k_i; \quad (1.113)$$

для точек слева от S_{min}

$$S_{i-1} = S_i / k_{i-1}, \quad (1.114)$$

где k_i — коэффициент сопротивления при огибании в точке i ; k_{i-1} — то же в точке $(i-1)$; для барабанов, звездочек или блоков

$$k_i = \begin{cases} 1,02 \dots 1,03 & \text{при } \alpha_{\pi} < 90^\circ, \\ 1,05 \dots 1,07 & \text{при } \alpha_{\pi} \geq 90^\circ, \end{cases} \quad (1.115)$$

для отклоняющих шин роликовых батарей $k_i = e^{\omega \alpha_{\pi}}$ (здесь ω — коэффициент сопротивления трению; α_{π} — угол перегиба гибкого тягового элемента, рад).

Расчет конвейеров с фрикционным приводом начинают обычно с точки сбегаания гибкого тягового элемента с приводного элемента (точка O на рис. 1.31, *б*). Натяжение $S_{O\delta}$ в этой точке при проекторочном расчете определяют приближенно по формуле

$$S_{O\delta} = W_0 / (e^{\mu_0 \alpha} - 1), \quad (1.116)$$

где W_0 находится по формуле (3.72); μ_0 — коэффициент трения между лентой и барабаном (табл. 1.10); при стальной ленте и чугунном нефутерованном барабане

1.10. Коэффициент трения μ_0 между прорезиненной лентой и барабаном

Вид футеровки	Поверхность барабана		
	сухая	влажная	очень влажная (мокрая)
Деревянная	0,35	0,25	0,15
Резиновая	0,4	0,15... 0,3	0,15
Текстильная	0,4	0,3	0,13
Без футеровки	0,3	0,2	0,07—0,1

с влажной поверхностью $\mu_0 = 0,15$, а с сухой — $\mu_0 = 0,2$; α — угол обхвата лентой барабана.

При двухбарабанном приводе

$$S_{сб} = \frac{W_0}{e^{\mu_0(\alpha'_1 + \alpha'_2)} - 1}, \quad (1.117)$$

где α'_1, α'_2 — углы обхвата первого и второго барабанов.

При использовании машинных методов расчета конвейеров с фрикционным приводом рекомендуется определять $S_{сб}$ по формуле

$$S_{сб} = \frac{A_s K_c}{e^{\mu_0 \alpha} - K_c (B_s - 1) - 1},$$

где A_s — сумма сил сопротивлений, не зависящих от $S_{сб}$;

$$A_s = W_{лп} + \sum_{i=1}^{z-1} W_{лi} \prod_{i=1}^{z-1} k_i$$

(здесь $W_{лп}$ — распределенная (линейная) сила сопротивления на участке от точки $(z-1)$ до z ; $W_{лi}$ — распределенная (линейная) сила сопротивления на участке от точки $i-1$ до i ; $i = 1, 2, 3, \dots, z$ — номер расчетной точки; z — число расчетных участков); K_c — коэффициент запаса сцепления; B_s — обобщенный коэффициент огибания; $B_s = \prod_{i=1}^{z-1} k_i$.

Показанный на рис. 1.29 способ расстановки расчетных точек удобен для выполнения тягового расчета на ЭВМ, поскольку все расчетные участки структурно одинаковы: каждый состоит из двух частей — криволинейной и прямолинейной, что позволяет составлять алгоритм расчета на ЭВМ с минимальным числом логических операторов (отсутствие криволинейной части на первом участке компенсируется выбором значения коэффициента огибания $k_0 = 1$). Натяжение гибкого органа

$$S_i = k_{i-1} S_{i-1} + W_{лi}.$$

У цепных конвейеров с приводом от звездочек натяжение $S_{сб}$ гибкого тягового элемента в точке сбега с приводной звездочки зависит от расположения точки минимального натяжения S_{min} цепи. У наклонных и комбинированных конвейеров, показанных

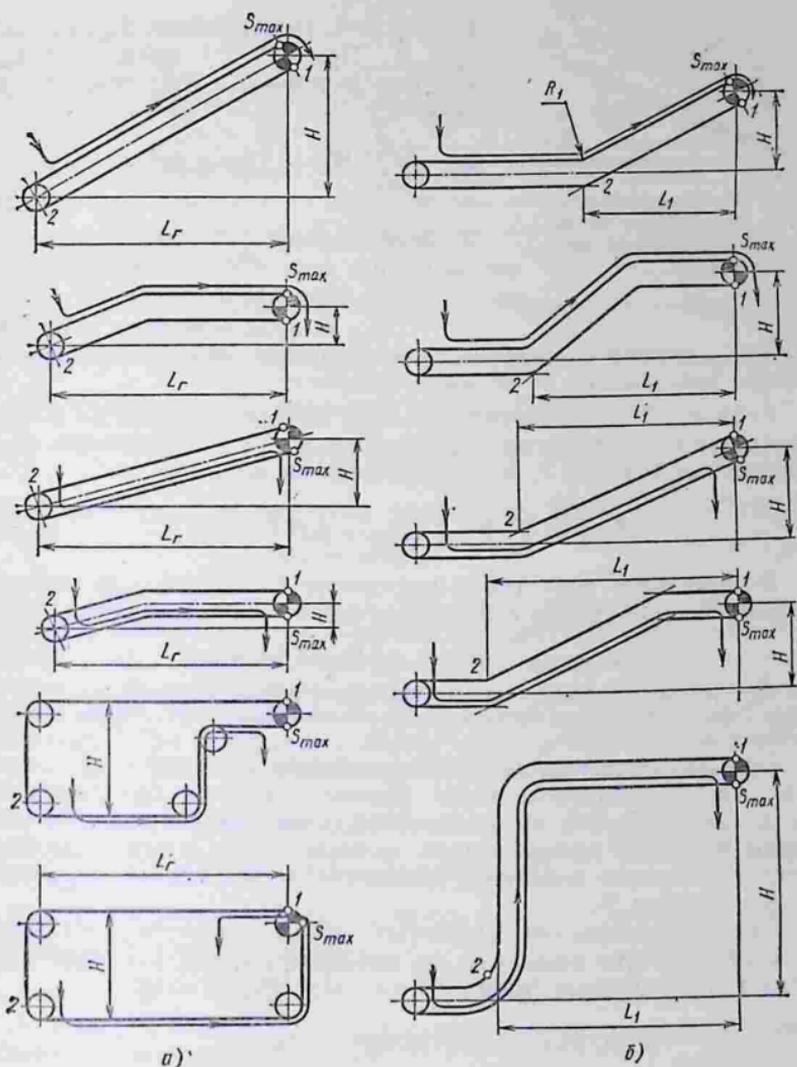


Рис. 1.32. Схемы трасс комбинированных конвейеров, для которых положение точки с минимальным натяжением зависит от параметра:
 а — φ' ; б — $\varphi_{пл}$

на рис. 1.32, а, расположение точки с S_{min} и значение S_{min} зависят от расчетной величины

$$\varphi' = q_{д.х} L_r \omega / (q_0 H), \quad (1.118)$$

где $q_{д.х}$ — расчетная распределенная нагрузка от движущихся частей холостой ветви, включающая вес вращающихся частей стационарных роликов; L_r — длина конвейера по горизонтали; ω — коэффициент сопротивления холостой ветви.

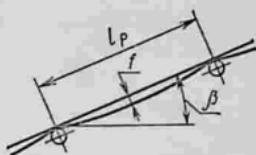


Рис. 1.33. Схема для расчета допустимого минимального натяжения гибкого элемента

Если $\varphi' \geq 1$, то натяжение S_{\min} находят в точке 1. При $\varphi' < 1$ натяжение S_{\min} определяют в точке 2 и S_{\max} находят по формуле

$$S_{\max} = \sum_{i=1}^z W_i + S_{\min} + q_0 H (1 - \varphi'). \quad (1.119)$$

У комбинированных конвейеров, показанных на рис. 1.32, б, расположение точки с S_{\min} зависит от величины

$$\varphi_{\text{нп}} = q_{\text{д.к}} L_1 \omega / (q_0 H), \quad (1.120)$$

где L_1 — расстояние по горизонтали от привода до начала горизонтального участка, примыкающего к натяжному устройству.

Если $\varphi_{\text{нп}} > 1$, то натяжение S_{\min} находят в точке 1, а S_{\max} определяют по формуле (1.110). При $\varphi_{\text{нп}} < 1$ натяжение S_{\min} определяют в точке 2, а S_{\max} находят по формуле

$$S_{\max} = \sum_{i=1}^z W_i + S_{\min} + q_0 H (1 - \varphi_{\text{нп}}). \quad (1.121)$$

Минимальное допустимое натяжение гибкого органа зависит от допускаемой стрелы его провеса между опорными элементами:

$$S_{\min \text{ доп}} = g (q + q_0) l_p^2 \cos^2 \beta / (8 f_{\text{доп}}), \quad (1.122)$$

где l_p — расстояние между поддерживающими роликоопорами (рис. 1.33, а); $f_{\text{доп}}$ — допустимая стрела провеса; β — угол (номинальный) наклона тягового элемента к горизонтали.

При разбивке трассы гибкого элемента конвейера на расчетные участки граничные точки участков ставятся на их стыках, но длины проекций прямолинейных участков включают в себя длины проекций примыкающих криволинейных участков (например, L_3 включает проекцию криволинейного участка, примыкающего к точке 2).

При использовании машинных методов расчета конвейеров следует обратить внимание на целесообразность использования метода приведенных длин.

1.3.3. ДИНАМИКА КОНВЕЙЕРОВ

Динамика установившегося движения тяговой цепи.

Особенностью обычного зубчатого привода со звездочками является неравномерность хода цепи при установившемся режиме, обусловленная тем, что скорость $v_{\text{ц}}$ цепи зависит от угла κ поворота звездочки (рис. 1.34, а); эта скорость является проекцией v_x окружной скорости на горизонталь Ox , т. е. $v_x = v_{\text{ц}}$, и определяется по формуле

$$v_{\text{ц}} = \omega R_0 \cos \kappa, \quad (1.123)$$

где ω — угловая скорость приводного элемента.

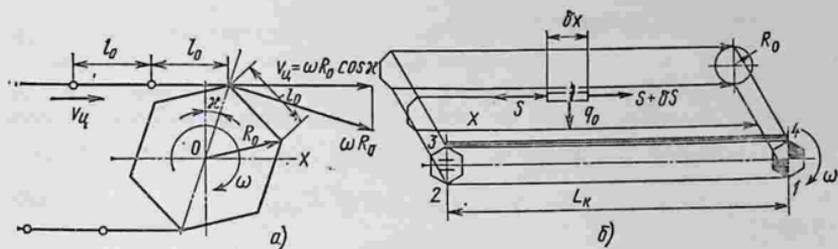


Рис. 1.34. Схемы для определения динамических параметров конвейера, характеризующих:

а — неравномерность хода цепи; б — продольные колебания цепи

Ускорение цепи в проекции на ось Ox

$$j_{ц} = dv_{ц}/dt = -R_0 \omega^2 \sin \alpha \quad (1.124)$$

будет максимальным при угле поворота α_0 [$\sin \alpha_0 = \pm l_0/(2R_0)$]:

$$j_{\max} = \omega^2 l_0/2. \quad (1.125)$$

При одинаковых условиях набегания цепи на приводную звездочку (при четном числе зубьев звездочки) и сбегания с нее скорость цепи в точке набегания равна скорости цепи в точке сбегания. Равны друг другу и соответствующие ускорения. Воздействие сил инерции на набегающую и сбегающую ветви будет различным. При ускоренном движении силы инерции вызывают увеличение натяжения набегающей ветви и уменьшение натяжения сбегающей.

Средняя скорость цепи (м/с)

$$v = l_0 z_0 \omega / (2\pi) \text{ или } v = l_0 z_0 n_0 / 60, \quad (1.126)$$

где n_0 — частота вращения звездочки, об/мин.

Угловая скорость звездочки

$$\omega = 2\pi l_0 / 60 \text{ или } \omega = 2\pi v / (z_0 l_0). \quad (1.127)$$

Подставляя это значение в формулу для определения максимального ускорения, получаем

$$j_{\max} = 2\pi^2 v^2 / (z_0^2 l_0). \quad (1.128)$$

Наличие этого ускорения вызывает в цепи возникновение динамических деформаций, которые распространяются вдоль нее со скоростью звука v (м/с) в данной среде, т. е. в упругом стержне, эквивалентном цепи,

$$v = \sqrt{E_{ц} / \rho_{ц}}, \quad (1.129)$$

где $E_{ц}$ — модуль упругости эквивалентного стержня, Па; $\rho_{ц}$ — плотность упругого, эквивалентного полотна стержня, кг/м³.

Плотность материала цепи

$$\rho_{ц} = q_{ц}/F_{ц},$$

где $q_{ц}$ — масса, приходящаяся на 1 м длины цепи с учетом масс всех поступательно движущихся частей, кг/м; $F_{ц}$ — средняя площадь сечения цепи, м².

Подставляя значение $\rho_{ц}$ в формулу для расчета v , находим

$$v = \sqrt{E_{ц}F_{ц}/q_{ц}} = \sqrt{H_{0}/q_{ц}} \quad (1.130)$$

или

$$v = \sqrt{H_{0}/q_{ц}},$$

где $H_{0} = E_{ц}F_{ц}$ — продольная жесткость цепи.

Продольную жесткость цепи можно приближенно определить по формуле

$$H_{0} = k_{ц}E_{ц}F_{0}, \quad (1.131)$$

где $k_{ц} = 0,7 \dots 0,95$ — коэффициент (минимальные значения принимают для короткозвенных цепей, а максимальные — для длиннозвенных); F_{0} — площадь поперечного сечения пластин цепи, м².

Время пробега упругой волны

$$T = L_{ц}/v \quad (1.132)$$

или

$$T = L_{гр}/v_{гр} + L_{0}/v_{0},$$

где $L_{ц}$ — полная длина цепи; $L_{гр}$ и L_{0} — длины загруженного и порожнего участков цепи; $v_{гр}$ и v_{0} — скорости упругой волны на загруженном и порожнем участках;

$$v_{гр} = \sqrt{H_{0}/q_{гр}}; \quad v_{0} = \sqrt{H_{0}/q_{0}}, \quad (1.133)$$

где $q_{гр}$ — масса, приходящаяся на 1 м длины загруженного участка.

При наличии провисающих участков тягового органа время пробега упругой волны

$$T = \frac{L_{ц}}{v} = \frac{L_{гр}}{v_{гр}} + \frac{L_{0}}{v_{0}} + \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{v_i} \left(\sqrt{\frac{G_i H_0 \cos \beta_i}{12S_i} + 1} - 1 \right), \quad (1.134)$$

где L_i , G_i и S_i — длина, сила тяжести и статическое натяжение i -го провисающего участка; β_i — угол наклона i -го провисающего участка; v_i — скорость распространения упругой волны на i -ом провисающем участке (на загруженной ветви $v_{гр}$, на порожней v_{0}); n — число провисающих участков.

Вывод уравнения движения тягового элемента конвейера. Уравнение продольных колебаний цепи можно получить, рассматривая равновесие ее элементарного отрезка длиной δ_x (рис. 1.34, б). Принимают допущение, что отрезок цепи можно рассматривать как эквивалентный упругий стержень. Краевые условия выбирают в зависимости от того, какой режим работы конвейера рассматривают: пусковой или установившийся.

Растягивающую силу S определяют как произведение относительной деформации $du_{ц}/dx$ на жесткость H_0 , т. е. $S = H_0 du_{ц}/dx$

(где $u_{\text{ц}}$ — удлинение цепи; x — длина цепи от точки I возбуждения колебаний до рассматриваемого элемента).

Сила, действующая в сечении, смежном с сечением, в котором действует сила S , равна сумме силы S и ее приращения δS , т. е.

$$S + \delta S = H_0 \left(\frac{\partial u_{\text{ц}}}{\partial x} + \frac{\partial^2 u_{\text{ц}}}{\partial x^2} \delta x \right).$$

Приращение силы

$$\delta S = H_0 \frac{\partial^2 u_{\text{ц}}}{\partial x^2} \delta x,$$

а сила инерции

$$J_{\text{ц}} = q_{\text{ц}} \left(j + \frac{\partial^2 u_{\text{ц}}}{\partial t^2} \right) \delta x,$$

где j — ускорение колеблющегося элемента.

Элементарная сила сопротивления движению цепи равна $-gq_{\text{ц}}\omega \delta x$.

Уравнение движения элемента

$$H_0 \frac{\partial^2 u_{\text{ц}}}{\partial x^2} \delta x - q_0 \left(1 + \frac{\partial^2 u_{\text{ц}}}{\partial x^2} \right) \delta x - gq_{\text{ц}}\omega \delta x = 0,$$

где q_0 — распределенная масса цепи.

После преобразования находим

$$v^2 \frac{\partial^2 u_{\text{ц}}}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u_{\text{ц}}}{\partial t^2} = j + g\omega. \quad (1.135)$$

Таким образом, получено искомое волновое уравнение вынужденных колебаний эквивалентного цепи стержня, происходящих под действием внешнего периодического возмущения. Целью расчета является определение частоты колебаний и динамических усилий в тяговом элементе.

Собственные (свободные) колебания цепи описываются уравнением

$$v^2 \frac{\partial^2 u_{\text{ц}}}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u_{\text{ц}}}{\partial t^2} = 0.$$

Появившиеся в цепи упругие волны отражаются в точках контакта ее со звездочками и, двигаясь навстречу вновь возбужденным волнам, интерферируют. Интерференция упругих волн может вызвать высокие динамические усилия в цепи, особенно при резонансе. Последний возникает при совпадении частот вынужденных и собственных колебаний, т. е. при равенстве периода свободных колебаний τ_1 и периода $\tau_{\text{в}}$ изменения вынуждающей силы:

$$\tau_1 = 2L_{\text{ц}}/v; \quad \tau_{\text{в}} = 2\pi/(\omega z_0).$$

Условие возникновения резонанса имеет вид

$$2\pi/(\omega z_0) = 2L_{\text{ц}}/v,$$

откуда

$$\omega z_0 L_{\Pi} / \pi v = 1.$$

Подставляя в это уравнение среднюю скорость из формулы (1.126), находим условие возникновения резонанса в виде

$$v L_{\Pi} / (l_0 v) = 0,5.$$

В общем случае это условие выражается так:

$$v L_{\Pi} / (l_0 v) = A',$$

где $A' = (2i \pm 1)/(2i)$ — коэффициент пропорциональности; i — любое целое число.

Нельзя допускать, чтобы A' было равно $1/2$, $3/2$ и т. д. Резонансы высших гармоник практического значения не имеют из-за быстрого затухания колебаний большой частоты.

Следует стремиться к тому, чтобы выбранные параметры конвейера v , l_0 и другие определяли значения A' , лежащие в средней части промежутков между его критическими значениями.

Колебания цепи конвейера могут быть опасными для ее прочности, если их частота совпадает с частотой вынужденных колебаний, вызванных неравномерностью хода цепи, в случае возникновения резонанса. Эта опасность устраняется применением уравнительных приводов, обуславливающих равномерную скорость движения цепи.

На рис. 1.35 показан уравнительный привод вала 1 с некруглым зубчатым колесом 2, число впадин на котором равно числу зубьев тяговой звездочки 3. Ведущая шестерня 4 посажена на вал 5 с эксцентриситетом a'' и поворачивается на угол 360° за время поворота тяговой звездочки на угол $180^\circ/z_0$. Тяговая звездочка 3 имеет переменную угловую скорость, обеспечивающую практически постоянную скорость цепи 6.

Существуют и другие системы уравнительных приводов, например, с мелкозвенной приводной цепью и многогранными блоками, сидящими на приводном валу и имеющими столько же граней, сколько зубьев на тяговой звездочке. Недостатком уравнительных приводов является сложность их восстановительного ремонта, поэтому они не получили широкого распространения.

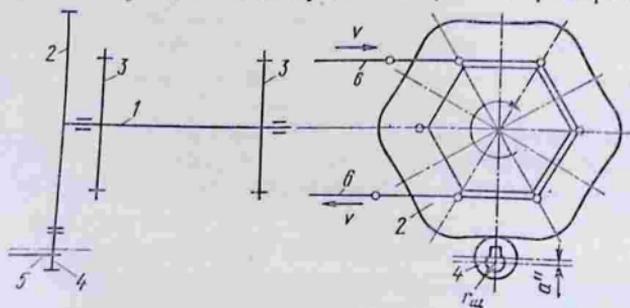


Рис. 1.35. Схема уравнительного привода

Колебания тягового органа сопровождаются возникновением динамического усилия

$$S_{\text{дин}} = k_{\text{н}} \omega^2 c_0 \{ k''' m_{\text{г}} + k'' [m_{\text{х.ч}} - (1 - c_0'') m_{\text{ш}}] \}, \quad (1.136)$$

где $k_{\text{н}} = 0,75 \dots 1,5$ — коэффициент, учитывающий интерференцию упругих волн в цепи; k''' — коэффициент участия массы перемещаемого груза в колебательном процессе (для скребковых конвейеров $k''' = 0,3 \dots 0,5$; для пластинчатых с углом наклона, близким к максимально допустимому, $k''' = 0,7 \dots 0,8$, а для прочих $k''' = 1$); $m_{\text{г}}$ — масса перемещаемого груза; k'' — коэффициент участия массы ходовой части конвейера в колебательном процессе, значения которого следующие:

$L_{\text{д}}$, м	До 50	50 ... 120	Свыше 120
k''	1	0,75	0,5

$m_{\text{х.ч}}$ — масса ходовой части конвейера; $c_0'' \leq 1$ — безразмерный коэффициент (определяется опытным путем и зависит от частоты собственных колебаний шарнирно подвешенных деталей); $m_{\text{ш}}$ — масса шарнирно подвешенных деталей на порожней ветви.

Выбор значения $k_{\text{н}}$ зависит от отношения статического натяжения цепи $S_{\text{ст}}$ в точке сбегающей с приводной звездочки к критическому натяжению $S_{\text{кр}}$, под которым подразумевается минимальное натяжение $S_{\text{ст мин}}$, обеспечивающее отсутствие в цепи участков с нулевым натяжением при действии отрицательных динамических усилий. Из решения волнового уравнения (1.135) следует, что если $S_{\text{ст}}/S_{\text{кр}} \geq 1$, то $k_{\text{н}} = 0,75$, а если $S_{\text{ст}}/S_{\text{кр}} < 1$, что нежелательно, но может иметь место для горизонтальных и пологонаклонных конвейеров, то $k_{\text{н}} = 1,5$.

Коэффициент c_0 , входящий в формулу (1.136), определяют по формуле

$$c_0 = c_0' \cos^2 \beta + \sin^2 \beta,$$

где c_0' — безразмерный коэффициент; в условиях, отличающихся от резонанса, $c_0' = 0,5 \dots 0,8$; β — угол наклона конвейера к горизонтали.

При отсутствии шарнирно подвешенных деталей $c_0' = 1$.

Для определения динамических сил, возникающих при большой длине цепи, необходимо учитывать изменения, вызываемые направляющими блоками в результате отражения и затухания упругих волн. Динамическое усилие $S'_{\text{дин}}$ в условиях, отличающихся от резонанса, определяют по приближенной формуле

$$S'_{\text{дин}} \approx S_{\text{дин}} e^{-\frac{vL_{\text{п}}}{l_0 v}}, \quad (1.137)$$

где $S_{\text{дин}}$ — сила, которую вычисляют по формуле (1.136) для конвейеров с малым числом отклоняющих блоков.

Расчетное усилие $S_{\text{расч}}$ при установившемся непрерывном движении является суммой максимальных статического и динамического усилий:

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{max}} + S_{\text{дин}}. \quad (1.138)$$

Динамика пуска конвейеров. Расчетное усилие натяжения в точке набегания гибкого тягового элемента на приводной элемент в период пуска

$$S_{\text{расч.п}} = W''_{\text{п}} + S_{\text{сб}}, \quad (1.139)$$

где $W''_{\text{п}}$ — тяговое усилие на приводном элементе конвейера в период пуска; $S_{\text{сб}}$ — натяжение сбегающей ветви.

Тяговое усилие $W''_{\text{п}}$ складывается из статического пускового усилия $W_{\text{ст.п}}$ и динамического усилия:

$$W''_{\text{п}} = W_{\text{ст.п}} + m_a j_{\text{п}}, \quad (1.140)$$

где m_a — эффективная масса груза и движущихся частей конвейера; $j_{\text{п}}$ — ускорение тягового элемента в период пуска.

Статическое усилие в период пуска

$$W_{\text{ст.п}} = qgH + k_{\text{ст}}(W_0 - qgH), \quad (1.141)$$

где $k_{\text{ст}} = 1,5$ — коэффициент повышения сопротивлений трения при пуске.

Эффективная масса груза и движущихся частей конвейера

$$m_a = m_{\text{г}} + k_G m_{\text{вр}} + m_{\text{х.ч}}, \quad (1.142)$$

где $m_{\text{г}}$ — масса груза; k_G — коэффициент, учитывающий, что окружная скорость расположенных ближе к центру частей вращающихся деталей меньше, чем v ($k_G = 0,5 \dots 0,9$; максимальные значения принимают для конвейеров со стационарными роликами, а минимальные — для конвейеров с ходовыми катками); $m_{\text{вр}}$ — масса вращающихся деталей конвейера; $m_{\text{х.ч}}$ — масса ходовой части конвейера.

Крутящий момент на валу приводного элемента в период пуска

$$M_{\text{в.п}} = W''_{\text{п}} D_0 / (2\eta_{\text{п}}), \quad (1.143)$$

где

$$\eta_{\text{п}} = \frac{1}{1 + \omega_{\text{об}} \left(1 + \frac{2S_{\text{гб}}}{W''_{\text{п}}} \right)}; \quad (1.144)$$

здесь $\omega_{\text{об}}$ — обобщенный коэффициент сопротивления приводного элемента.

Для конвейеров с фрикционным приводом

$$\eta_{\text{п}} = \frac{1}{1 + \omega_{\text{об}} \frac{e^{\mu_0 \alpha} + 1}{e^{\mu_0 \alpha} - 1}}. \quad (1.145)$$

Максимальный крутящий момент на валу двигателя в период пуска

$$M_{\text{п max}} = M_{\text{в.п}} / (u_0 \eta_0) + c J_0 e_{\text{max}}, \quad (1.146)$$

где u_0 — передаточное число передачи от двигателя к приводному валу; η_0 — КПД передачи от двигателя к приводному валу; $c = 1,1 \dots 1,15$ — коэффициент приведения маховых масс деталей передаточного механизма к валу двигателя; $J_0 = J_{\text{д}} + J_{\text{м}}$ (здесь $J_{\text{д}}$ и $J_{\text{м}}$ — моменты инерции ротора двигателя и муфты с тормозным шкивом); e_{max} — максимальное угловое ускорение вала двигателя;

$$e_{\text{max}} = 2u_0 j_{\text{п}} / D_0. \quad (1.147)$$

Подставляя это значение ϵ_{\max} в уравнение (1.146) и решая последнее относительно $j_{\text{п}}$ совместно с уравнениями (1.140) и (1.143), получаем

$$j_{\text{п}} = D_0 \frac{2M_{\text{п max}} u_0 \eta_0 \eta_{\text{п}} - W_{\text{ст. п}} D_0}{m_0 D_0^2 + 4c J_0 u_0^2 \eta_0 \eta_{\text{п}}}, \quad (1.148)$$

где $\eta_{\text{п}}$ — КПД приводного элемента.

Входящий в эту формулу крутящий момент $M_{\text{п max}}$ при наличии гидромуфт или других муфт предельного момента принимают равным предельному (максимальному) моменту гидромуфты $M'_{\text{пр}}$, т. е.

$$M_{\text{п max}} = M'_{\text{пр}}. \quad (1.149)$$

При отсутствии указанных муфт $M_{\text{п max}}$ принимают равным максимальному крутящему моменту электродвигателя с короткозамкнутым ротором или наибольшему моменту, обусловленному системой пуска двигателя с фазовым ротором, т. е.

$$M_{\text{п max}} = M_0 \text{ max}, \quad (1.150)$$

где $M_0 \text{ max}$ — максимальный момент асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым или фазовым ротором.

По усилию $S_{\text{расч}}$ рассчитывают гибкий тяговый элемент согласно формулам, приведенным в п. 1.2.2 и гл. 2.3.

Пуск конвейера, приводимого электродвигателем с короткозамкнутым ротором, осуществляется нажатием кнопки «Пуск» на пульте управления. Недостатком такой системы является возникновение больших перегрузок. Для его устранения применяют двигатели с фазовым ротором, плавный пуск которых осуществляется при помощи контроллера. Остановка конвейера производится выключением приводного двигателя и автоматическим включением тормоза, предназначенного для уменьшения свободного выбега конвейера или для устранения обратного хода наклонного конвейера под действием силы тяжести лежащего на нем груза.

1.3.4. РАСПОЛОЖЕНИЕ И ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПРИВОДА

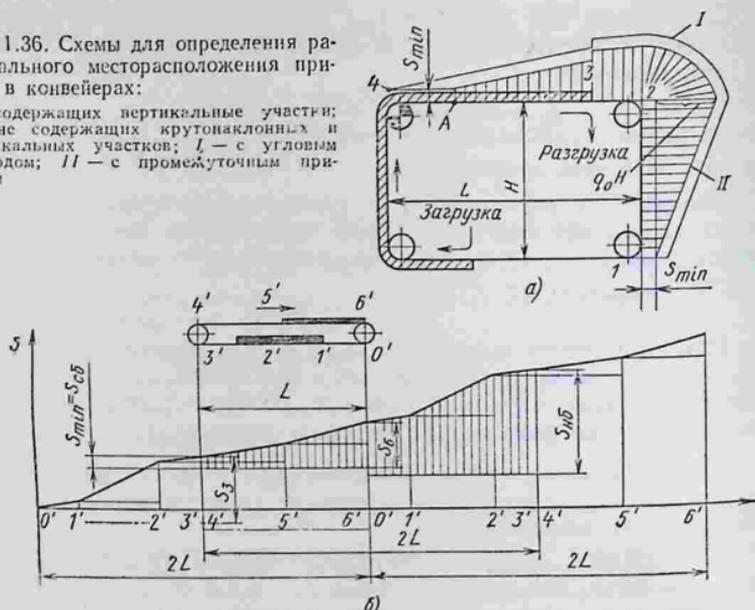
Основным критерием выбора месторасположения привода является минимальное значение наибольшего расчетного натяжения гибкого тягового элемента. Уменьшение натяжения гибкого тягового элемента экономически выгодно, так как при этом снижаются капитальные затраты на гибкий тяговый элемент и поворотные устройства, уменьшается износ последних.

Наивыгоднейшее месторасположение привода определяется двумя условиями:

- 1) расчетное натяжение S_{max} цепи должно быть наименьшим (из всех возможных вариантов расположения привода);
- 2) суммарные потери тягового усилия на перегибах тягового элемента должны быть минимальными (из всех возможных вариантов).

Рис. 1.36. Схемы для определения рационального месторасположения привода в конвейерах:

a — содержащих вертикальные участки; *б* — не содержащих крутонаклонных и вертикальных участков; *L* — с угловым приводом; *II* — с промежуточным приводом



Первое условие выполняется при натяжении гибкого элемента в точке сбегающего с приводного элемента $S_{сб}$, возможно близком к минимально допустимому $[S_{min}]$. В идеальном случае $S_{сб} = [S_{min}]$. В конвейерах без вертикальных участков указанное равенство может быть выполнено при размещении привода в любой точке трассы. В конвейерах, содержащих только горизонтальные и пологонаклонные участки, оба указанных выше условия выполняются при расположении привода в головной части грузевого участка гибкого тягового элемента.

В конвейерах, содержащих крутонаклонные и вертикальные участки, рациональное месторасположение привода определяют расчетом по точкам, который выполняют, начиная с нижней точки порожнего крутонаклонного или вертикального участка гибкого тягового элемента, где задаются минимальные натяжения S_{min} (рис. 1.36, *a*). Расчет ведут, переходя от точки к точке в направлении, противоположном движению гибкого тягового элемента, пока не определят точку, в которой натяжение гибкого тягового элемента уменьшится до минимального значения S_{min} (точка *A* на рис. 1.36, *a*).

При использовании гусеничного привода его располагают в точке *A*, углового привода — в ближайшем углу трассы конвейера (точка *4*), находящемся левее точки *A* (т. е. в направлении, противоположном ходу тягового элемента).

Если конвейер не имеет вертикальных и крутонаклонных участков, то месторасположение привода определяют построением

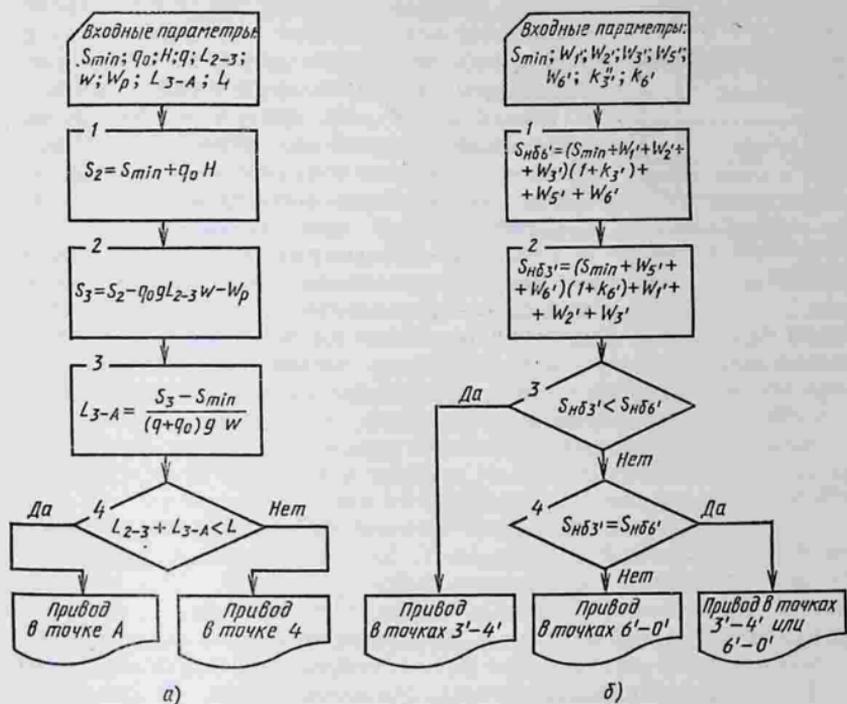


Рис. 1.37. Схемы алгоритмов для определения месторасположения привода конвейера:

а — содержащих крутонаклонные и вертикальные участки; *б* — не содержащих крутонаклонных и вертикальных участков; W_p — сила сопротивления разгрузочного устройства; цифры в индексах указывают номера точек; $S_{нб3'}$ — натяжение ленты в точке набега на привод, установленный в точках 3'-4'; $S_{нб6'}$ — то же на привод, установленный в точках 6'-0' (см. рис. 1.36)

диаграммы натяжений гибкого тягового элемента от точки S_{min} в сторону хода тягового элемента. Точка с S_{min} в таких конвейерах совпадает с точкой сбега гибкого тягового элемента с приводного элемента. Рассмотрим метод определения месторасположения привода на примере конвейера (рис. 1.36, б), имеющего два грузных участка 1'-2' и 5'-6' (на участке 1'-2' нагрузка больше). Сначала строим диаграмму натяжений ленты, возникающих под действием линейных сопротивлений, от точки 0' до точки 6' на длину $2L$, и повторяем справа. Затем находим на диаграмме такой участок длиной $2L$, на котором сумма местных сопротивлений в зонах перегибов является минимальной (в рассматриваемом частном случае имеются два перегиба: 3'-4' и 6'-0'). Определение месторасположения привода следует проводить на ЭВМ по специальным программам (рис. 1.37).

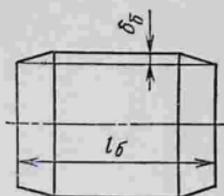


Рис. 1.38. Схема для определения размеров барабана

На диаграмме вертикальными штриховыми линиями отмечено распределение усилий в гибком тяговом элементе при невыгоднейшем варианте установки привода в точках 3'—4'. Из диаграммы видно, что натяжение S_6 гибкого тягового элемента в зоне перегиба в точках 6'—0' в этом варианте меньше, чем натяжение S_3 в зоне перегиба 3'—4' при установке привода в точках 6'—0' (штрихпунктирная линия).

Расчет приводного устройства включает выбор электродвигателя, определение размеров барабанов, звездочек и шкивов, передаточного числа механизма, выбор редуктора, проверку электродвигателя по пусковому моменту, расчет тормозного момента и времени выбега конвейера, выбор тормоза, расчет упругого скольжения ленты.

Для горизонтальных конвейеров тормоза не обязательны, если по условиям эксплуатации не требуется быстрая остановка конвейера после выключения приводного электродвигателя.

Электродвигатель выбирают исходя из установочной мощности P , определяемой по формуле (1.57). Для привода конвейеров обычно применяют электродвигатели серии 4А (асинхронные общего применения); для горизонтальных конвейеров большой мощности ($P > 100$ кВт) — с повышенным пусковым моментом, поскольку силы трения при пуске возрастают приблизительно в 1,5 раза; для многодвигательных приводов применяют двигатели с повышенным скольжением. Когда требуется плавный пуск, используют двигатели 4АК — с фазовым ротором.

Диаметры барабанов для конвейеров с прорезиненными лентами принимают в зависимости от числа прокладок в ленте.

Размер центрирующей выпуклости профиля барабана (рис. 1.38) принимают $\delta_6 = (0,0025 \dots 0,003) l_6$, где l_6 — длина барабана. Диаметр делительной окружности приводных звездочек пластинчатых цепей

$$D_0 = \frac{l}{\sin(180^\circ/z_0)} \cdot \quad (1.151)$$

Диаметр делительной окружности звездочки сварных круглозвенных цепей

$$D_0 \approx \frac{l_0}{\sin(90^\circ/z_0)} \cdot \quad (1.152)$$

Диаметр делительной окружности звездочки для штампованных разборных цепей

$$D_0 \approx \frac{\lambda_z l_0}{\sin \left[0,5 \arcsin \left(\lambda_z \sin \frac{180^\circ}{z_0} \right) \right]}, \quad (1.153)$$

где λ_z — коэффициент, зависящий от z_0 :

z_0	6	8	10	12 . . . 25
λ_z	0,74	0,77	0,79	0,85

1.3.5. РАСПОЛОЖЕНИЕ И РАСЧЕТ НАТЯЖНОГО УСТРОЙСТВА

Натяжное устройство предпочтительно располагать в точке минимального натяжения гибкого тягового органа, например, в точке *I* (см. рис. 1.36, а).

Месторасположение натяжного устройства для реверсивных установок выбирают, сравнивая натяжения, вычисленные для всех его положений, которые можно предполагать целесообразными. Предпочтительным является вариант с минимальным тяговым усилием и натяжением цепи.

Рассмотрим расчет натяжения реверсивных установок (рис. 1.39) с жестким винтовым натяжным устройством. Длину цепи в ненагруженном состоянии обозначим через L_0 . После натяжения длина цепи будет $L_0 + \sum u_0$, где u_0 — удлинение отдельных участков. При движении в обоих направлениях $\sum u_0 = \text{const}$ (при жестком натяжном устройстве).

Относительное удлинение

$$\epsilon' = du_0/dx, \quad (1.154)$$

где du_0 — абсолютное удлинение на бесконечно малой длине dx .

По закону Гука

$$du_0 = \frac{S}{EF_T} dx = \frac{S}{H_0} dx,$$

где S — натяжение цепи; E — модуль упругости материала цепи; F_T — площадь поперечного сечения цепи, м^2 ; $H_0 = EF_T$.

На рис. 1.39, б заштрихована бесконечно малая площадь диаграммы $S dx$.

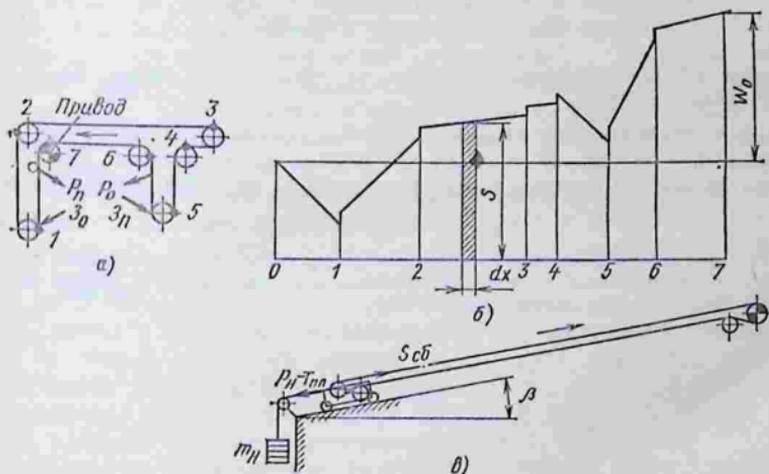


Рис. 1.39. К расчету натяжного устройства:

а — схема конвейера; б — диаграмма натяжений тягового элемента; в — силы, действующие на натяжное устройство

Удлинение на участке 2—3 (рис. 1.39, а)

$$u_{2-3} = A'' \Omega_{2-3},$$

где A'' — коэффициент пропорциональности; Ω_{2-3} — площадь диаграммы натяжений между точками 2 и 3.

Общее удлинение

$$\sum_{i=1}^7 u_{0i} = A'' \Omega'',$$

где Ω'' — площадь всей диаграммы напряжений для прямого хода.

Подобную диаграмму строят для обратного хода и измеряют ее площадь Ω'' . Вычисляя разность $\Delta\Omega = \Omega' - \Omega''$ и приращение натяжения $\Delta S = \Delta\Omega/L_{7-7}$. Высота диаграммы изменяется на ΔS так, что $\Omega' = \Omega''$, а $S_{\min} \geq [S_{\min}]$.

Затем сравнивают натяжения для прямого и обратного ходов.

Натяжное устройство располагают в зоне одинаковых натяжений цепи при прямом и обратном ходах.

Усилие натяжного устройства конвейера (рис. 1.39, в)

$$P_n = 2,1 S'_{нб} + T_{пл}, \quad (1.155)$$

где $S'_{нб}$ — усилие в точке набегания гибкого элемента на натяжное устройство (барaban, звездочку, шкив); $T_{пл}$ — потери на передвижение натяжной тележки или ползунов;

$$T_{пл} = \omega_T m_T g \cos \beta; \quad (1.156)$$

здесь ω_T — коэффициент сопротивления (при движении на колесах и на ползунах ω_T соответственно равен 0,05 и 0,4); m_T — масса ползунов или тележки.

Масса натяжного груза

$$m_n = k_{бл}^{нбл} \left(\frac{P_n}{g} - m_T \sin \beta \right), \quad (1.157)$$

где $k_{бл} \approx 1,05$ — коэффициент потерь на отклоняющем блоке; $n_{бл}$ — число отклоняющих блоков.

При расчете цепных конвейеров учитывают и действие динамических усилий. При этом снижение натяжений в сбегавшей ветви (в местах минимальных натяжений) определяют по формуле

$$S_{ст} + (-S_d) \geq [S_{\min}], \quad (1.158)$$

где $S_{ст}$ — статическое усилие, приложенное в любом рассматриваемом сечении; $(-S_d)$ — динамическое усилие, действующее в том же сечении; $[S_{\min}]$ — допустимое минимальное натяжение.

2.1. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

2.1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ленточными конвейерами называют машины непрерывного транспорта, несущими и тяговыми элементами которых является гибкая лента. Ленточные конвейеры нашли широкое распространение. Их применяют для перемещения сыпучих и штучных грузов на короткие, средние и дальние расстояния во всех областях современного промышленного и сельскохозяйственного производства, при добыче полезных ископаемых, в металлургии, на складах и в портах, используют в качестве элементов погрузочных и перегрузочных устройств, а также машин, выполняющих технологические функции.

Существенным преимуществом ленточных конвейеров является значительная производительность, которая при больших скоростях движения (6 ... 8 м/с) и ширине ленты может быть доведена до 20 000 и даже до 30 000 т/ч, что во много раз превышает производительность других конвейеров. Ленточные конвейеры могут иметь сложные трассы с горизонтальными и наклонными участками, а также с изгибами в горизонтальной плоскости. Длина горизонтальных конвейеров может составлять 3 ... 5 км для одной машины (става), а в отдельных случаях достигает 14 км. Благодаря простоте конструкции и эксплуатации, удобству контроля за работой и автоматизации управления ленточные конвейеры имеют высокую надежность даже при работе в тяжелых условиях.

Не менее 70 % всех ленточных конвейеров представляют собой установки с приводом мощностью до 400 кВт и длиной до 500 м. У конвейеров большой длины и высокой производительности общая мощность приводных двигателей достигает 10 000 кВт.

К недостаткам ленточных конвейеров относится высокая стоимость ленты и роликов, составляющая соответственно около 50 и 30 % общей стоимости конвейера. Следует отметить, что использование этих конвейеров затруднено при транспортировании пылевидных, горячих и тяжелых штучных грузов, а также при углах наклона трассы, превышающих 18 ... 20°.

Затраты на перемещение грузов ленточными конвейерами на расстояние 5 ... 30 км невелики и существенно меньше, чем затраты на перемещение грузов автомобильным транспортом. Во многокилометровых линиях, представляющих собой последова-

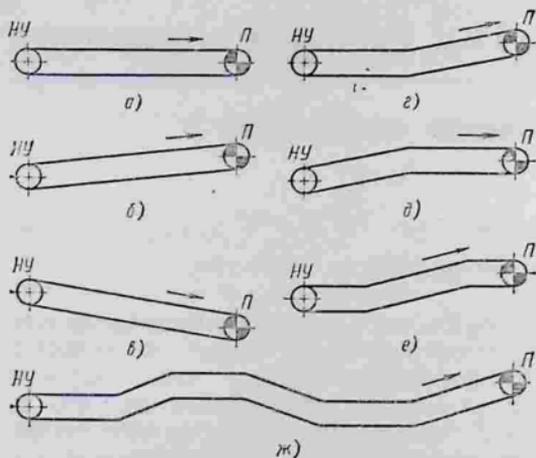


Рис. 2.1. Схемы трасс ленточных конвейеров:

а — горизонтального; б — наклонного с уклоном вверх; в — наклонного с уклоном вниз; г — горизонтально-наклонного; д — наклонно-горизонтального; е — горизонтально-наклонно-горизонтального; ж — сложного с несколькими разнонаправленными перегибами

тельно установленные друг за другом ленточные конвейеры, большое значение имеет сокращение их числа. Как показывают экономические расчеты, замена четырех одинаковых конвейеров длиной по 500 м на один длиной 2000 м заметно снижает удельные затраты на транспортирование 1 т груза на расстояние в 1 км.

Возрастающее использование ленточных конвейеров требует повышения их качества и технико-экономических показателей, ставит перед исследователями важные задачи: создание высокопрочных и теплостойких лент, повышение срока службы роликов опор, разработка уточненных методик расчета, создание надежно действующих загрузочных и перегрузочных устройств, приводов большой мощности, снижение материалоемкости конструкции и т. п.

Ленточные конвейеры классифицируют по следующим признакам:

по области применения — на конвейеры общего назначения, специальные (для погрузочных машин, транспортирования людей, передвижные, катучие) и подземные;

по форме трассы — на простые с одним прямолинейным участком (рис. 2.1, а—в) и сложные с ломаной трассой, состоящие из горизонтальных и наклонных участков (рис. 2.1, г—ж), соединенных перегибами, а также криволинейные, изгибающиеся в плоскости ленты (пространственные);

по направлению движения груза — на подъемные с уклоном вверх (рис. 2.1, б) и спускные с уклоном вниз (бремсберговые; рис. 2.1, в);

по форме ленты и размещению груза на ней — на конвейеры с плоской и желобчатой лентой, с верхней (основной тип) и нижней или с обеими несущими ветвями;

по типу тягового элемента — на конвейеры с резиноканевой, резинокросовой, стальной и проволочной лентами;

по углу наклона трассы — на горизонтальные, пологонаклонные, крутонаклонные (более 22°) и вертикальные;
 по разделению тяговой и несущей функций между элементами — на канатно-ленточные и ленточно-цепные.

2.1.2. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ КОНВЕЙЕРА

Несущим и тяговым элементом ленточного конвейера общего назначения (рис. 2.2) является бесконечная гибкая лента 9, опирающаяся верхней (рабочей) и нижней (холостой) ветвями на роликковые опоры 6, 17 и огибающая на концах конвейера приводной 10 и натяжной 2 барабаны. У коротких конвейеров, часто используемых для перемещения штучных грузов, рабочая ветвь ленты может скользить по деревянному или металлическому настилу. Движение передается ленте фрикционным способом от приводного барабана. Необходимое первоначальное натяжение на сбегающей ветви ленты создается натяжным барабаном при помощи натяжного устройства 1 грузового или винтового типа. Сыпучий груз подается на ленту через загрузочную воронку 3, устанавливаемую обычно в начале конвейера у концевого барабана 2. Разгрузка ленты может быть концевой или промежуточной, для чего используют передвижную разгрузочную тележку 7 или стационарные плужковые сбрасыватели. Направление потока сбрасываемого с барабана груза обеспечивается разгрузочной коробкой 8, имеющей одну или две воронки.

Для очистки рабочей стороны ленты от оставшихся частиц устанавливают вращающиеся щетки 11 (капроновые, резиновые) или неподвижный скребок. Для многих видов грузов установка очистного устройства совершенно необходима, так как прилипшие частицы образуют на роликах трудноудаляемую неровную корку и могут привести к неравномерному их вращению, вызывающему

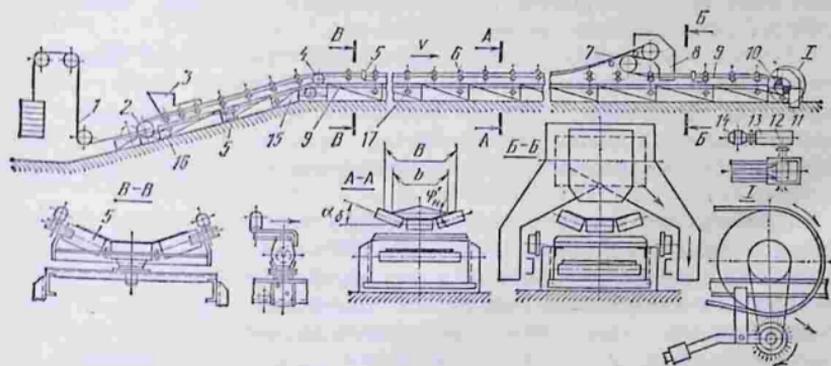


Рис. 2.2. Наклонно-горизонтальный ленточный конвейер

ускоренное изнашивание ленты. Хорошо очищает ленту вращающийся барабан с резиновыми спиральными скребками.

Для сбрасывания случайно попавших на внутреннюю поверхность нижней ветви ленты частиц перед натяжным барабаном рекомендуется устанавливать дополнительный сбрасывающий скребок 16. Очистка ленты после приводного барабана необходима еще и потому, что прилипшие частицы, осыпаясь от встряхивания на каждой опоре нижней ветви, могут образовывать завалы из мелких частиц, усложняющие эксплуатацию конвейера.

Для центрирования хода обеих ветвей ленты и исключения ее чрезмерного поперечного смещения применяют различные центрирующие роликовые опоры 5.

Привод ленточного конвейера состоит из барабана, электродвигателя 14, редуктора 13 и соединительных муфт 12. На поворотных участках ветвей трассы устанавливают роликовые батареи, создающие плавный перегиб ленты, или отклоняющие барабаны 4.

Все элементы конвейера монтируют на металлоконструкции 15, прикрепляемой к фундаменту или к опорным частям здания. Металлоконструкцию с приводом и разгрузочной коробкой называют приводной станцией. Часть конструкции с натяжным устройством и загрузочной воронкой составляет натяжную станцию. Между обеими станциями расположена средняя часть конвейера, которая выполнена из одинаковых линейных секций. Линейные секции, переходные участки, приводная и натяжная станции соединены болтами. Как правило, для сыпучих грузов применяют многороликовые опоры, формирующие желобчатую ленту. Такая форма ленты при одинаковых ширине и скорости позволяет получить более чем двукратное увеличение производительности при исключении просыпи груза.

Двухбарабанные сбрасывающие тележки предназначены для промежуточной разгрузки только сыпучих грузов в стороны от ленты по одному из отводящих патрубков. Стационарные плужковые сбрасыватели можно использовать как для сыпучих, так и для штучных грузов. Известны конструкции плужковых сбрасывателей на передвижных тележках.

Помимо указанных выше элементов, конвейеры оборудуют стопорными устройствами или двухколесными нормально закрытыми тормозами, а также размещенными на наклонных участках трассы ловителями ленты на случай ее обрыва, приспособлениями безопасности и автоматическими устройствами управления.

Особенности конструкции конвейера зависят от типа применяемых лент. Конвейеры со стальной лентой при одинаковой с конвейерами общего назначения схеме отличается от последних отдельными элементами из-за повышенной жесткости ленты. Барабаны для стальной ленты имеют больший диаметр, а роликовые опоры (рис. 2.3, а) выполняют в виде дисков 1 на одной оси, пружинных роликов 4, настила 2 с бортами 3 или без бортов. Для

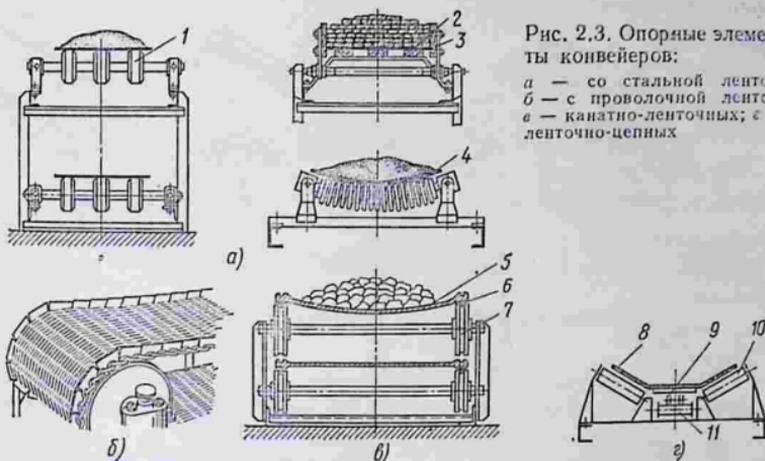


Рис. 2.3. Опорные элементы конвейеров:

a — со стальной лентой;
б — с проволочной лентой;
в — канатно-ленточных; *г* — ленточно-цепных

конвейеров с проволочными лентами (рис. 2.3, б) можно применять опоры с одним горизонтальным роликом. На этих конвейерах из-за неплотности ленты транспортируются в основном штучные грузы.

Конвейеры с проволочными лентами могут работать при температуре до 1100 °С, а со стальными лентами (жаропрочными) — до 850 °С.

В канатно-ленточных конвейерах лента 5 (рис. 2.3, в) выполняет функцию только несущего элемента. Она располагается на двух тяговых канатах 6, опирающихся на поддерживающие блоки 7, размещенные по всей трассе конвейера.

Сочетание ленты 8 с тяговой цепью 9 позволило создать ленточно-цепные конвейеры (рис. 2.3, г). Тяговая цепь поддерживается направляющими блоками 11, а боковые части ленты опираются на наклонные опорные ролики 10.

Для уменьшения длины наклонного конвейера и соответственно снижения его стоимости и занимаемой им производственной площади рекомендуется применять крутонаклонные и вертикальные конвейеры. Эти конвейеры могут быть с верхними прижимными элементами (рис. 2.4, а): с цепной сетчатой лентой 1, резино-тканевой лентой 2 и катками 3, с дополнительной лопастной лентой 4. Для сильно пылящих материалов используют конвейеры с трубчатой лентой 6 (рис. 2.4, б), имеющей застежку типа «молния» 5 и устройство 7 для ее открывания и закрывания. В условиях пересеченной местности удобно применять конвейеры (рис. 2.4, в) с лентой 11, подвешенной на цепях к кронштейнам 10 и стальному проволочному канату 8, лежащему на опорных блоках 9. Разновидностью этих конвейеров являются конвейеры с трубчатой лентой и застежкой «молния», также подвешенной к стальным проволочным канатам на цепях.

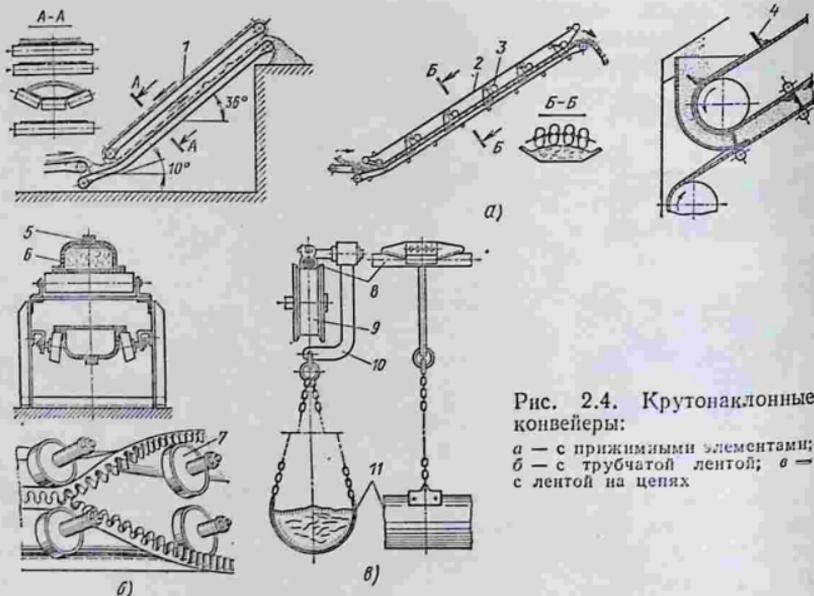


Рис. 2.4. Крутонаклонные конвейеры:

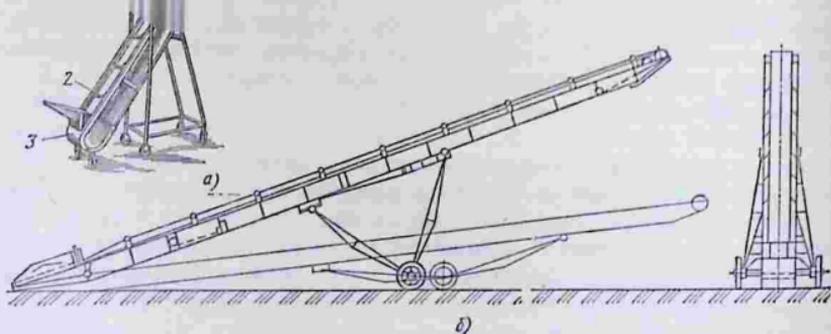
а — с прижимными элементами;
 б — с трубчатой лентой; а — с лентой на цепях

На рис. 2.5, а показан крутонаклонный ленточный погрузчик легкого типа с переменным углом наклона и поперечными планками 2 на ленте, а на рис. 2.5, б — передвижной конвейер для строительства. У большинства передвижных конвейеров применяют мотор-барабан 3 (рис. 2.5, а) и винтовое натяжное устройство 1, и две машины.

Установки конвейеров требуют существенного снижения напряжений, например, на мостах отвалообразователей,

Рис. 2.5. Передвижные конвейеры:

а — легкого типа с переменным углом наклона; б — для погрузочных работ на строительстве



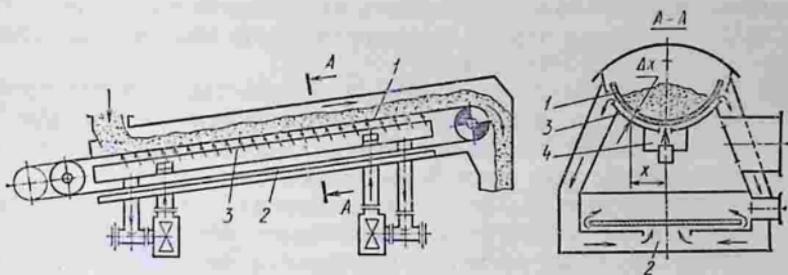


Рис. 2.6. Конвейер с воздушным подвешиванием ленты

то применяют ленты без поддерживающих роликовых опор, масса которых может достигать 35 % массы конвейера. При этом для подвешивания ленты используют воздушную подушку (рис. 2.6) или постоянные магниты (рис. 2.7). Верхняя и нижняя ветви ленты *1* в первом случае поддерживаются тонкими (0,4 ... 1,0 мм) прослойками *2* и *3* воздуха с небольшим избыточным давлением ($2 \cdot 10^3$ Па), на создание которого затрачивается 0,3 ... 0,8 кВт энергии на каждый 1 м длины конвейера. Распространение конвейеров с воздушным подвешиванием ленты сдерживается необходимостью использования энергоемкого воздуходувного оборудования, сложностью сохранения зазора между лентой и желобом, пылением транспортируемых грузов.

Замена роликов постоянными ферритобариевыми магнитами 2 (см. рис. 2.7) в виде пластин ($120 \times 80 \times 15$ мм) возможна в сочетании со специальной лентой *1*, в резиновую обкладку которой завулканизирован порошок феррита бария, придающий ленте постоянные магнитные свойства. При совмещении ленты с опорными элементами одноименными полюсами лента удерживается в подвешенном состоянии подъемной отталкивающей магнитной силой, достигающей 3 кН на 1 м^2 ленты. При полной бесшумности и малой энергоемкости конвейеры с магнитным подвесом имеют существенные недостатки. Для них необходимо применять спе-

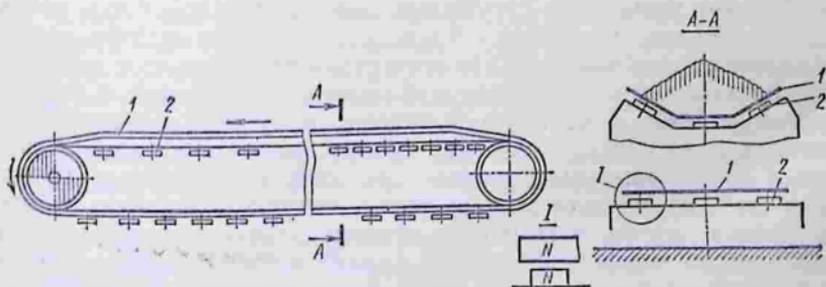


Рис. 2.7. Конвейер с магнитным подвешиванием ленты

циальные ленты, сложно обеспечить их поперечную устойчивость. На этих конвейерах нельзя транспортировать материалы, обладающие магнитными свойствами.

Особое место занимают подземные конвейеры. Они рассчитаны на использование в стесненных по высоте габаритах, а также для перемещения людей и тяжелых штучных грузов, что требует прежде всего соблюдения норм безопасной эксплуатации.

Ленточные конвейеры большой мощности и значительной длины по конструкции аналогичны конвейерам общего назначения. Однако их отдельные элементы отличаются не только пропорциональным увеличением размеров, но и качественными специфическими особенностями. Например, привод может быть выполнен с двумя приводными барабанами, натяжное устройство имеет систему регулирования натяжения ленты при пуске и при изменении ее загруженности. Конвейеры большой мощности необходимо рассчитывать по уточненным методикам. При этом особенно важным является использование обоснованно точных значений коэффициентов сопротивления движению ленты и сосредоточенных сопротивлений в пунктах загрузки и промежуточной разгрузки.

Для загрузки конвейера применяют питатели с принудительной и строго определенной подачей груза, соответствующей расчетной производительности конвейера. В целях безопасности обслуживания на конвейерах применяют приспособления для контроля за работой механизмов и выключатели, позволяющие остановить конвейер в любом месте его трассы.

2.1.3. КОНВЕЙЕРНЫЕ ЛЕНТЫ

Применение гибкого тягового элемента в ленточных конвейерах обеспечивает транспортирование грузов с высокими скоростями движения, плавность хода и высокую производительность при сравнительно малой распределенной нагрузке; использование фрикционного привода (гладкого барабана), исключая зависимость тяговой способности от удлинения ленты; сравнительную простоту конструкции и эксплуатации, малую собственную массу; сочетание в одной ленте функций несущего и тягового элементов; отсутствие шарниров и подобных им быстроизнашиваемых частей. К недостаткам лент можно отнести сложность изготовления и высокую стоимость из-за использования дефицитных материалов (каучука, хлопчатобумажной и синтетической ткани); невысокую прочность наружной резиновой обкладки, подверженной быстрому разрушению при транспортировании остросроочных твердых и тяжелых насыпных грузов; сложность соединения концов ленты, текущего ремонта, очистки от липких грузов; повышенное первоначальное натяжение, необходимое для нормальной работы фрикционного привода, и значительное удлинение (до 4 %) при рабочих натяжениях, требующее большого хода натяжного устройства.

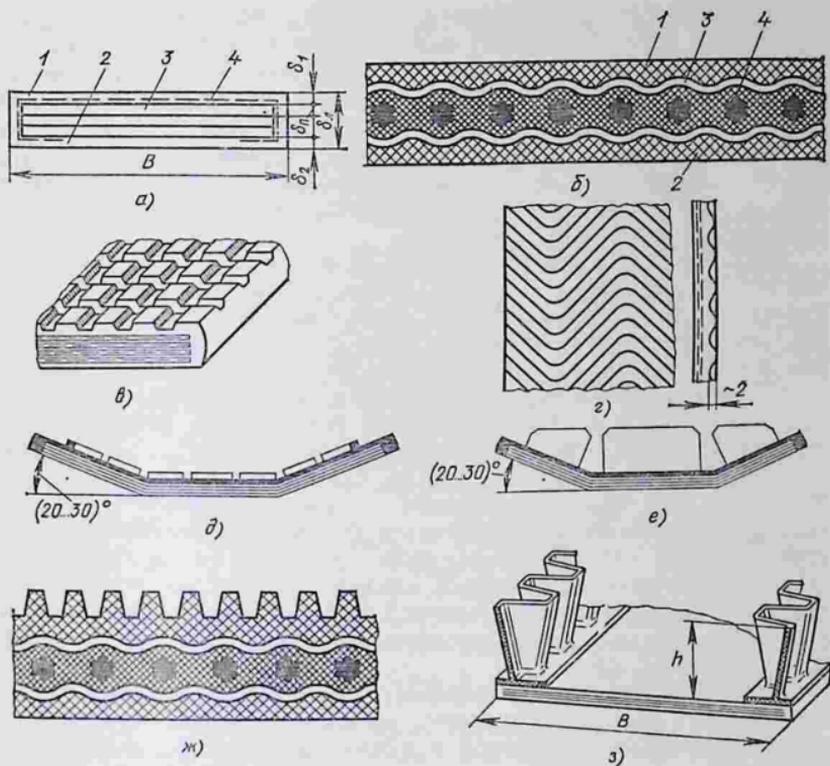


Рис. 2.8. Конвейерные ленты:

a — резинотканевая; *б* — резинотросовая; *в* — с прямоугольной насечкой; *г* — с волнообразными низкими выступами; *д* — с низкими прерывистыми фасонными выступами; *е* — с высокими фасонными выступами; *ж* — с непрерывными продольными ребрами; *з* — с высокими гофрированными бортами

В ленточных конвейерах в основном применяют резинотканевые и резинотросовые ленты. Отечественные резинотканевые ленты имеют многослойную конструкцию: послойный тяговый каркас состоит из прокладок синтетической (полнамид, полиэфир) или комбинированной (полиэфир, хлопчатобумажная) ткани. Нарезные прокладки 3 (рис. 2.8, *a*) укладываются основой по длине ленты, пропитываются резиновой смесью и вулканизуют, соединяя их в единое целое — тяговый каркас, воспринимающий растягивающее усилие. Прочность каркаса зависит от материала прокладок и их числа. Для дополнительной защиты у лент, предназначенных для тяжелых условий, рабочую сторону тягового каркаса покрывают брекерной тканью 4, которая может быть завернута на борта каркаса. Сверху, снизу и с торцов каркас покрыт обкладками — слоем из резины, предохраняющим его от внешнего

воздействия. Верхняя обкладка 1 ленты, обращенная к грузу, называется рабочей и имеет повышенную толщину $\delta_1 \leq 10$ мм, которую выбирают исходя из свойств транспортируемого груза. Нижняя нерабочая поверхность ленты, не соприкасающаяся с грузом и покрытая слоем 2 резины толщиной $\delta_2 = 1 \dots 3,5$ мм, на рабочей ветви конвейера опирается на ролики и взаимодействует с приводным и натяжным барабанами. У теплостойких лент верхняя сторона тягового каркаса под обкладкой имеет теплоизолирующий слой асбеста.

Резинотросовые ленты (рис. 2.8, б) состоят из резинометаллического сердечника — одного ряда стальных проволочных канатиков (тросов) и наружных резиновых обкладок. Для обеспечения каркасности применяют несколько тканевых прокладок. Эти ленты имеют высокую прочность. Их используют в подъемных конвейерах и в конвейерах с горизонтальными трассами большой длины до 5000 м и более. В случае применения ленты с менее прочными полиэфирно-хлопчатобумажными прокладками длина конвейера может достигать 400 м. Синтетические ленты влагустойчивы, но при повреждении наружных обкладок тяговый каркас оказывается подверженным быстрому разрушению. Поэтому во всех случаях необходимо постоянно наблюдать за состоянием наружных резиновых обкладок, защищающих тяговый каркас от воздействия окружающей среды. Обнаруженные порезы и порывы обкладок надо немедленно заделать резиновой смесью и завулканизировать.

Высокая стоимость конвейерных лент обуславливает особые требования к конструкции элементов конвейеров, непосредственно взаимодействующих с лентой и влияющих на ее долговечность: к загрузочным и перегрузочным устройствам, устройствам для очистки ленты, роликовым опорам, приводным, натяжным и отклоняющим барабанами, устройствам для промежуточной разгрузки и др. Тип каркаса, материал и число прокладок должны строго соответствовать условиям работы и расчетному натяжению, а ширина ленты — потребной производительности.

ГОСТ 20—85 «Ленты конвейерные резинотканевые» предусматривает выпуск лент различных типов 1, 2, 3 и 4 с тяговым каркасом из прокладок, соединенных резиновыми прослойками. Ленты типов 1 и 2 имеют резиновые обкладки с рабочей и нерабочей стороны и резиновые борта. Лента типа 1, кроме того, может иметь под обкладкой редкую брекерную ткань, повышающую прочность связи каркаса с последней. Лента типа 1 рассчитана на весьма тяжелые и тяжелые условия работы и перемещение крупнокусковых грузов; лента типа 2 — на средние условия; лента типа 3 — на легкие, поэтому ее изготавливают с односторонней резиновой обкладкой и незащищенными резиновыми бортами; лента типа 4, предназначенная для легких условий эксплуатации, имеет одно- и двухпрокладочный каркас, двустороннюю резиновую обкладку и нарезные борта.

Конвейерные ленты выбирают по стандарту в зависимости от условий работы и свойств груза. Ленты общего назначения применяют при ограничении температуры окружающей среды или груза от -45 до $+60$ °С. Специальные ленты рассчитаны на особые условия эксплуатации; к ним относятся ленты теплостойкие ($+100$ °С), повышенной теплостойкости ($+150$ °С), морозостойкие (-60 °С), трудновоспламеняющиеся (огнестойкие), пищевые (для продуктов питания), маслостойкие, магнитомягкие, притягивающиеся к магниту, и магнитотвердые, способные к намагничиванию. Специальные ленты изготовляют из особых сортов резины. Они намного дороже лент общего назначения.

Для тяговых прокладок лент применяют различные по толщине и прочности k_p на разрыв 1 мм ширины ткани. Ленты типа 1 имеют $k_p = 200, 300$ и 400 Н/мм; типа 2 — 55, 100, 200 и 300 Н/мм; типов 3 и 4 — 55 и 100 Н/мм.

Ширину B ленты типов 1, 2 и 3, а также число прокладок i_n назначают согласно ГОСТ 20—85 на ленты и ГОСТ 22644—77 на ленточные конвейеры по следующим рекомендациям: при $B = 300, 400$ и 500 мм $i_n = 2 \dots 5$; при $B = 650$ мм $i_n = 2 \dots 6$; при $B = 800, 1000$ и 1200 мм $i_n = 3 \dots 6$; при $B = 1400$ мм $i_n = 4 \dots 6$; при $B = 1600, 2000, 2500$ и 3000 мм $i_n = 5 \dots 6$. Для $k_p = 100$ и 300 Н/мм при $B = 1600 \dots 3000$ мм $i_n = 4 \dots 6$; $k_p = 55$ Н/мм и $B \geq 1400$ мм $i_n = 4 \dots 6$. Максимальная ширина ленты типа 3 при $k_p = 100$ Н/мм не превышает 1400 мм ($i_n = 3 \dots 5$); при $k_p = 55$ Н/мм и $B = 2000$ мм $i_n = 3 \dots 5$. Ленты типа 4 могут иметь ширину $B = 300 \dots 1400$ мм.

К специальным лентам относят также ленты с негладкой рабочей поверхностью, отличающейся повышенным сцеплением с грузом и обеспечивающей увеличение угла наклона конвейера. Существует множество разновидностей негладких лент с идентичным лентам общего назначения тяговым каркасом. Для штучных грузов удобна лента с прямоугольной насечкой — податливыми (рис. 2.8, *в*) или волнообразными (рис. 2.8, *г*) выступами, хорошо удерживающими за ребра или углы ящики и подобные им штучные грузы. Для сыпучих нелипких грузов можно применять ленты с мелкими (рис. 2.8, *д*) и глубокими (рис. 2.8, *е*) фасонными выступами (перегородками). При использовании лент с насечкой и выступающими перегородками необходимо соблюдать условия свободного движения ее рабочей стороны на поддерживающих опорах нижней ветви конвейера. При транспортировании сыпучих грузов должна быть предусмотрена очистка негладкой рабочей поверхности ленты.

Для обеспечения безопасности пассажиров при транспортировании ленточными конвейерами (движущимися тротуарами) рабочую сторону ленты выполняют с непрерывными продольными ребрами (рис. 2.8, *ж*).

При ограничении скорости перемещения груза высокая производительность достигается за счет применения ленты с высокими

гофрированными бортами (рис. 2.8, э), привулканизированными к рабочей поверхности ленты и создающими существенное увеличение площади поперечного сечения груза (в 1,5 ... 2,5 раза). Размеры резиновых гофров выбраны из условия обеспечения свободного перегиба ленты на барабанах. На верхней ветви такая лента опирается на прямые или желобчатые опоры, на нижней ветви — на укороченные цилиндрические ролики.

Конвейерные ленты представляют собой сложные композиционные структуры, состоящие из нескольких элементов, значительно отличающихся друг от друга по своим свойствам. Собранные из этих элементов в единое целое ленты относятся к упруго-вязким анизотропным телам с нелинейными свойствами, изменяющимися по длине, ширине и толщине, зависящими от характера, значения, направления и времени действия нагрузок, а также других факторов. Только в первом приближении можно считать, что лента подчиняется закону Гука. На свойства ленты большое влияние оказывают несовершенство технологии изготовления и качество используемых материалов.

Одним из важнейших параметров ленты является ее изгибная жесткость, характеризующая способность принимать форму желоба на опоре и сохранять эту форму в промежутке между опорами без заметного изменения (выполаживания). Жесткость ленты общего назначения зависит от числа прокладок; с их увеличением она возрастает и приводит к ухудшению вписываемости ленты в желобчатую опору. Число прокладок в ленте не должно превышать шести.

Основные параметры конвейерных лент приведены в табл. 2.1.

Массу 1 м резиноканевых лент (кг/м) определяют ориентировочно по средней плотности, приблизительно равной $(1 \dots 1,1) \times 10^3$ кг/м³:

$$q_0 = (1 \dots 1,15) 10^{-3} B \delta_n, \quad (2.1)$$

где B и δ_n — ширина и толщина ленты, мм.

Уточненные значения q_0 следует назначать по заводским данным или по ГОСТу. Расчетную толщину ленты можно найти на основе таблицы по зависимости

$$\delta_n = i_n \delta_n + \delta_1 + \delta_2, \quad (2.2)$$

где i_n и δ_n — число прокладок и расчетная толщина тягового каркаса; δ_1 и δ_2 — толщины рабочей и нерабочей обкладок (см. рис. 2.8, а).

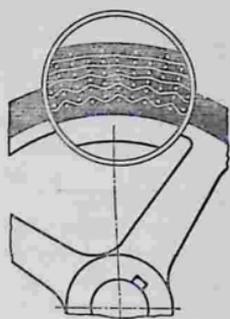
Толщину наружных обкладок выбирают в зависимости от типа и условий использования ленты с учетом кусковатости и абразивности груза: для ленты типа 1 и крупнокусковых грузов $\delta_1 = 6, 8$ и 10 мм, $\delta_2 = 2, 3$ и $3,5$ мм; для лент типа 2 и среднекусковых грузов $\delta_1 = 4, 5, 6, 8$ и 10 мм, $\delta_2 = 1, 2$ и 3 мм; для лент типа 3 $\delta_1 = 2$ и 3 мм; $\delta_2 = 0$; для лент типа 4 $\delta_1 = 1$; 2 и 3 мм, $\delta_2 = 1$ мм.

2.1. Параметры конвейерных лент

Прочность тя- говой проклад- ки (для РТЛ) Н/мм	Ткань резиноклеевых лент по ГОСТ 20-85			Разно- гросовые ленты (РТЛ)	Толщина тяговой прокладки, мм (для РТЛ — толщина ленты)			Ширина ленты, м	Число проклад- док	Расчет- ная масса, кг/м ² (РТЛ)
	комбинированная резинавая (полиэфир и хлопчат)	из полиамидных нитей (по основе и утку)	из поли- эфирных нитей (по ос- нове)		в об- щих случае	с проч- ностью по утку 100/75	тепло- стойкой			
65	БКНЛ-65 БКНЛ-65-2				1,2			0,1 ... 2,0	1 ... 5	
100		ТА-100, ТК-100			1,1			0,3 ... 3,0	1 ... 5	
200		ТК-200-2	ТЛК-200		1,6			0,8 ... 3,0	3 ... 6	
300		ТА-300, ТК-300			1,9			0,8 ... 3,0	3 ... 6	
400		ТА-400, ТК-400, МК-400/120-3				3/2		0,8 ... 3,0	3 ... 6	
1000				РТЛ—1000	20 (8)			0,8 ... 1,0		28
1500				РТЛ—1500	23 (8)			0,8 ... 1,6		34
2500				РТЛ—2500	30 (10)			1,0 ... 2,0		47
3150				РТЛ—3150	29 (10)			1,0 ... 2,0		49
4000				РТЛ—4000	31 (10)			1,0 ... 2,5		55
5000				РТЛ—5000	31 (10)			1,0 ... 2,5		58

Примечания: 1. Для лент типа I толщину каркаса необходимо увеличить на 3,2 мм.
2. В скобках указана суммарная толщина в миллиметрах резиновых обкладок.

Рис. 2.9. Схема неравномерности перегиба прокладок ленты на приводном барабане



Необходимое число прокладок резиноканевой ленты рассчитывают по максимальной суммарной прочности каркаса (разрывному усилию), максимальному усилию S_{\max} и коэффициенту запаса прочности C_{Π}

$$i_{\Pi} = S_{\max} C_{\Pi} / (k_p B). \quad (2.3)$$

Для горизонтальных и пологонаклонных конвейеров ($\beta \leq 10^\circ$) при $i_{\Pi} = 5$ $C_{\Pi} = 8$, при $i_{\Pi} > 5$ $C_{\Pi} = 9$; для наклонных конвейеров ($\beta = 10 \dots 18^\circ$) при $i_{\Pi} \leq 5$ $C_{\Pi} = 9$, при $i_{\Pi} > 5$ $C_{\Pi} = 10$. Для теплостойких лент $C_{\Pi} = 15$ (температура груза не более 150°C) и $C_{\Pi} = 20$ (температура груза не более 200°C).

Значительный коэффициент запаса прочности резиноканевых лент объясняется неравномерностью передачи растягивающего усилия всеми прокладками, ослаблением ленты в месте стыка, различием в характере вытягивания прокладок при огибании лентой барабанов, снижением однородности каркаса и коэффициента неравномерности работы прокладок при увеличении их числа. Особенно заметна неравномерность вытягивания прокладок у ленты на приводном барабане, когда основа, изгибающаяся по дуге большего радиуса для внешних прокладок, создает с утком состояние наибольшей взаимной нагруженности (рис. 2.9).

Резинотросовые ленты, тяговый каркас которых состоит из стальных проволочных канатиков диаметром $4,2 \dots 10,6$ мм, рассчитывают также по прочности k_p (Н/мм) ширины сердечника ленты (см. табл. 2:1). Максимально допустимое усилие для лент РТЛ

$$S_{\text{доп}} = k_p B / C_{\Pi}, \quad (2.4)$$

где B — ширина ленты, мм; C_{Π} — запас прочности, принимаемый в зависимости от характера трассы (наличия наклона); $C_{\Pi} = 7 \dots 8,5$ при транспортировании груза, $C_{\Pi} = 8 \dots 9,5$ при перемещении людей (для движущихся тротуаров).

Расчет стальных лент ($\delta_{\text{л}} = 0,6 \dots 1,2$ мм) также связан с определением максимального растягивающего усилия, но по допускаемому напряжению растяжения, принимаемому для стали 65Г $[\sigma]_p = 25$ МПа (холоднокатаная лента с временным сопротивлением разрыву $\sigma_b = 800$ МПа):

$$S_{\text{доп}} \leq B \delta_{\text{л}} [\sigma]_p. \quad (2.5)$$

Напряжение изгиба стальной ленты на барабане зависит от соотношения между толщиной ленты $\delta_{\text{л}}$ и диаметром барабана D (обычно $\delta_{\text{л}}/D = 10^{-3}$):

$$\sigma_{\Pi} = \frac{E \delta_{\text{л}}}{(1 - \mu^2) D}, \quad (2.6)$$

где $E = 2,1 \cdot 10^6$ МПа и $\mu = 0,3$ — модуль упругости и коэффициент Пуассона для стали.

Суммарное напряжение в ленте

$$\sigma_{\Sigma} = [\sigma]_p + \sigma_{\pi}.$$

Напряжение изгиба, в свою очередь, предопределяет ограничение минимального натяжения S_{\min} в ленте. При малых натяжениях опирающаяся на роликовые опоры лента под действием собственного веса и веса груза сильно прогибается и может переломиться на роликах в месте действия наибольших напряжений изгиба. В этой связи

$$S_{\min} \geq B \delta_{\text{л}} \sigma_{p \min},$$

где $\sigma_{p \min} = 10$ МПа — минимально допустимое напряжение растяжения.

Длина выпускаемых резиноканевых лент и лент типа РТЛ не превышает 300 м. На месте эксплуатации производится соединение концов лент. Это соединение должно иметь высокие прочность, гибкость и срок службы, близкие к аналогичным параметрам сплошного сечения ленты, беспрепятственно проходить по роликам, барабанам и разгрузочным устройствам.

Лучшим способом соединения концов резиноканевой ленты является горячая вулканизация, при которой подготовленные для стыковки концы ленты промывают, смазывают резиновым клеем, прокладывают прослойками из сырой резины и подвергают горячей вулканизации в прессах при температуре 140 ... 150 °С в течение 25 ... 60 мин. Такой способ дает высокую прочность соединения (до 0,9 сплошного сечения). Для неотчетственных конвейеров и дешевых лент применяют различные механические способы стыковки. При простоте и малой стоимости эти соединения обладают невысокой прочностью: 0,5 (от прочности сплошного сечения) — для скоб и шарниров; 0,35 — для заклепок и установки концов ленты внахлестку. Для получения высокой прочности соединения при вулканизации необходима разделка концов резиноканевых и тросовых лент. Ступенчатая по прокладкам, косая (под углом 20°) (рис. 2.10, а) разделка концов

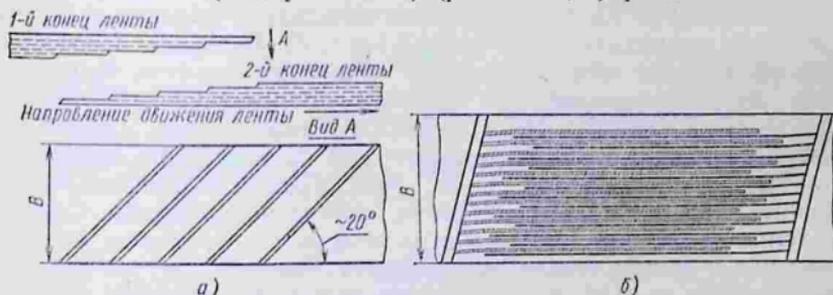


Рис. 2.10. Соединение концов ленты: а — резиноканевой; б — резинотросовой

гарантирует прочность, гибкость и постепенный благоприятный для повышения долговечности переход при перегибе на барабанах и роликах. Для лент РТЛ используют двухступенчатую раскладку канатиков каждого из концов ленты (рис. 2.10, б).

2.1.4. РОЛИКОВЫЕ ОПОРЫ И РОЛИКИ

Роликовые опоры относятся к основным элементам ленточного конвейера. От их работы во многом зависят срок службы ленты, энергоемкость и качество конвейера. К роликоопорам и прежде всего к роликам предъявляют высокие требования. Они должны быть удобными при установке и эксплуатации, недорогими и долговечными, обладать малым сопротивлением вращению и обеспечивать необходимую устойчивость и желобчатость ленты.

Для рабочей ветви ленты при транспортировании сыпучих грузов применяют многороликовые опоры, а при перемещении штучных грузов так называемые прямые опоры, состоящие из одного ролика (рис. 2.11, а). Наибольшее распространение получили трехроликовые опоры (см. рис. 2.2 и 2.11, к). Двухроликовые опоры (рис. 2.11, б) применяют в передвижных конвейерах легкого типа, а пятироликовые (рис. 2.11, в) — в конвейерах с лентами большой ширины. При использовании пятироликовых опор увеличивается глубина желоба, улучшается вписываемость ленты между роликами из-за уменьшения относительных углов перегиба. Так как пятироликовые опоры имеют почти в 2 раза больше подшипников (по сравнению с трехроликовыми), условия эксплуатации конвейеров с этими опорами усложняются.

Гибкий каркас современных лент со сравнительно невысокой поперечной жесткостью позволяет применять трехроликовые опоры с повышенным углом наклона боковых роликов $\alpha = 30$ и 36° , благодаря чему существенно увеличивается площадь поперечного сечения слоя груза на ленте и производительность конвейера. Нижняя ветвь ленты большей частью имеет однороликовые опоры, и только для конвейеров с широкими лентами возможно применение двухроликовых опор.

В конвейерах общего назначения используют роликовые опоры с жестким креплением осей (рис. 2.11, а, б). В горнодобывающей промышленности часто применяют конвейеры с подвесными опорами, которые прикрепляют к натянутым вдоль рамы стальным проволочным канатам. Податливость подвесных опор в продольном направлении снижает динамические нагрузки при наезде на ролики крупных кусков груза. Конструкция подвесных опор сложна, а их шарниры подвержены потере подвижности. Сопротивление движению ленты на этих опорах выше, чем на опорах с жесткими осями. Аналогичные недостатки свойственны подвесным опорам с гибкой осью из стального каната (рис. 2.11, в).

При жестком способе крепления оси 4 с лысками на концах (рис. 2.11, к) закладывают в прорези стоек 5 поперечины 6 из

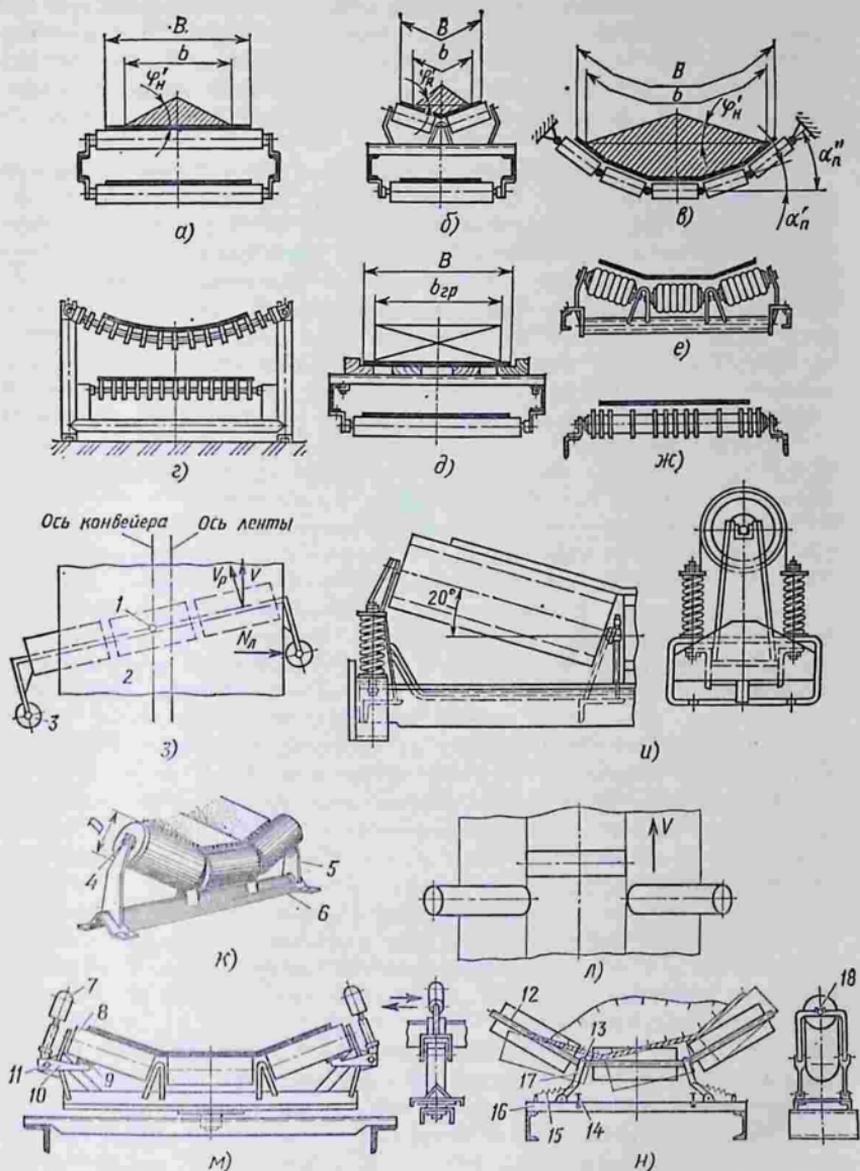


Рис. 2.11. Опоры ленточных конвейеров:

а — однороликовая; б — двухроликовая; в — пятироликовая; г — с гибкой осью; д — скольжения по настилу; е — с роликами, футерованными резиновыми кольцами; ж — с резиновыми дисками на роликах; з — центрирующая; и — с подпрессориванием; к — трехроликовая с роликами в одной плоскости; л — с вынесенным горизонтальным роликом (схема в плане); м — центрирующая при реверсивном движении ленты; н — самоустанавливающаяся с симметричным желобом

уголка или швеллера. Поперечины крепят к раме конвейера болтами. Как правило, все ролики опоры размещают в одной вертикальной плоскости. Такая установка роликов упрощает конструкцию поперечины со стойками, но может вызвать повреждение обкладок ленты в местах контакта ее с торцовыми кромками обечайек роликов.

Вынесение горизонтального ролика по ходу движения вперед или назад (рис. 2.11, л), улучшая условия перегиба ленты, усложняет конструкцию поперечины со стойками. Какого-либо убедительного объяснения целесообразности установки ролика за пределами плоскости опоры пока еще не получено, поэтому имеющиеся рекомендации носят противоречивый характер. Решение этой задачи повлияет на создание рациональной конструкции поперечины. Масса поперечины со стойками для некоторых конвейеров все еще велика и в среднем больше массы вращающихся частей стальных роликов трехроликовой опоры в 1,2 ... 1,5 раза.

Появившиеся в последнее время опоры с роликами на выносных подшипниках имеют уширенные в верхней части стойки для установки в широкий паз всего корпуса подшипника.

На протяжении верхней и нижней ветвей трассы устанавливают так называемые рядовые опоры. Специальные опоры располагают лишь в отдельных местах конвейера для выполнения дополнительных функций. К специальным опорам относятся переходные опоры, размещаемые у приводного барабана, центрирующие опоры различных типов, опоры с подрессориванием для смягчения ударов падающих кусков груза в пункте загрузки, пружинные опоры (рис. 2.11, и) и опоры из резинометаллических блоков (рис. 2.11, е), опоры с ободом из резиновых дисков, служащих для очистки ленты на нижней ветви конвейера (рис. 2.11, ж).

При разработке и эксплуатации конвейеров особое внимание необходимо уделять центрированию хода ленты. Во время работы конвейера из-за неточной стыковки концов ленты, серповидности, неравномерной вытяжки по ширине и несимметричного размещения груза лента постоянно смещается в поперечном направлении. На поперечное смещение большое влияние оказывают точность монтажа опор и установка специальных центрирующих устройств. Принцип действия одной из самоцентрирующих опор заключается в том, что сместившаяся в сторону лента 2 (рис. 2.11, з) поворачивает всю опору вокруг вертикальной оси 1 в направлении вектора скорости v ленты со стороны ее смещения на некоторый угол. Эффект поворота центрирующей опоры повышается при использовании дополнительных с вертикальными осями дефлекторных роликов 3. Сместившаяся лента, воздействуя на дефлекторный ролик с усилием N_d , увеличивает момент поворота опоры. При этом лента возвращается к середине конвейера из-за несовпадения векторов скорости ленты и окружной скорости роликов v_p в точках контакта. Дефлекторные ролики в рассмотренной системе устанавливают с учетом хода ленты перед опорой. При необходи-

мости реверсирования хода ленты дефлекторные ролики не применяют вообще или, совмещая с плоскостью опоры (рис. 2.11, *м*), закрепляют на поворотной стойке. При воздействии ленты на шарнирно закрепленный на стойке опоры дефлекторный ролик 7 его рычаг 10 совершает небольшой поворот вокруг оси 11 шарнира и фрикционная накладка 9 притормаживает боковой ролик 8, вызывая поворот всей опоры. В последнее время применяют центрирующие станции с несколькими сблокированными опорами, автоматически включающимися от привода со следящей системой.

Интерес представляют самоустанавливающиеся роликоопоры. Одна из конструкций (рис. 2.11, *н*) состоит из изогнутой по форме желоба рамы 12 с гнездами 18 для осей роликов, опирающейся с помощью шарниров 13 на качающиеся рычаги 17 поперечины 16, нагруженные для устойчивости регулируемыми пружинами 15 и снабженные упорами 14. При поперечном смещении ленты и повышении давления на встречный боковой ролик происходит поворот и смещение всей системы в плоскости опоры с сохранением угла установки между осями роликов. Увеличение угла наклона встречного ролика вызывает возрастающее противодействие дальнейшему смещению ленты. Опору можно использовать в качестве центрирующей на горизонтальных криволинейных участках изгибающихся в плоскости ленты конвейеров, при установке рамы конвейера с различным креном.

Ролики опор относятся к наиболее массовым элементам конвейеров вообще и ленточных в частности. В СССР на ленточных конвейерах в настоящее время в непрерывной эксплуатации находится не менее 40 млн. роликов.

Несмотря на многообразие конструктивных разновидностей роликов, можно выделить два принципиально различных типа: ролики со сквозной осью и встроенными подшипниками и ролики моноблочные с выносными подшипниками на полуосях.

Наиболее распространенными являются ролики со сквозными осями и вращающимися цилиндрическими обечайками, как правило, на двух подшипниках качения (рис. 2.12). Для конвейеров общего назначения в ГПКИ «Союзпроммеханизация» разработано шесть типов унифицированных роликов этой конструкции, каждый из них отличается размером диаметра обечайки и типом подшипника. При изготовлении обечаек предполагалось использовать высокоточные электросварные трубы с дополнительным волочением по внутренней части. Унифицированные ролики имеют диаметры 89, 108, 133, 159 и 194 мм. Для роликов диаметрами 89, 108 и 133 мм используют шариковые подшипники (рис. 2.12, *а*), диаметром 159 мм — шариковые и роликовые, диаметром 194 мм — роликовые (рис. 2.12, *б*). Подшипники роликов снабжают системой штампованных колец, образующих бесконтактные лабиринтные уплотнения, которые характеризуются минимальным сопротивлением вращению и обеспечивают надежную защиту подшипников. Разработаны также ролики с допол-

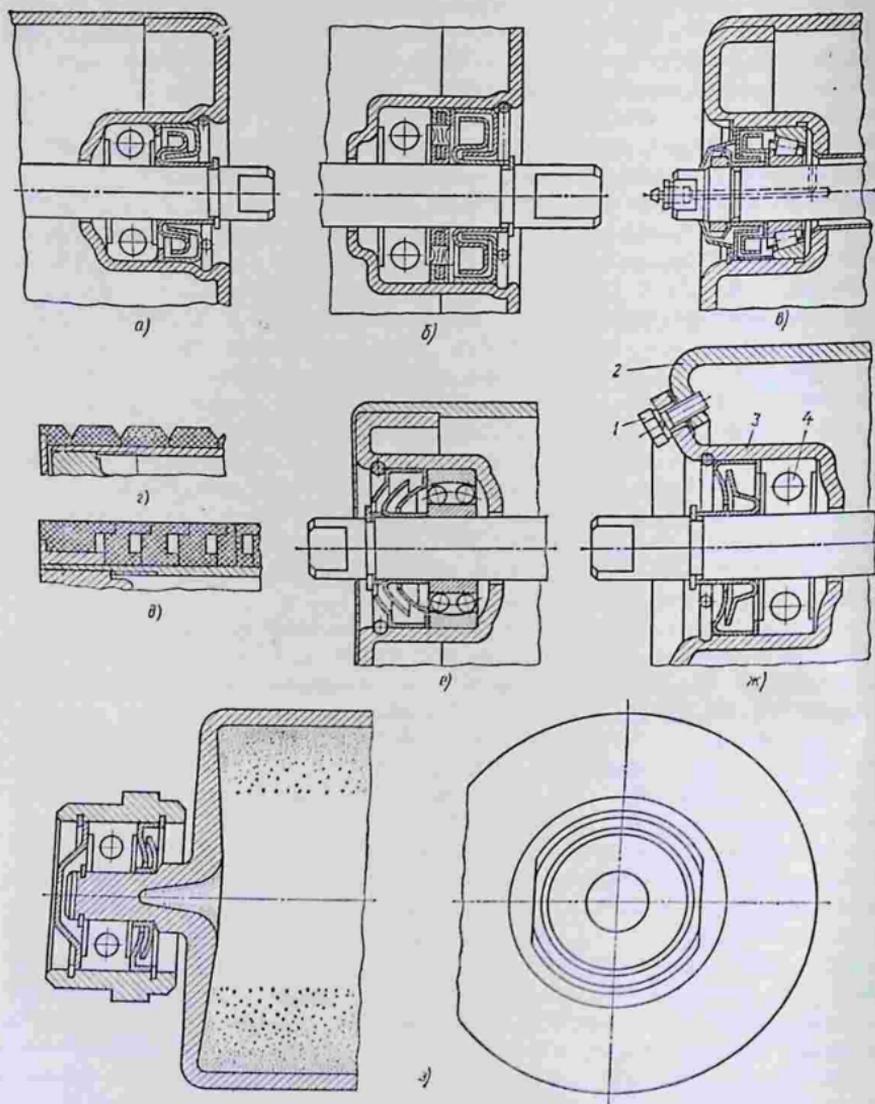


Рис. 2.12. Ролики опор ленточных конвейеров:

а, б — с шариковыми подшипниками; *в* — с коническими роликовыми подшипниками; *г* — с футерованными резиновыми кольцами; *д* — с пустотелыми кольцами; *е* — с самоустанавливающимися подшипниками; *ж* — с самоустанавливающимися вкладышами; *з* — моноблочные с выносными подшипниками.

нительным блочным уплотнением (рис. 2.12, б). Для подшипников применяют долговременную смазку. У роликов с коническими подшипниками предусмотрено периодическое возобновление смазывающего материала, подаваемого через пресс-масленку.

Опоры, устанавливаемые под загрузочным устройством, воспринимают значительные удары от падающих на ленту кусков груза. Практика эксплуатации показала, что высокую надежность имеют опоры с роликами, футерованными слоем резины или сплошными кольцами (см. рис. 2.11, е и 2.12, е). Высокой амортизирующей способностью обладают резиновые пустотелые кольца (рис. 2.12, д). Ленточные конвейеры, рассчитанные для подачи тяжелых крупнокусковых грузов, можно оборудовать роликами с увеличенным до 219 и даже 245 мм диаметром.

Ролики со сквозной осью представляют собой законченные и независимо работающие от места установки узлы. Однако они отличаются повышенной металлоемкостью из-за использования тяжелой сквозной оси и трудоемкостью изготовления, сравнительной сложностью конструкции, обслуживания и высокой стоимостью. Срок службы этих роликов зависит от качества изготовления. Наличие многих сопрягаемых деталей при допусках технологией погрешностях изготовления в ряде случаев приводит к недопустимым упругим перекосам колец встроенных подшипников, что вызывает резкое сокращение срока их службы и повышение коэффициента сопротивления вращению.

В результате исследований, проведенных в МВТУ им. Н. Э. Баумана, установлено, что существенное увеличение срока службы роликов можно получить при использовании самоустанавливающихся сферических подшипников (рис. 2.12, е), допускающих нормальную работу при углах перекося до $2 \dots 3^\circ$. При этом необходимо предусмотреть установку сферических лабиринтных уплотнений с постоянными зазорами между их частями.

Для роликов больших диаметров технологические перекосы подшипников можно устранить с помощью вкладыша 3 (рис. 2.12, ж) со сферической отбортовкой и обечайки 2 с отогнутым сферическим торцом. При соединении двух сопрягаемых сферических деталей болтами 1 достигается хорошая соосность радиальных шариковых или конических подшипников 4 за счет использования при сборке специального приспособления.

Нашедшие в последнее время распространение моноблочные ролики состоят из единого с полуосями корпуса (рис. 2.12, з), полученного горячей обкаткой трубчатой заготовки калиброванным инструментом. По сравнению с известной конструкцией новые ролики отличаются меньшей массой (на $10 \dots 15 \%$), малой трудоемкостью изготовления, меньшей себестоимостью (на $15 \dots 25 \%$), возможностью полной автоматизации их производства. Вынесенные подшипники, работая в более благоприятных кинематических условиях (вращается внутреннее кольцо), могут

работать без перекосов только при установке на высокоточные поперечины. В других случаях неизбежно возникают недопустимый перекосяк и резкое снижение срока службы подшипников. Переход на новые ролики не обеспечивает взаимозаменяемости и поэтому не исключает необходимости продолжения изготовления роликов со сквозной осью в качестве запасных частей для действующих конвейеров.

2.1.5. ПРИВОДНЫЕ И НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА, ИХ ОСОБЕННОСТИ И РАСЧЕТ

Приводные устройства. Ленточные конвейеры снабжены фрикционными приводными устройствами. Передача тягового усилия и движения ленте осуществляется за счет сил трения от приводных барабанов. Фрикционный привод обеспечивает высокие скорости движения ленты и независимость ее работы от упругого удлинения и неизбежного вытягивания. Обязательным условием действия этого привода без проскальзывания (пробуксовывания) ленты является создание в ней предварительного натяжения.

Расчет фрикционного привода основан на решении, полученном еще Эйлером для неупругой гибкой нити. Впоследствии теория передачи силы трения была уточнена Н. П. Петровым и Н. Е. Жуковским. Оба ученых независимо друг от друга и почти одновременно рассмотрели взаимодействие блока с гибкой нитью, обладающей определенной упругостью. Идентичный подход к расчету конвейерной ленты при обхвате ею приводного барабана (рис. 2.13, а) на дуге с углом обхвата α позволил выявить на ней наличие двух участков: дуги упругого скольжения (α_c) и дуги покоя (α_n). На дуге упругого скольжения натяжение в ленте изменяется по закону логарифмической спирали. При повороте вместе с барабаном любого выделенного отрезка ленты наблюдается сокращение его длины благодаря уменьшению натяжения. Возникает так называемое упругое скольжение ленты по барабану, действующее всегда в сторону большего натяжения для состояния как покоя, так и вращения в обоих направлениях.

На дуге покоя натяжение ленты и ее деформация не изменяются. Наличие дуги покоя свидетельствует о необходимом для нормальной работы привода запасе сил сцепления между лентой и барабаном. Для каждого фрикционного привода соотношение между дугами покоя и упругого скольжения должно быть таким, чтобы при пуске конвейера не возникало пробуксовывания ленты.

При полном использовании силы сцепления для натяжений в набегающей $S_{сн}$ и сбегущей $S_{сб}$ ветвях ленты существует зависимость

$$S_{сн} = S_{сб} e^{\mu_0 \alpha}, \quad (2.7)$$

где $e^{\mu_0 \alpha}$ — полный тяговый коэффициент приводного барабана; μ_0 — коэффициент сцепления ленты с поверхностью барабана.

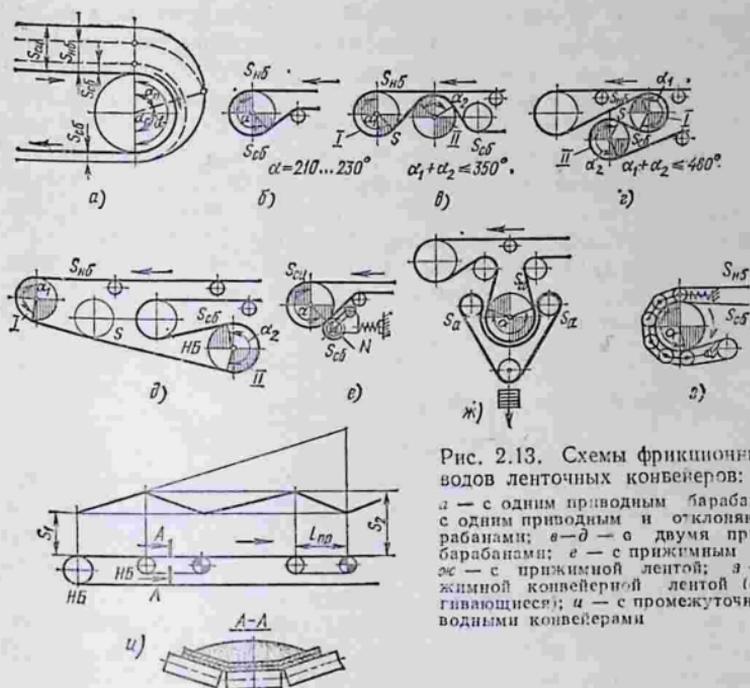


Рис. 2.13. Схемы фрикционных приводов ленточных конвейеров:

а — с одним приводным барабаном; б — с одним приводным и отклоняющим барабанами; в—д — с двумя приводными барабанами; е — с прижимным роликом; ж — с прижимной лентой; з — с прижимной конвейерной лентой (самозатягивающейся); и — с промежуточными приводными конвейерами

Максимальное тяговое усилие, которое способен передать приводной барабан без пробуксовывания ленты при известном натяжении в сбегающей ветви,

$$F_{0 \max} = S_{сц} - S_{сб} = S_{сб} (e^{\mu_0 \alpha} - 1).$$

Для исключения пробуксовывания ленты при всех режимах работы конвейера коэффициент запаса привода по сцеплению $k_{сц}$ должен быть равен 1,3 ... 1,4. С учетом этого коэффициента рекомендуемое тяговое усилие (кН) при расчетном значении $S_{нб}$

$$F_0 = S_{нб} - S_{сб} = \frac{1}{k_{сц}} F_{0 \max} = \frac{1}{k_{сц}} S_{сб} (e^{\mu_0 \alpha} - 1). \quad (2.8)$$

В момент пуска ленточного конвейера в результате действия сил инерции от поступательно движущейся ленты с грузом и вращающихся частей роликов натяжение в набегающей ветви возрастает: $S_{нб.п} > S_{нб}$, а в сбегающей ветви уменьшается: $S_{сб.п} < S_{сб}$. Во избежание пробуксовывания и в этом случае угол дуги упругого скольжения при пуске должен быть $\alpha'_c < \alpha$. Тогда

$$S_{нб.п} = S_{сб.п} e^{\mu_0 \alpha'_c} < S_{сц}. \quad (2.9)$$

Эффективность фрикционного привода определяется значением тягового коэффициента: чем оно больше, тем меньше расчетное

натяжение ленты. Увеличить тяговый коэффициент можно, повысив μ_0 путем применения фрикционных материалов для футеровки барабана, таких, как древесина, резина и др. Фрикционные обкладки применяют главным образом на однобарабанных приводах. При установке двух приводных барабанов с фрикционными обкладками (футеровкой) необходима тщательная синхронизация скорости их вращения. Резиновую футеровку используют только для конвейеров большой мощности. Толщина резинового слоя обкладки h_{ϕ} (см) определяется допустимой деформацией сдвига $[\delta]$ ее поверхности, зависящей от жесткости материала футеровки, на сдвиг G_{τ} (Па/м), а также от максимального касательного напряжения τ_{\max} (Па), т. е.

$$[\delta] \leq 0,1h_{\phi} = \tau_{\max}/G_{\tau}.$$

Так как для барабана, имеющего радиус R ,

$$\tau_{\max} = S_{\text{сн}}\mu_0/(RB),$$

можно определить модуль сдвига и по нему выбрать марку резины для обкладки барабана. Футеровки, обладающие высокой эластичностью, позволяют заменить упругое скольжение ленты упругим сдвигом слоев самой футеровки и тем самым повысить долговечность тягового элемента конвейера.

Значительное увеличение тягового коэффициента дает повышение угла обхвата α путем установки отклоняющего (рис. 2.13, б) и нескольких, обычно двух, приводных барабанов (рис. 2.13, в—д). Как видно из схем, такие приводы позволяют получить значительный суммарный угол обхвата $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 < 480^\circ$. Расположение приводных барабанов влияет не только на значение α , но и на надежность работы привода. На схемах, показанных на рис. 2.13, в, г, лента огибает второй приводной барабан, соприкасаясь с ободом своей рабочей поверхностью. Несмотря на обязательную очистку этой поверхности, отдельные частицы груза оказываются между лентой и барабаном. В результате может произойти загрязнение обода, уменьшение коэффициента сцепления с лентой и ее пробуксовывание на обоих барабанах. Для устранения указанного недостатка увеличивают расстояние между приводными барабанами (рис. 2.13, д) и располагают второй приводной барабан таким образом, чтобы исключить его контакт с рабочей стороной ленты. В отдельных случаях (рис. 2.13, г) при установке двух барабанов привода под лентой целесообразно использовать третий выносной барабан для разгрузки.

Двухбарабанные приводы отличаются сложностью конструкции и эксплуатации, значительными габаритными размерами, высокой стоимостью и большой массой.

Максимально допустимое натяжение набегающей ветви ленты определяется по формулам Эйлера:

$$\text{для первого барабана } S_{\text{сн}} = S e^{\mu_0 \alpha_1};$$

$$\text{для второго барабана } S = S_{\text{сн}} e^{\mu_0 \alpha_2};$$

для привода в целом

$$S_{сц} = S_{сб} e^{\mu_0 (\alpha_1 + \alpha_2)}. \quad (2.10)$$

Определение допускаемого суммарного тягового усилия двух барабанов основано на зависимости (2.8), где $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$.

Повышенное упругое скольжение ленты на первом барабане вызывает дополнительный износ обкладки обода, приводящий к уменьшению радиуса этого барабана, неравенству окружных скоростей на первом и втором барабанах и пробуксовыванию ленты. В связи с этим при жесткой кинематической связи приводных барабанов их обкладку необходимо изготавливать из износостойких материалов или применять барабаны без футеровки. Приводные барабаны должны иметь минимальные отклонения по биению и овальности. При близком расположении приводных барабанов могут иметь жесткую кинематическую связь в виде зубчатой передачи с дифференциалом.

При использовании отдельных приводов с электродвигателями повышенного скольжения, что является характерным для ленточных конвейеров большой мощности (рис. 2.13, д), приводные барабаны покрывают податливой резиновой футеровкой. Для отдельных приводов наиболее важным считается определение такого соотношения между тяговыми усилиями приводных барабанов, при котором пробуксовывание на барабанах будет наименьшим. Обычно тяговое усилие на втором барабане

$$F_{02} \approx 0,5F_0,$$

где F_0 — полное тяговое усилие привода.

Увеличение тягового усилия дает также приводной барабан с прижимным роликом (рис. 2.13, е), создающим дополнительное усилие N нажатия ленты, для которого

$$S_{сц} = (S_{сб} + N\mu_0) e^{\mu_0 \alpha}$$

и

$$F_0 = (1/k_{сц}) [S_{сб} (e^{\mu_0 \alpha} - 1) + N\mu_0 e^{\mu_0 \alpha}]. \quad (2.11)$$

Недостатки этого привода заключаются в необходимости тщательной очистки ленты перед роликом и в ограничении силы нажатия из-за сокращения срока службы ленты.

Привод с прижимной лентой (рис. 2.13, ж) не имеет второго недостатка предыдущей схемы. Для него благодаря действию дополнительного натяжения S_a по всей дуге контакта

$$S_{сц} = (S_{сб} + S_a) e^{\mu_0 \alpha} - S_a$$

и

$$F_0 = (1/k_{сц}) (S_{сб} + S_a) (e^{\mu_0 \alpha} - 1). \quad (2.12)$$

У привода с прижимной конвейерной лентой (рис. 2.13, а) в пределе при бесконечно большом числе прижимных роликов и без учета сопротивления вращению

$$2S_{сц} = (S_{сд} + S_{сб}) e^{\mu_0 \alpha};$$

$$S_{сд} = \frac{S_{сб} e^{\mu_0 \alpha}}{2 - e^{\mu_0 \alpha}}. \quad (2.13)$$

Анализ выражения (2.13) показывает, что при большом числе роликов система может быть самозатягивающейся. Срок службы лент этих конвейеров невысок. Их применение целесообразно в тех случаях, когда основным условием считается необходимость получения значительного тягового усилия при малом $S_{сб}$ и малых габаритных размерах привода, а срок службы ленты имеет второстепенное значение (для подземных конвейеров). Приводы, изображенные на рис. 2.13, в—з, широкого применения не получили.

В конвейерах большой длины наряду с приводными барабанами иногда используют линейные промежуточные приводные ленточные конвейеры (рис. 2.13, и) длиной $L_{пр} = 30 \dots 50$ м, которые имеют собственные приводные и натяжные барабаны и общие с основным конвейером верхние роликовые опоры. Тяговое усилие от ленты приводного конвейера на ленту основного конвейера передается за счет сил сцепления между ними. Установка приводных конвейеров позволяет значительно снизить расчетное натяжение в ленте основного конвейера, ограничив его заданным значением S_2 . Тяговое усилие, передаваемое приводным конвейером,

$$F_{пр} = (q_0 + q) g L_{пр} \mu_{сц} - W_с,$$

где q_0 и q — массы ленты и груза, приходящиеся на 1 м длины ленты; $\mu_{сц}$ — коэффициент сцепления между лентами; $W_с$ — сопротивление движению от веса обеих лент и груза на общих опорах.

Натяжные устройства. Нормальная работа фрикционных приводов обеспечивается благодаря действию установленных натяжных устройств (см. п. 1.2.5). На коротких стационарных (до 60 м), катучих, передвижных и переносных конвейерах применяют винтовые натяжные устройства. На конвейерах, длина которых превышает 40 м, следует устанавливать грузовые натяжные устройства, а на конвейерах большой мощности — автоматически работающие устройства лебедочного типа. Последние могут изменять натяжение в ленте — увеличивать в период пуска и поддерживать необходимое соотношение между натяжениями $S_{сб}$ и $S_{сд}$ на приводном барабане в соответствии с фактической загрузкой, способствуя общему снижению натяжения в ленте. Ход натяжного барабана X (ход натяжного устройства) зависит от упругого и остаточного удлинений ленты. Ход X натяжного барабана выбирают с учетом материала прокладок каркаса ленты:

$$\text{для тканевых лент } X = (1 \dots 2) B + 0,015L_{л},$$

$$\text{для лент типа РТЛ } X = (1 \dots 2) B + 0,002L_{л},$$

где L_k — длина конвейера (расстояние по контуру трассы между концевыми барабанами).

В качестве натяжного барабана используют концевой барабан, установленный в начале конвейера. Для горизонтальных и слабонаклонных конвейеров большой длины натяжное устройство следует размещать в непосредственной близости от приводных барабанов. Такое расположение натяжного барабана обеспечит постоянство натяжения на сбегающей ветви ленты, исключив влияние на него изменяющейся силы сопротивления движению ленты на роликовых опорах, находящихся на холостой ветви между приводным и натяжным барабанами. В этих случаях можно использовать горизонтальное грузовое натяжное устройство (см. рис. 1.22, а, б), а для конвейеров сравнительно небольшой длины — вертикальное грузовое устройство (см. рис. 1.22, в). В последние годы на конвейерах, применяемых в горнодобывающей промышленности, получили распространение уравнивающие натяжные устройства, размещенные между двумя приводными барабанами.

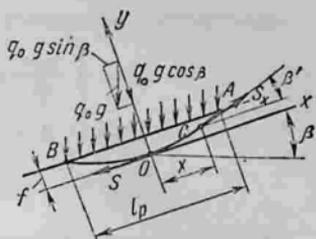


Рис. 2.14. Схема для определения стрелы провеса ленты

При определении усилия, создаваемого натяжным устройством, вводят ограничения стрелы провеса ленты в местах трассы с наименьшими натяжениями на верхней (рабочей) и нижней (холостой) ветвях ленты. Сильно провисающая лента при одновременном сокращении глубины желоба между опорами может задевать за неподвижные элементы рамы конвейера, что приводит к увеличению динамических нагрузок на опоры при транспортировании крупнокусковых грузов. Для определения допустимого провеса ленты, зависящего от расстояния между опорами и распределенной массы, выводят уравнение кривой провеса — параболы.

На рис. 2.14 изображена наклонная лента без груза, опертая в точках А и В. На нее действует равномерно распределенная по хорде нагрузка $q_0 g$. Ось y проходит посередине пролета АВ перпендикулярно к прямой АВ. Уравнения проекций сил, приложенных к выделенному участку ОС ленты, имеют вид

$$S_x \sin \beta' = q_0 g x \cos \beta;$$

$$S_x \cos \beta' = S,$$

где S — натяжение ленты в точке О; S_x — натяжение ленты в точке С.

Тогда

$$\operatorname{tg} \beta' = q_0 g x \cos \beta / S.$$

Так как $\operatorname{tg} \beta' = dy/dx$, подставив это значение в последнее уравнение, получим

$$dy/dx = \frac{q_0 g x}{S} \cos \beta.$$

Интегрируя последнее выражение, находим

$$y = \int \frac{q_0 g x}{S} \cos \beta dx = \frac{q_0 g x^2}{2S} \cos \beta + C.$$

При $x = 0$ $y = 0$, а поэтому постоянная $C = 0$. Следовательно,

$$y = \frac{q_0 g x^2}{2S} \cos \beta. \quad (2.14)$$

Стрела провеса при $x = l_p/2$

$$f_{\max} = \frac{q_0 g l_p^2}{8S} \cos \beta.$$

Соответственно для верхней ветви при минимальном натяжении $S_{p \min}$ ленты и $\cos \beta \approx 1$ (обычно $\beta \leq 20^\circ$)

$$f_{\max} = \frac{g(q_0 + q) l_p^2}{8S_{p \min}}. \quad (2.15)$$

Обычно принимают

$$f_{\max} = (0,0125 \dots 0,025) l_p. \quad (2.16)$$

Тогда

$$S_{p \min} = (10 \dots 5) (q_0 + q) g l_p. \quad (2.17)$$

При больших скоростях движения ленты с крупнокусковыми грузами рекомендуется назначать большее значение S_{\min} . Выражение (2.17) используют и для ограничения натяжения на нижней ветви ($q = 0$) ленты.

Натяжение, создаваемое любым натяжным устройством, можно рассчитать по приближенной формуле.

В ленточных конвейерах применяют приводные, натяжные и отклоняющие барабаны, имеющие в основном сварную конструкцию. Приводные барабаны (рис. 2.15, а), как правило, выполняют с выносными опорами и сферическими самоустанавливающимися подшипниками. Большинство натяжных и отклоняющих барабанов имеют встроенные подшипники (рис. 2.15, б), установка которых на раме конвейера отличается простотой и удобством. Вальцованную обечайку сварного барабана обтачивают по наружному диаметру и покрывают резиной (рис. 2.15, в).

Рациональным является применение рифленой канавками футеровки (рис. 2.15, г), которая при малом собственном износе обеспечивает постоянное значение коэффициента сцепления.

Диаметр приводного барабана $D_{б.п}$ (мм) выбирают в зависимости от числа прокладок по условию обеспечения срока службы ленты, испытывающей на барабане значительные изгибные напряжения: для лент из комбинированных тканей $D_{б.п} = (100 \dots 150) i_{ц}$; для лент из синтетических материалов $D_{б.п} = (150 \dots 300) i_{ш}$. Диаметр головного разгрузочного барабана $D_p = D_{б.п}$, концевой, натяжного и отклоняющего, установленного рядом

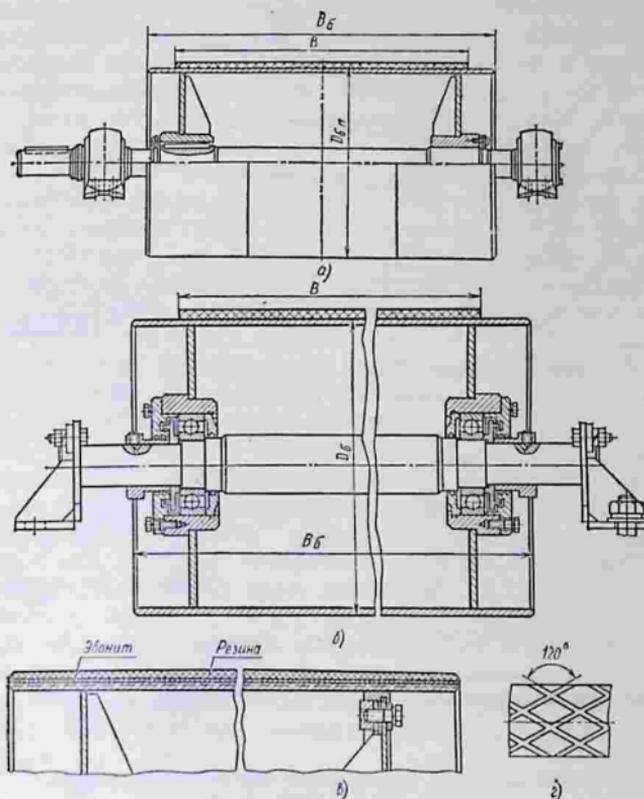


Рис. 2.15. Барабаны ленточных конвейеров:

a — приводной; *б* — отклоняющий; *в* — с гладкой резиновой футеровкой; *г* — с рифленой резиновой футеровкой

с приводным, $D_{б.к} = 0,85D_{б.п}$; отклоняющего на трассе $D_{б.о} = 0,5D_{б.п}$. Длину барабанов принимают равной $B_{б} = B + (150 \dots 200)$ мм. Выбранные размеры диаметров барабанов округляют до ближайшего значения по ряду 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000 и 2500 мм (ГОСТ 22644—77*). Барабаны изготовляют с цилиндрическим и бочкообразным ободами. Бочкообразный обод повышает способность барабана к центрированию ленты. В основном этот обод используют для нефутерованных барабанов.

2.1.6. ЗАГРУЗОЧНЫЕ И РАЗГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Загрузочные устройства. Эти устройства применяют для подачи груза на движущуюся ленту. От работы загрузочного устройства зависит обеспечение расчетной производительности

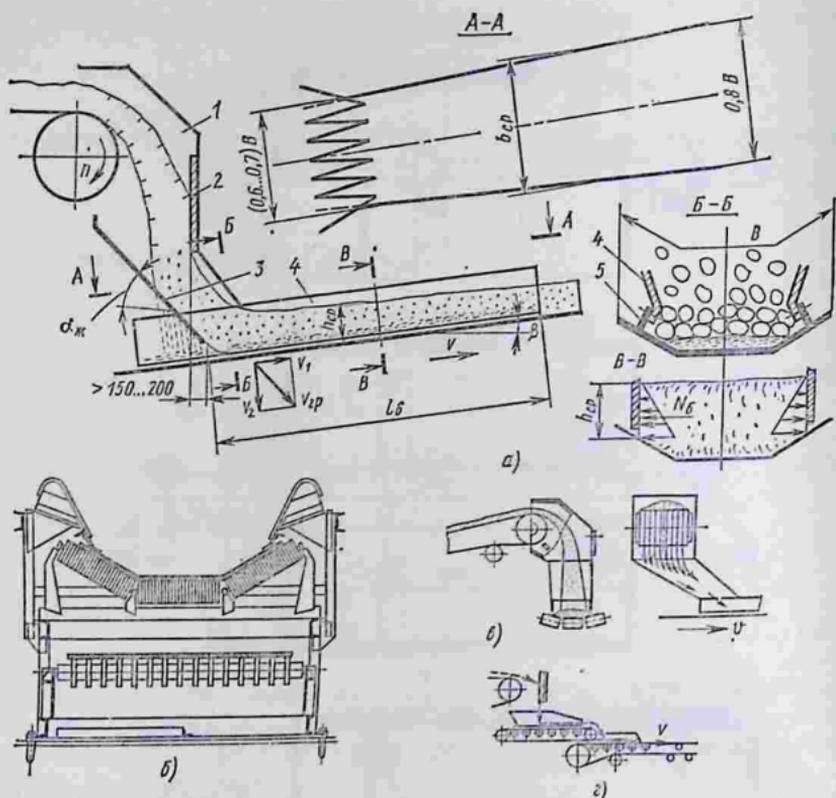


Рис. 2.16. Устройства загрузки (перегрузки) ленточного конвейера:
a — схема загрузки (перегрузки) при параллельном расположении конвейеров; *б* — поперечный разрез по загрузочной воронке; *в* — схема перегрузки при угловом расположении конвейеров; *г* — схема перегрузки с помощью питателя

конвейера, равномерность подачи и центрирования груза, срок службы ленты и величина местного сопротивления ее движению.

В пункте перегрузки с одного конвейера на другой (рис. 2.16, *a*) груз по наклонному желобу 3 воронки скатывается вниз и падает на ленту конвейера с некоторой усредненной для всего потока скоростью $v_{гп}$, вектор которой можно разложить на две составляющие: v_1 , совпадающую с вектором скорости v ленты, и v_2 , нормальную к плоскости ленты. Если $v_1 \approx v$, то разгон груза происходит быстро и на коротком расстоянии, поэтому большое значение приобретает выбор угла α_n наклона желоба, значение которого определяют по углу внешнего трения φ_n материала о желоб. Обычно $\alpha_n = \varphi_n + (10 \dots 15^\circ)$.

Для предотвращения падения отдельных кусков груза с ленты и его центрирования на ней предусмотрены бортовые направляющие 4, установленные с небольшим расширением по ходу ленты снизу вверх. В нижней части к бортам прикреплены резиновые

продольные полоски 5, соприкасающиеся с лентой и обеспечивающие плотность бортов. Для предохранения нижней ветви ленты от возможной просыпи бортовые направляющие в верхней части могут иметь широкие отогнутые закраины (рис. 2.16, б).

В пункте загрузки происходит интенсивное изнашивание ленты в результате трения о груз. Интенсивность изнашивания увеличивается при повреждениях резиновой обкладки острыми выступами падающих крупных кусков. Перекрытие плоскости свободного падения груза нижней кромкой желоба не менее чем на 150 ... 200 мм уменьшает повреждения обкладки, а клиновидные прорезы в нижней его части позволяют получить слой просыпи из мелких фракций, служащий своеобразной защитой ленты при падении на нее крупных кусков.

При угловом расположении конвейеров относительно друг друга (рис. 2.16, в) создаются неблагоприятные условия перегрузки. В этом случае желоб выполняют с винтовым поворотным участком, что приводит к нежелательному увеличению вертикального расстояния между конвейерами и повышению общей стоимости системы. Для конвейеров с высокой производительностью целесообразно применять короткие ускоряющие конвейер-питатели (рис. 2.16, г), способные увеличить скорость груза v_1 до значения v , при котором создаются условия, повышающие долговечность ленты транспортирующего конвейера.

После выхода из створа направляющих бортов груз должен находиться в состоянии покоя относительно ленты. Соблюдение этого требования служит обоснованием определения длины бортов l_0 . Если принять, что разгон груза происходит по линейному закону, то

$$l_0 = v_{cp}t = 0,5 (v + v_1) t,$$

где v_{cp} — средняя скорость движения груза на длине разгона до скорости v ленты; v_1 — начальная составляющая скорости груза, спроектированная на направление движения ленты; t — время разгона груза.

Так как время разгона груза $t = (v - v_1)/j_p$ (где j_p — ускорение груза при разгоне),

$$l_0 = (v^2 - v_1^2)/(2j_p).$$

Постоянное ускорение j_p груза при разгоне, соответствующее принятому линейному закону, можно определить по упрощенной расчетной схеме (рис. 2.17). При разгоне на некоторую массу m сыпучего груза, находящуюся на участке ленты длиной l_0 загрузочного устройства, действуют следующие силы: тяжести mg , трения F_0 о стенки бортов, инерции $F_{ин}$ и трения $F_л$ о ленту.

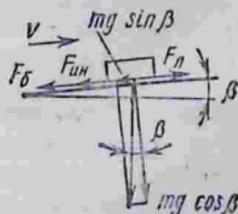


Рис. 2.17. Расчетная схема для определения ускорения груза при разгоне

Последняя является активной и по существу совершает разгон груза до скорости ленты. В соответствии с расчетной схемой и принципом Даламбера сумма проекций этих сил на направление движения ленты равна нулю:

$$F_{\text{л}} - mg \sin \beta - F_{\text{б}} - F_{\text{ин}} = 0$$

или

$$mg \cos \beta f_{\text{л}} - mg \sin \beta - k_{\text{б}} mg \cos \beta f_{\text{б}} - m \dot{v}_{\text{р}} = 0,$$

где β — угол наклона конвейера; $f_{\text{л}}$ — коэффициент трения груза о ленту; $k_{\text{б}}$ — коэффициент бокового давления груза на направляющие борта; $f_{\text{б}}$ — коэффициент трения груза о направляющие борта.

Тогда ускорение груза при разгоне

$$\dot{v}_{\text{р}} = g (f_{\text{л}} \cos \beta - \sin \beta - k_{\text{б}} f_{\text{б}} \cos \beta) \quad (2.18)$$

и минимальная длина бортов

$$l_{\text{б}} = \frac{v^2 - v_{\text{л}}^2}{2g (f_{\text{л}} - \operatorname{tg} \beta - k_{\text{б}} f_{\text{б}}) \cos \beta}. \quad (2.19)$$

Средняя распределенная по длине бортов масса (кг/м) груза

$$q_{\text{ср}} = Q / (3,6v_{\text{ср}}),$$

где Q — производительность конвейера, т/ч; $v_{\text{ср}}$ — в м/с.

Расчетная производительность конвейера (т/ч)

$$Q = 3600 F v_{\text{ср}} \rho = 3600 b_{\text{ср}} h_{\text{ср}} v_{\text{ср}} \rho,$$

где ρ — насыпная плотность груза, т/м³; $b_{\text{ср}}$ — среднее расстояние между бортами, м.

Из этой формулы средняя высота (м) груза по длине бортов

$$h_{\text{ср}} = Q / (3600 b_{\text{ср}} v_{\text{ср}} \rho).$$

Используя гидростатический закон распределения давления груза по средней высоте $h_{\text{ср}}$, можно принять, что сила воздействия груза на борт равна среднему давлению, умноженному на площадь борта:

$$N_{\text{б}} = \frac{1000 h_{\text{ср}} \rho}{2} h_{\text{ср}} l_{\text{б}} g.$$

Полная сила трения (Н) груза о два борта

$$F_{\text{б}} = 2 N_{\text{б}} f_{\text{б}} = \frac{h_{\text{ср}}}{b_{\text{ср}}} q_{\text{ср}} l_{\text{б}} f_{\text{б}} g.$$

При использовании коэффициента $k_{\text{б}} = h_{\text{ср}} / b_{\text{ср}}$ силу трения (Н) груза о борта можно представить в виде

$$F_{\text{б}} = k_{\text{б}} q_{\text{ср}} l_{\text{б}} f_{\text{б}} g,$$

где $q_{\text{ср}} l_{\text{б}}$ — масса разгоняемого до скорости ленты груза.

В пункте загрузки возникает значительная сила местного сопротивления движению ленты. Она особенно велика для конвейеров большой производительности с высокой скоростью движения

ленты. Полная сила сопротивления (Н) движению ленты под грузом на длине l_0 , т. е. на длине выравнивания скоростей,

$$W_{a. y} = F_{л} = mg \cos \beta f_{л} = q_{ср} l_0 \cos \beta f_{л} g.$$

Подстановка в это выражение зависимости (2.19) дает

$$W_{a. y} = \frac{q_{ср} f_{л} (v^2 - v_1^2) \cos \beta}{2 (f_{л} - \text{tg } \beta - k_0/f_0) \cos \beta}$$

или

$$W_{a. y} = \frac{Q f_{л} (v - v_1)}{3,6 (f_{л} - \text{tg } \beta - k_0/f_0)}. \quad (2.20)$$

Для расчета $W_{a. y}$ необходимо предварительно определить составляющую v_1 скорости падения груза на ленту. Наиболее точным методом вычисления ее усредненного значения следует считать экспериментальный метод. При ориентировочных расчетах можно использовать данные по близким к рассматриваемому разгрузочному устройству аналогам. Для некоторых хорошо сыпучих грузов составляющую средней скорости истечения (см. рис. 2.16) рассчитывают по приближенной формуле

$$v_1 \approx \lambda \sqrt{3,2gR_r} \sin \alpha_{н} \cos (\alpha_{ж} + \beta),$$

где λ — коэффициент истечения (для сухого песка, сортированного гравия и зерновых материалов $\lambda = 0,55 \dots 0,65$); R_r — гидравлический радиус отверстия истечения; $R_r = F_{от}/L_{от}$ (здесь $F_{от}$ (м²) и $L_{от}$ (м) — соответственно площадь и периметр отверстия истечения).

Разгрузочные устройства. Как уже отмечалось, на ленточных конвейерах применяют концевую и промежуточную разгрузки сыпучих и штучных грузов. Концевая разгрузка производится с головного барабана (см. рис. 2.16, а) при помощи разгрузочной коробки 1. Для предотвращения быстрого разрушения передней стенки коробки, о которую обычно ударяет струя сбрасываемого груза, часто устанавливают сменный отбойный щит 2 из износостойкой стали или толстого листа технической резины. На разгрузочных устройствах разгрузочную воронку выполняют как одно целое с разгрузочным желобом и бортовыми направляющими. Форма передней стенки коробки и место установки щита должны соответствовать траектории струи сбрасываемого груза. На каждую частицу груза, находящуюся на барабане радиусом R , действуют сила тяжести (вес) и центробежная сила. Суммарный вектор этих сил пересекается с вертикальной осью (рис. 2.18, а) в точке M , называемой полюсом. Для расчетной схемы из подобия геометрического и силового треугольников можно записать

$$mg/h_m = mv^2/R^2.$$

Решая полученное уравнение, находим зависимость расстояния от центра O барабана до полюса:

$$h_m = 895/n^2, \quad (2.21)$$

где n — частота вращения барабана, об/мин.

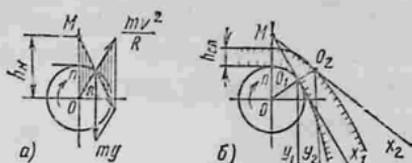


Рис. 2.18. Схемы для построения при разгрузке сыпучего груза с концевго барабана:

a — полного расстояния; *б* — траектории струи

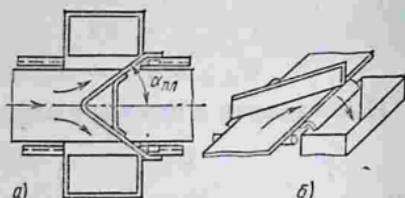


Рис. 2.19. Стационарные плужковые сбрасыватели:

a — двустороннего действия; *б* — одностороннего действия

При известном положении точки *M* (рис. 2.18, *б*) построение касательной к окружности радиусом *R* дает начало O_1 косоугольной системы координат x_1, O_1, y_1 , в которой можно представить траекторию полета частиц груза, составляющих струю. Точка отрыва частиц груза совпадает с началом принятой системы координат.

Так как без учета сопротивления воздуха

$$x_1 = v't \text{ и } y_1 = gt^2/2,$$

совместное решение этих уравнений позволяет получить уравнение траектории полета частицы в нижней части струи

$$y_1 = gx_1^2/(2v^2). \quad (2.22)$$

Для верхней части струи в аналогичной системе координат x_2, O_2, y_2 , полученной с помощью той же точки *M*, уравнение траектории полета частицы примет вид

$$y_2 = \frac{gR^2 x_2^2}{2v^2 (R + h_{сд})^2}, \quad (2.23)$$

где $h_{сд}$ — толщина слоя транспортируемого груза в середине ленты.

При промежуточной разгрузке сыпучих и штучных грузов применяют плужковые сбрасыватели двустороннего (рис. 2.19, *a*) и одностороннего действия (рис. 2.19, *б*). К их преимуществам относятся простота конструкции, непрерывность действия, компактность и малая масса. Вместе с тем их работа сопровождается повышенным истиранием ленты и значительным сопротивлением движению. Плужковые сбрасыватели одностороннего действия вызывают большую боковую силу, сдвигающую ленту в сторону. Установка плужкового сбрасывателя возможна при выпрямлении ленты под плужком при помощи плоского стола, помещенного вместо роликовых опор.

Основным параметром плужкового сбрасывателя является угол устоявки плужка относительно продольной оси ленты (рис. 2.20, *a*). В момент разгрузки на частицу сыпучего или на единичный штучный груз массой *m* действует сила трения его о ленту $mg \sin \alpha$, нормальная реакция со стороны плужка N_c и сила

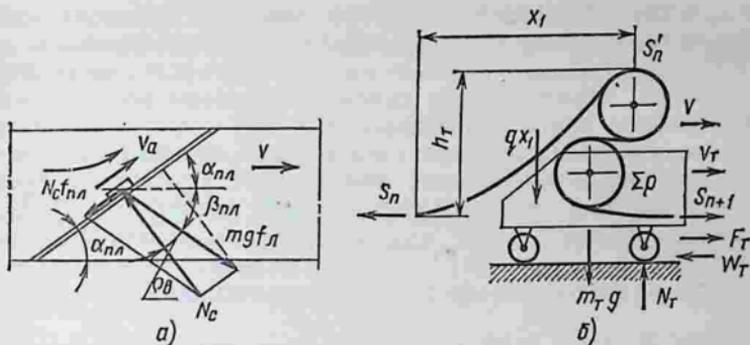


Рис. 2.20. Расчетные схемы сбрасывающих устройств:
 а — плужкового одностороннего действия; б — двухбарабанной тележки

трения о плужок $N_c f_{пл}$ (где $f_{пл}$ — коэффициент трения груза о плужок). Если принять, что скорость движения единичного груза или частицы вдоль плужка постоянна и равна v_a , а для сыпучего груза представляет среднюю скорость движения, то указанные силы будут находиться в равновесии. Для этого допущения очевидно равенство

$$\alpha_{пл} + \beta_{пл} + \rho_{в} = 90^\circ,$$

где $\alpha_{пл}$ — угол установки плужка; $\beta_{пл}$ — угол направления относительной скорости движения груза по ленте в момент сбрасывания; $\rho_{в}$ — угол внешнего трения сбрасываемого груза о щит плужка.

При движении груза вдоль щита $\beta_{пл} > 0$ и $\alpha_{пл} + \rho_{в} < 90^\circ$ или

$$\alpha_{пл} < 90^\circ - \rho_{в}.$$

Рекомендуемое значение угла установки плужка для большинства грузов составляет $\alpha_{пл} = 35 \dots 40^\circ$.

Реакцию со стороны плужка определяют из уравнения

$$N_c \sqrt{1 + f_{пл}^2} = mgf_{пл},$$

откуда

$$N_c = mgf_{пл} / \sqrt{1 + f_{пл}^2}. \quad (2.24)$$

Силу сопротивления движению ленты от действия плужкового сбрасывателя при транспортировании штучных грузов массой m находят по выражению

$$W_{пл} = mgf_{пл} \sin(\alpha_{пл} + \rho_{в}),$$

а при транспортировании насыпных грузов по эмпирической формуле (1.85).

Для обеспечения фронта разгрузки сыпучих абразивных и крупнокусковых грузов применяют катучие (челноковые) реверсивные конвейеры (см. рис. 2.24, д). На прямолинейном участке

рабочей ветви ленточного конвейера для этой же цели можно использовать двухбарабанную сбрасывающую тележку (см. рис. 2.2), перемещаемую вдоль конвейера чаще всего от собственного привода. Сбрасывающие тележки, создавая благоприятные условия работы ленты (по сравнению с плужковыми разгрузчиками), отличаются сложностью конструкции, высокой стоимостью и невозможностью применения для разгрузки штучных грузов. Привод механизма передвижения тележки может быть ручным, от ленты конвейера и от индивидуального электродвигателя, установленного на тележке. Привод от индивидуального электродвигателя в настоящее время является наиболее распространенным.

Усилие F_T (рис. 2.20, б), необходимое для перемещения тележки и расчета мощности двигателя, складывается из сил сопротивления W_T движению ходовых колес тележки и барабанов при обкатывании их лентой $\sum p$. Без учета массы ленты и потерь на нескольких роликоопорах самой тележки соотношение между натяжениями в ленте до тележки S_n , на тележке S'_n и после тележки S_{n+1} имеет вид

$$S'_n = S_n + qgh_T;$$

$$S_{n+1} = S'_n C_0^2 = (S_n + qgh_T) C_0^2,$$

где q — распределенная масса груза; h_T — высота подъема груза на тележке; C_0 — коэффициент сопротивления движению ленты на одном барабане.

Потери тягового усилия на барабанах тележки можно выразить зависимостью

$$\sum p = S_{n+1} - S'_n = (S_n + qgh_T) (C_0^2 - 1). \quad (2.25)$$

Тележки часто перемещаются во время движения ленты конвейера со скоростью v . В общем случае при установившемся перемещении разгрузочной тележки со скоростью $\pm v_T$ можно написать уравнение секундных работ

$$F_T v_T = W_T v_T + \sum p (v \pm v_T) - (S_{n+1} - S_n) v.$$

В этой зависимости положительный знак для v_T соответствует наиболее неблагоприятному режиму работы, когда направление скорости тележки не совпадает с направлением скорости ленты. Из последнего уравнения

$$F_T = W_T + \sum p (v/v_T \pm 1) - (S_{n+1} - S_n) v/v_T. \quad (2.26)$$

При неподвижной ленте ($v = 0$)

$$F_T = W_T + \sum p = W_T + (S_n + qgh_T) (C_0^2 - 1). \quad (2.27)$$

Сила сопротивления движению в ходовой части тележки

$$W_T = \omega_T N_T,$$

где ω_T — коэффициент сопротивления движению тележки (для опор качения $\omega_T = 0,03 \dots 0,04$); N_T — реакция рельсов, приходящаяся на все колеса тележки.

Обычно скорость тележки $v_T = 0,2 \dots 0,4$ м/с, причем большее значение принимают для тележек, перемещающихся на значительные расстояния. Приближенно можно считать, что

$$N_T \approx (m_T + qx_1)g,$$

где m_T — масса тележки (при ширине ленты $B = 0,65$ и $1,4$ м m_T соответственно составляет $3600 \dots 3800$ и $6000 \dots 6400$ кг); qx_1 — приближенное значение массы груза, приходящейся на тележку (x_1 — расстояние от точки касания провисающей ленты горизонтального ролика опоры конвейера до оси верхнего барабана тележки); ориентировочное значение этой массы можно получить из выражения (2.14):

$$qx_1 = \sqrt{2S_n q + h_T/g}.$$

2.1.7. ОСТАНОВЫ, ЛОВИТЕЛИ, ОЧИСТНЫЕ И ДРУГИЕ УСТРОЙСТВА

На наклонных конвейерах для предотвращения самопроизвольного движения ленты с грузом вниз при отключении напряжения или аварийном нарушении кинематической связи в приводах предусмотрены остановы обратного хода. Простейшую конструкцию имеет ленточный останов (рис. 2.21, а), стопорная лента 1 которого при изменении направления движения затягивается между конвейерной лентой и барабаном. Большой надежностью в работе обладают роликовый и храповой остановы (рис. 2.21, б, в). При нормальной работе собачки 2 храпового останова приподняты над храповым колесом 3. При обратном вращении барабана срабатывает электромагнит 4, и собачки опускаются на зубья храпового колеса. Для наклонных конвейеров большой мощности применяют колодочные нормально замкнутые тормоза. В качестве дополнительных предохранительных устройств к тормозам можно устанавливать храповые или роликовые остановы.

На случай обрыва ленты в конвейерах тяжелого типа с углом наклона $\beta > 7^\circ$ применяют ловители ленты. Клиновидный ловитель ленты (рис. 2.21, г) состоит из двух кареток на катках с верхними клиньями 5, направляющих наклонных рельсов 6, запорного механизма 7 и нижних башмаков 8. В момент обрыва ленты при помощи датчиков скорости размыкается запорное устройство, и каретка, скатываясь вниз, зажимает кромки ленты 9 между клиньями и башмаками.

Особое значение в работе ленточных конвейеров имеют очистные устройства. Для конвейеров, подающих сухие грузы, допустимо использовать дешевый очистной резиновый скребок (рис. 2.21, д). При транспортировании грузов, способных налипать на ленту, применяют капроновые вращающиеся щетки (рис. 2.21, е) или барабаны с резиновыми лопастями. Установка очистных устройств не исключает использования очистных роликовых опор на нижней ветви ленты, получивших в последние годы достаточно широкое распространение. Размещать очистные

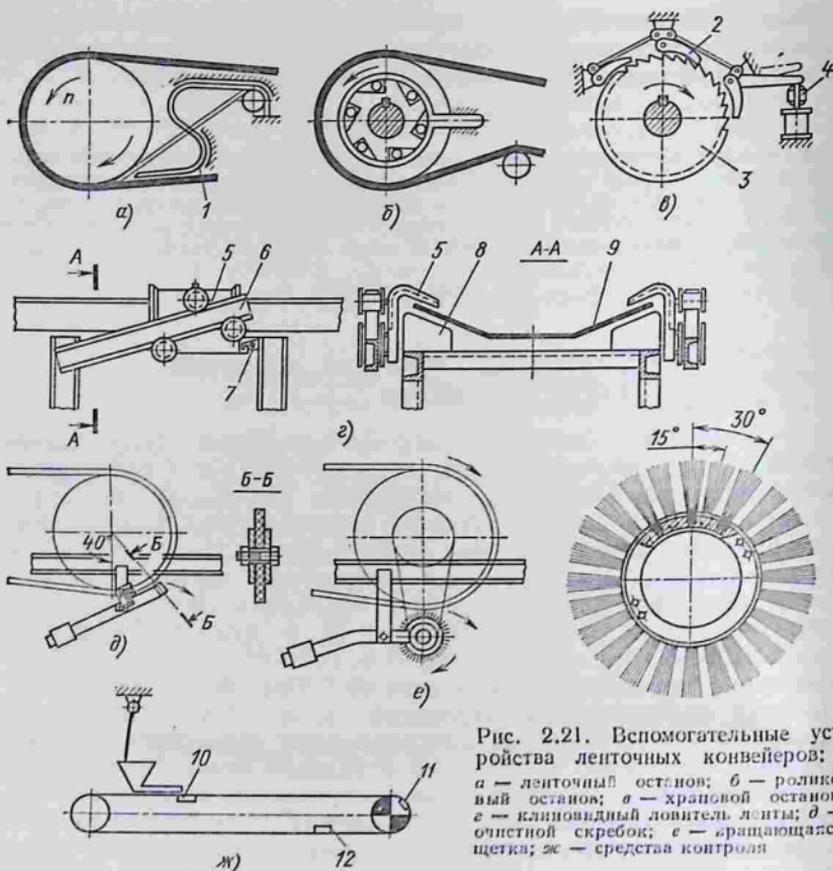


Рис. 2.21. Вспомогательные устройства ленточных конвейеров: а — ленточный останок; б — роликовый останок; в — клиновидный дователь ленты; г — очистный скребок; д — вращающаяся щетка; ж — средства контроля

устройства надо так, чтобы прилипший к ленте груз можно было сбрасывать в разгрузочную коробку или в отдельный приемник с механическим уборщиком.

Конвейеры большой мощности, работающие на важнейших участках производства, должны быть оборудованы средствами контроля (рис. 2.21, ж), например: датчиком завала загрузочного устройства, датчиком 10 контроля схода ленты, тепловым датчиком 11 на приводном барабане, ограничивающим повышение температуры обода выше 70°C в результате проскальзывания ленты, датчиком 12 скорости ленты, датчиком, обеспечивающим контроль за порывом канатиков каркаса ленты типа РТЛ.

2.1.8. РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРОВ

Определение ширины ленты. Ширину ленты определяют по расчетной производительности Q (т/ч) и скорости движения ленты v (м/с). Значения Q берут из проектного задания, а зна-

чение скорости принимают в зависимости от свойств транспортируемого груза и особенностей конструкции конвейера. Применение конвейеров с максимально возможной скоростью позволяет уменьшить ширину, число прокладок и стоимость ленты. Вместе с тем скорость ленты должна быть ограничена при транспортировании крупнокусовых грузов из-за возникновения значительных динамических нагрузок на ленту и опоры, а также пылевидных грузов, так как высокая скорость, вызывая повышенное сопротивление воздуха, приводит к пылению и потерям груза на трассе. Необходимо также отметить, что на коротких конвейерах с увеличением скорости за одинаковое время пропорционально возрастает число перегибов ленты на барабанах и проходов каждого ее участка через загрузочное устройство, являющихся важнейшей причиной наибольшего износа ленты, в результате чего намного сокращается срок ее службы. При больших скоростях у широких лент снижается центрирующая способность роликоопор. Это явление связано с неполным прилеганием ленты к роликам опоры из-за относительного увеличения длины участков перегиба ленты, где нарушается контакт ее с роликами. Практикой эксплуатации установлены следующие значения допустимых скоростей движения ленты:

для крупнокусовых абразивных грузов (руды) при $B = 0,8 \dots 2$ м $v = 1,6 \dots 3,15$ м/с;

для среднекусовых абразивных грузов (камня, щебня, соли) при $B = 0,5 \dots 2$ м $v = 1,6 \dots 4$ м/с;

для малоабразивных среднекусовых грузов (кокса, угля) при $B = 0,5 \dots 2$ м $v = 1,6 \dots 5$ м/с;

для абразивных мелкокусовых и зернистых грузов (песка, гравия, грунта) при $B = 0,5 \dots 2$ м $v = 2,5 \dots 6,3$ м/с;

для пылевидных грузов (муки, цемента) при $B = 0,5 \dots 1$ м $v = 0,8 \dots 1,25$ м/с;

для зерновых грузов (ржи, пшеницы) при $B = 0,5 \dots 1$ м $v = 2 \dots 4$ м/с.

При установке сбрасывающих тележек значения допустимых скоростей следует уменьшить на 25 %, а при установке плужковых сбрасывателей скорость ленты не должна превышать $0,8 \dots 2,0$ м/с в зависимости от размеров кусков груза. Для легких штучных грузов допустимая скорость ленты составляет 1,6 м/с. Для хрупких сортированных, таких, как кокс и древесный уголь, измельчение которых понижает качество, она равна $1 \dots 2$ м/с.

Ширину ленты рассчитывают по одной из формул (1.36) производительности, соответствующей транспортированию груза сплошным потоком, имеющим постоянную площадь поперечного сечения F (м²) по длине верхней груженой ветви ленты. Во время перемещения груза происходит постоянное встряхивание его на роликоопорах, в результате чего верхняя часть груза в сечении приобретает форму, близкую к параболическому сегменту

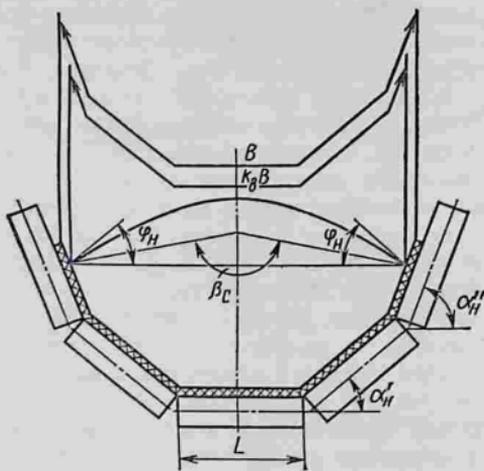


Рис. 2.22. Расчетная схема поперечного сечения груза на ленте

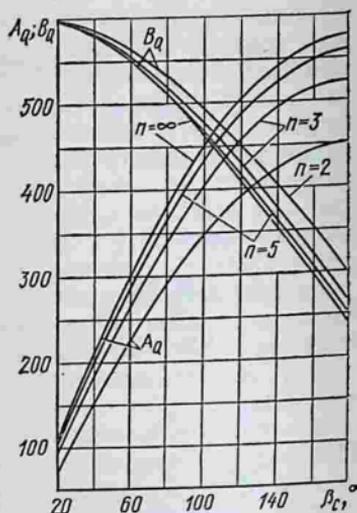


Рис. 2.23. Графики зависимости коэффициентов производительности от параметров роликовых опор и центрального угла β_C дуги окружности, вписанной в опору

(рис. 2.22), касательные к основанию которого наклонены к горизонту под углом φ_H насыпки груза на ленте.

Определение угла φ_H не имеет общепринятой методики. По одним источникам $\varphi_H \approx \varphi$ (где φ — угол естественного откоса груза для состояния покоя); по другим (Укрниипроект, СССР) — для рыхлых пород $\varphi_H = 32 \dots 40^\circ$. При ориентировочных расчетах на основании обобщения известных данных можно считать, что $\varphi_H = (0,75 \dots 1,0) \varphi$.

Для определения производительности конвейера удобнее использовать уточненную формулу, по которой можно вычислить ширину ленты желобчатой формы на основе реальной конфигурации поперечного сечения груза:

$$Q = (k_B B)^2 (A_Q + B_Q C_B \operatorname{tg} \varphi_H) v \rho, \quad (2.28)$$

где k_B — коэффициент использования ширины ленты, обычно $k_B = 0,9 - 0,05/B \approx 0,9$; B — в м; A_Q, B_Q — коэффициенты производительности, зависящие от формы роликоопоры (рис. 2.23); C_B — коэффициент, учитывающий наличие наклонного участка; v — скорость ленты, м/с; ρ — насыпная плотность груза, т/м³.

Для трехроликовой опоры при $\alpha'_n = \alpha_6$ и $\alpha'_n = 0$

$$A_Q \approx 300 \frac{\sin \alpha_6 - 0,33 \sin 3\alpha_6}{1 - \cos \alpha_6}; \quad (2.29)$$

$$B_Q \approx 66,7 \left(\frac{\sin 1,5\alpha_6}{\sin 0,5\alpha_6} \right)^2, \quad (2.30)$$

где α_6 — угол наклона бокового ролика опоры,

Следует отметить, что для пятироликовых опор соотношение между углами наклона принимают равным $\alpha''_n = 2\alpha'_n$ (см. рис. 2.22). Коэффициент, учитывающий наличие наклонного участка,

$$C_\beta \approx \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \varphi_n}\right)^2 \cos \beta. \quad (2.31)$$

Из формулы (2.28) можно получить

$$B = \frac{1}{k_B} \sqrt{\frac{Q}{(A_Q + B_Q C_\beta \operatorname{tg} \varphi_n) \operatorname{cp}}}. \quad (2.32)$$

Найденное значение B для крупнокусковых грузов должно быть проверено по гранулометрическому составу и округлено до ближайшего большего значения. Для рядовых и сортированных грузов соответственно $B \geq 2a'_{\max} + 200$ мм и $B \geq 3,30a'_{\max} + 200$ мм.

По выбранной ширине ленты на основании зависимости (2.28) необходимо провести пересчет скорости. Необоснованное завышение скорости и ее несоответствие ширине ленты, определенной по выражению (2.32), может привести к увеличению установочной мощности привода. Значение скорости после пересчета также следует выбирать из рекомендованного ряда (ГОСТ 22644—77*): 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10 м/с.

В заключительной части расчета по формулам (2.28) или (2.32) целесообразно определить действительное значение коэффициента k_B использования ширины ленты. Если в результате ряда уточнений коэффициент k_B принимает существенно меньшее значение ($k_B < 0,8$), чем это установлено условием $k_B = 0,9 - 0,05/B$, то лента используется нерационально, так как обладает излишним запасом ширины, а следовательно, и производительности. В этом случае для улучшения показателей качества конвейера можно продолжить расчет на основе варьирования значений v и B , которое удобнее произвести на ЭВМ по разработанному алгоритму.

Определение параметров роликовых опор. После уточнения значений B и v определяют шаг расстановки опор l_p , тип и диаметр роликов D_p , массу их вращающихся частей на груженой m_p и порожней m'_p ветвях конвейера. Максимальные расстояния (мм) между роликовыми опорами (рис. 2.24, а) груженой ветви (шаг опор) в настоящее время рекомендуется принимать следующие:

Ширина ленты, м	0,5	0,65	0,8	1,0	1,2	1,4 и более
$l_{p \max}$ для сыпучего груза с насыпной плотностью, т/м ³ :						
до 1	1500	1400	1400	1300	1300	1200
1 ... 2	1400	1300	1300	1200	1200	1100
более 2	1300	1200	1200	1100	1100	1000

Для тяжелых штучных грузов расстояние между роликовыми опорами не должно превышать половины длины груза, а для легких (до 20 кг) 1000 ... 1400 мм. Во всех случаях для порожней

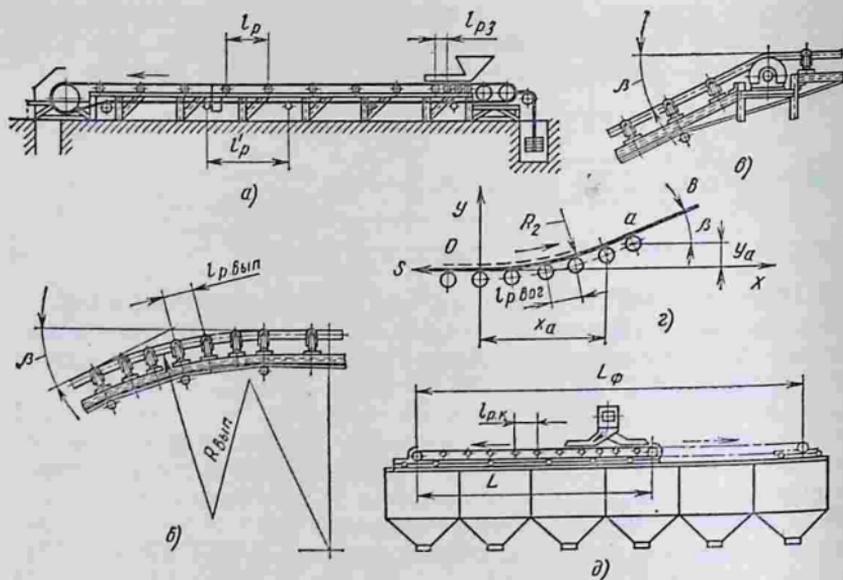


Рис. 2.24. Схемы установки опорных и отклоняющих элементов на характерных участках трассы ленточного конвейера:

а — на конвейере горизонтального типа; б — с выпуклым участком и батареей роликовых опор; в — с выпуклым участком и отклоняющим барабаном; г — с вогнутым участком и роликовыми опорами; д — для катучего реверсивного конвейера

ветви ленты $l_p = 2,0 \dots 3,5$ м. Меньшие значения l_p следует принимать для широких лент со значительной распределенной массой.

На выпуклых криволинейных участках (рис. 2.24, б) шаг опор $l_{p\text{вып}}$ не должен превышать $0,5l_p$, причем на каждой опоре суммарный угол перегиба для лент с резинотканевой основой должен быть не меньше 5° . Роликовые опоры устанавливают по дуге окружности, радиус которой для угла наклона боковых роликов $\alpha_\phi = 20^\circ$ должен быть $R_{\text{вып}} \geq 12B$.

Когда выпуклый участок находится в зоне больших натяжений ленты, угол перегиба на каждой опоре не должен превышать $2 \dots 3^\circ$. Несоблюдение этого условия приводит к недопустимым перегрузкам боковых роликов от составляющих натяжений в ленте вследствие ее неравномерной вытяжки. При углах наклона трассы $\beta < 7 \dots 8^\circ$ на конвейерах с небольшой производительностью допускается установка на перегибе трассы одного отклоняющего барабана (рис. 2.24, в).

На вогнутом участке трассы (рис. 2.24, г) роликовые опоры размещают с таким же шагом, как и на прямолинейной грузовой ветви, т. е. $l_{p\text{вог}} = l_p$. Радиус дуги окружности вогнутого участка, используемой для определения мест установки опор, должен быть рассчитан из условия исключения подъема ленты над роликами под действием натяжения S для худшего случая работы,

когда груз на ленте отсутствует. Это условие будет удовлетворено, если кривая Oa является кривой свободного провеса, описываемой уравнением параболы

$$y = q_{\text{рас}} g x^2 / 2S, \quad (2.33)$$

где $q_{\text{рас}}$ — расчетная масса 1 м длины тягового элемента; S — натяжение в ленте в точке O ; x — текущее значение ординаты точки.

Положение точки a верхнего конца криволинейного участка ленты определяется граничным условием по углу наклона β участка:

$$\left. \frac{dy}{dx} \right|_{x=x_a} = \text{tg } \beta.$$

Дифференцируя уравнения (2.33) для точки a , получаем

$$\left. \frac{dy}{dx} \right|_{x=x_a} = \frac{q_{\text{рас}} g x_a}{S}.$$

Подстановкой этого значения производной в последнее выражение находим абсциссу точки a

$$x_a = S \text{ tg } \beta / q_{\text{рас}} g.$$

Ординату той же точки определяем из уравнения (2.33)

$$y_a = q_{\text{рас}} g x_a^2 / (2S) = S \text{ tg}^2 \beta / (2q_{\text{рас}} g).$$

Радиус кривизны параболы Oa в точке O

$$R_2 = S / (q_{\text{рас}} g).$$

На практике параболу заменяют дугой окружности увеличенного радиуса, тогда с учетом коэффициента запаса $k_R = 1,05 \dots 1,1$

$$R_{\text{вог}} = k_R R_2 = k_R S / (q_{\text{рас}} g). \quad (2.34)$$

Расчетную распределенную массу (одного метра длины) тягового элемента $q_{\text{рас}}$ рекомендуется принимать равной распределенной массе ветви ленты без груза, т. е. $q_{\text{рас}} = q_0$. Если $q_{\text{рас}} = q_0 + q$, то в случае прекращения подачи груза без остановки конвейера лента поднимается над роликами (штриховая линия), из-за чего возможно ее скручивание вокруг продольной оси и сбрасывание с опор. Особенно опасен подъем ленты при установке загрузочного устройства рядом с криволинейным участком, так как это приведет к неизбежному повреждению обкладки ленты в результате чрезмерного силового взаимодействия ее с кромками бортовых направляющих.

Только при достаточно большом радиусе дуги окружности установки опор лента будет опираться на все ролики вогнутого участка при всех режимах работы конвейера. На практике $R_{\text{вог}}$ принимают в зависимости от ширины ленты:

B , мм	...	400 ... 500	650 ... 800	Более 800
$R_{\text{вог}}$, м	...	50 ... 60	75 ... 90	100 ... 150

Шаг опор под загрузочным устройством (см. рис. 2.24, а)

$$l_{p.c} \leq 0,5l_p.$$

Выбор шага роликовых опор в пункте загрузки основан на двух соображениях. При малых значениях шага снижаются амортизирующие свойства провисающей между опорами ленты. Увеличение шага из-за возросшего провеса может привести к образованию недопустимых зазоров между лентой и направляющими бортами загрузочного устройства и возникновению просыпи мелких фракций и порезов наружной обкладки ленты.

Для центрирования хода ленты применяют центрирующие роликовые опоры. На конвейерах длиной менее 15 м центрирующие опоры не устанавливают. На конвейерах длиной $15 < L \leq 30$ м размещают две центрирующие опоры, а на конвейерах большой длины центрирующие опоры устанавливают через каждые 20 ... 25 м как на верхней, так и на нижней ветви. У катучих конвейеров (см. 2.24, д) загрузка ленты производится в любом месте верхней ветви, поэтому шаг опор уменьшают так же, как и для участков с загрузочными устройствами. В этом случае $l_{p.c} = 0,4 \dots 0,5l_p$.

Для горизонтальных конвейеров длиной до 250 ... 300 м шаг опор на грузной ветви ленты в зоне действия больших натяжений по мере приближения к приводному барабану можно увеличивать до 2,0 ... 2,2 м. Исследования, проведенные в этом направлении, показали целесообразность осуществления этого мероприятия ступенчато по участкам длиной 20 м. Переменный шаг опор, равный в начале конвейера 1 м и увеличивающийся на каждом последующем участке на 0,1 м, позволяет сократить число поддерживающих роликов для горизонтального конвейера длиной 250 м на 30 %, а его стоимость на 10 %. Увеличенный шаг роликовых опор, способствуя улучшению прилегания ленты к роликам, повышает их взаимное сцепление и уменьшает поперечную жесткость желоба ленты, снижая тем самым стремление ленты к поперечному смещению. Благодаря повышенной устойчивости движения ленты устраняется необходимость использования роликовых центрирующих опор. Основой выбора переменного шага может служить условие примерного соблюдения постоянства стрелы провеса [выражение (2.16)] грузной ленты в середине пролета, а также ограничения, которые связаны с несущей способностью подшипников и допускарным выполаживанием ленты, зависящим от ее упругих свойств и насыпной плотности транспортируемого груза.

Для трехроликовых опор на прямолинейных участках трассы конвейера основная часть нагрузки (60 ... 70 %) приходится на средний ролик. На выпуклом перегибе появляется дополнительная нагрузка в виде равнодействующей от составляющих натяжения ленты. Дополнительная нагрузка для боковых роликов

2.2. Максимальные ориентировочно допустимые значения насыпной плотности груза и скорости ленты при различных значениях диаметра D_p ролика и ширины B ленты согласно данным ВНИИПТмаша

D_p	Параметр	$B, м$				
		0,4 ... 0,65	0,8	1,0 ... 1,2	1,4	1,6 ... 2,0
89	$\rho, т/м^3$ $v, м/с$	1,6		1,6		
		2				
108	$\rho, т/м^3$ $v, м/с$	2	1,6			
			2,5			
133	$\rho, т/м^3$ $v, м/с$		2			
			2,5			
159	$\rho, т/м^3$ $v, м/с$			3,5		
		4		3,2		
194; 219; 245	$\rho, т/м^3$ $v, м/с$			3,5		
				4		

из-за неодинакового вытягивания ленты в середине и по краям оказывается существенно больше, чем для среднего ролика.

Важнейшими параметрами ролика (ГОСТ 22645—77* и ГОСТ 22646—77*) являются его диаметр D_p , размеры и тип подшипников. Эти параметры определяются по действующей нагрузке, зависящей от расстояния между опорами и распределенной массы груза (насыпной плотности), скорости и крупности кусков. Эксцентриситет ролика, связанный с допустимыми погрешностями изготовления (ГОСТ 22647—77*), не должен превышать (0,01 ... 0,015) D_p .

Биеение роликов особенно при высоких скоростях движения ленты вызывает значительные дополнительные нагрузки на их подшипники. Расчетный срок службы подшипников не должен быть меньше 18 ... 20 тыс. ч. Для ориентировочного выбора диаметра роликов можно рекомендовать данные табл. 2.2. Установленные на опорах ролик должны легко вращаться на всех участках трассы конвейера. Заклинивание на оси приводит к быстрому изнашиванию обечайки ролика, а затем к повреждениям (порезам) самой ленты образовавшимися заусенцами.

В целях унификации для каждой ветви ленты выбирают ролик одного типоразмера, определяемого диаметром и длиной ролика, а также диаметром оси.

Массу вращающихся частей роликовых опор можно найти по аналогии с имеющимися конструкциями. В приближенных расчетах применяют известные эмпирические зависимости:

для трехроlikовой опоры

$$m_p \approx [A_m + B_m (B - 0,4)] D_p^3 \cdot 10^{-4}; \quad (2.35)$$

для однорولیковой опоры

$$m'_p \approx [6 + 14(B - 0,4)] D_p^2 \cdot 10^{-4}, \quad (2.36)$$

где m_p и m'_p — в кг; B — в м; D_p — в мм; A_m , B_m — эмпирические коэффициенты: для ролика легкого типа $A_m = 8$, $B_m = 9$; среднего — $A_m = 10$, $B_m = 10$; тяжелого — $A_m = 15$, $B_m = 12$.

Подшипники роликов следует рассчитывать по наиболее нагруженному горизонтальному ролику, на который действует сумма максимальных внешних и внутренних технологических (послесборочных) нагрузок. На значение и характер внешних нагрузок (рис. 2.25) значительное влияние оказывают скорость движения v и поперечные вертикальные перемещения (колебания) $z(x, t)$ ленты в пролете, шаг опор l_p , распределенная масса ленты q_0 и изменяющаяся во времени из-за неравномерности нагрузки неравномерно распределенная по длине ленты масса груза $q(x, t)$. Для упрощения решения задачи ленту рассматривают в виде гибкого с неизменным поперечным сечением элемента, растянутого на каждом участке постоянной силой и не работающего на изгиб. В свою очередь, внешние нагрузки можно разделить на статические и динамические. При определении внешней статической нагрузки на ленту, а через нее и на опору насыпной груз, включая и среднекусковой состав, может быть представлен в виде сплошной среды с изотропными свойствами. При транспортировании крупнокусковых грузов или сыпучих грузов с крупными кусками ролик опор, кроме того, воспринимают значительные динамические нагрузки.

Согласно механике сплошной среды статическое давление хорошо сыпучего груза на горизонтальный участок ленты, создающее основную нагрузку на горизонтальный ролик трехроліковой опоры, можно рассчитать как гидростатическое:

$$N = 2l_p \rho g \int_0^{0,5l_p} h_0 dy = 0,5l_p \rho g \{2L_\alpha \sin \alpha_0 + [(b_c - L^2/(12b_c))] \operatorname{tg} \varphi_n\}, \quad (2.37)$$

где h_0 — высота слоя сыпучего груза на ленте; y — ордината по оси, направленной поперек и в плоскости ленты (по горизонтальному ролику); L_α и α_0 — ширина слоя груза на боковом ролике и угол ее наклона; $L_\alpha = 0,5(k_B B - L)$; L — длина ролика; b_c — половина хорды параболического сегмента; $b_c = L + 2L_\alpha \cos \alpha_0$.

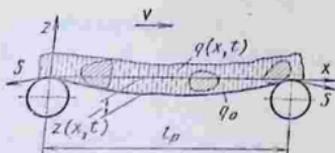


Рис. 2.25. Схема нагружения и траектории движения рабочей ветви ленты

На подшипники роликов также действуют вес вращающихся частей с обечайкой и вес среднего горизонтального участка ленты, соответственно равные $G_p \approx m_p g/3$ и $G_{л. ср} \approx (L/B) q_0 l_p g$. Тогда, согласно расчетной схеме (рис. 2.26, а), полная

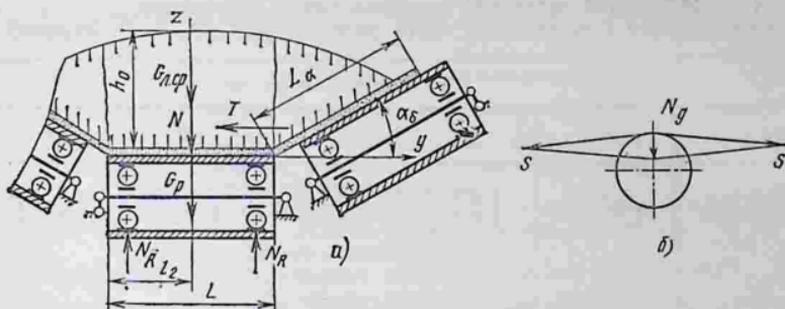


Рис. 2.26. Схемы для определения:

a — радиальной и осевой нагрузок на подшипники горизонтального ролика; *b* — динамической нагрузки

статическая радиальная нагрузка на подшипники горизонтального ролика

$$N_R = 0,5 (N + 0,4q_0 l_p g + m_p g/3). \quad (2.38)$$

При поперечном смещении ленты на один из подшипников горизонтального ролика в зависимости от направления его смещения действует осевая сила T , так как эта сила постоянно меняет направление, ее действие при расчете учитывается коэффициентом 0,5. Эту силу можно определить по приближенной зависимости

$$T \approx 0,5 (N + 0,4q_0 l_p g) (f_{л} \cos \theta - \omega_p \sin \theta), \quad (2.39)$$

где $f_{л} = 0,3$ — коэффициент внешнего трения ленты о ролик; θ — угол перекоса опоры по среднему ролику в горизонтальной плоскости; ω_p — коэффициент сопротивления вращению роликов.

Сила T имеет максимальное значение при углах $\theta = 5 \dots 6^\circ$. По данным ГПКИ «Союзпроммеханизация», угол перекоса горизонтального ролика не должен превышать $\theta_{доп} = 1^\circ 20'$. Осевую нагрузку, определяемую по этому углу, необходимо учитывать вместе с другими нагрузками N_R при расчете приведенной радиальной нагрузки на наиболее нагруженный подшипник ролика.

В принятых методиках расчета для определения нагрузки на горизонтальный ролик и статической радиальной нагрузки на его подшипники пользуются упрощенными зависимостями

$$\begin{aligned} N &= 0,7 (q_0 + q) g l_p; \\ N_R &= 0,5 [0,7 (q_0 + q) g l_p + 0,33m_p g]. \end{aligned} \quad (2.40)$$

Выражение (2.40) по сравнению с формулой (2.38) дает несколько заниженные значения радиальной нагрузки, что, однако, мало отражается на точности расчета срока службы подшипников. В большей степени на него может повлиять характер (неравномерность) загрузки ленты и имеющееся для многих роликов биение обечаек. Оба фактора, особенно последний, вызывают

2.3. Рекомендуемые (в числителе) и резонансные (в знаменателе) значения скорости (м/с) движения ленты (данные МВТУ им. Н. Э. Баумана)

Ветвь	Диаметр ролика, мм				
	89	108	133	159	194
Рабочая	1,6/2,8	2,0/3,3	2,5/3,5	3,15/4,8	4,0/5,0
Холостая	1,25/2,0	1,4/2,4	1,6/3,0	2,0/3,5	2,4/4,3

вертикальные вынужденные колебания ленты и появление дополнительной динамической нагрузки N_d как суммы динамических составляющих натяжения ленты от перегиба ее на ролике опоры (рис. 2.25, б). Максимальное значение N_d имеет место при резонансе, т. е. при совпадении частоты вращения n_p ролика с частотой собственных колебаний участков ленты, находящейся между опорами на обеих ветвях конвейера. Для каждого диаметра ролика на верхней (рабочей) и нижней (холостой) ветвях можно рекомендовать нерезонансные скорости движения ленты, а также указать нежелательные ее резонансные значения (табл. 2.3).

При выборе скорости, близкой к резонансной, в величину N_d следует вводить поправочный коэффициент k_d или применять отбалансированные ролики с повышенной точностью изготовления.

Анализ приведенных данных показывает различие в рекомендациях для рабочей и холостой ветвей, устранить которое можно при назначении скорости по минимальному ограничению или же за счет применения роликов различных диаметров. При высоких скоростях ленты ролики холостой ветви вопреки распространенному мнению должны иметь диаметр больший, чем ролики грузовой ветви. В крайнем случае диаметры роликов обеих ветвей могут быть одинаковыми.

Установка роликов с меньшим диаметром на холостой ветви подтверждается практикой эксплуатации ленточных конвейеров.

Если при использовании радиальных или конических подшипников ролики отличаются высоким качеством изготовления и легко вращаются без заметного на ощупь защемления, послеборочные перекосы колец подшипников и дополнительные внутренние нагрузки не учитываются. Ролики с тонкими сквозными осями целесообразно проверять на жесткость и ограничение угла поворота θ_0 в месте посадки подшипников от воздействия максимальной статической нагрузки N . Повышение срока службы подшипников, а следовательно, и самих роликов является важнейшей задачей, требующей решения.

Определение распределенных масс и сил сопротивления движению ленты. Распределенные массы груза и ленты определяют из выражений (1.36) и (2.1). При расчете необходимо предвари-

2.4. Коэффициент сопротивления движению ленты конвейера

Условия работы	Характеристика условий работы	ω
Хорошие	Чистое, сухое, отапливаемое, беспыльное помещение; удобный доступ для обслуживания с хорошей освещенностью	0,02 (0,018)
Средние	Отапливаемое, но пыльное или сырое помещение; удобный доступ для обслуживания со средней освещенностью	0,025 (0,022)
Тяжелые (летом)	Неотапливаемое помещение, работа на открытом воздухе; удобный доступ для обслуживания при плохой освещенности	0,03 ... 0,04 (0,03)
Очень тяжелые (зимой)	Наличие всех указанных выше неблагоприятных факторов	0,04 ... 0,06 (0,04)

Примечание. Для роликов холостой ветви можно принимать данные в скобках.

тельно выбрать тип ленты. Для резинотканевых лент толщину обкладок назначают в зависимости от свойств груза. Число и толщину прокладок выбирают по типу ленты с учетом ее ширины. Предварительное число прокладок принимают равным 3 ... 4.

Распределенная масса вращающихся частей роликкоопор, входящая на 1 м длины конвейера (кг/м):

для рабочей ветви

$$q_p = m_p/l_p; \quad (2.41)$$

для холостой ветви

$$q'_p = m'_p/l'_p. \quad (2.42)$$

Силы сопротивления движению ленты на характерных участках трассы и в отдельных пунктах рассчитывают на основе общих положений, изложенных в п. 1.3.2, и известных коэффициентов сопротивления движению. Определяющим является коэффициент сопротивления движению на прямолинейных участках ветвей конвейера (табл. 2.4), который для грузовой ветви учитывает силы сопротивления вращению роликов от трения в подшипниках и уплотнениях (20 ... 25 %), от вдавливания роликов в ленту (10 ... 15 %), от изгибов ленты (10 ... 20 %) и от деформирования груза и сжатия ленты в момент прохождения через опору (40 ... 50 %).

В расчетах наклонных конвейеров принимают одинаковые значения коэффициентов сопротивления для обеих ветвей конвейера.

Для конвейеров, работающих при низких температурах (ниже -20°C), значения ω следует увеличить на 40 % при использовании обычного пластичного смазочного материала и на 20 % — при использовании специального смазочного материала.

При назначении высоких скоростей движения ленты ($v \triangleright \triangleright 3$ м/с) необходимо принимать повышенное значение коэффи-

циента ω_v , исходя из зависимости, полученной экспериментальным путем:

$$\omega_v = \omega + k_v \Delta v, \quad (2.43)$$

где $k_v \approx 1,5 \cdot 10^{-3}$ — коэффициент скорости; Δv — разность скоростей, $\Delta v = v - 3,0$ м/с.

При расчете горизонтальных конвейеров большой длины, для которых силы сопротивления движению на прямолинейных участках имеют решающее значение, необходимо учитывать различие в коэффициентах сопротивления движению на рабочей ω_p и холостой ω_x ветвях. Для ленты, скользящей по плоскому стальному или деревянному настилу с учетом условий работы, $\omega = \omega_p = 0,35 \dots 0,6$.

Тяговый расчет конвейера. Для выполнения тягового расчета необходимо знать схему трассы (рис. 2.27) с размерами характерных участков и местами расположения сосредоточенных сил сопротивлений; распределенные массы ленты груза и вращающихся частей роlikоопор; коэффициенты сопротивлений движению ленты. Тяговый расчет можно проводить несколькими способами. Ниже приведены два наиболее распространенные из них.

Первый способ. При известной схеме привода и значении полного тягового коэффициента $e^{\mu_0 \alpha}$ тяговый расчет выполняют методом обхода трассы полотна по точкам от сбегавшей ветви на приводном барабане по ходу движения ленты, по которому суммируют все силы сопротивлений, возникающие при движении ленты.

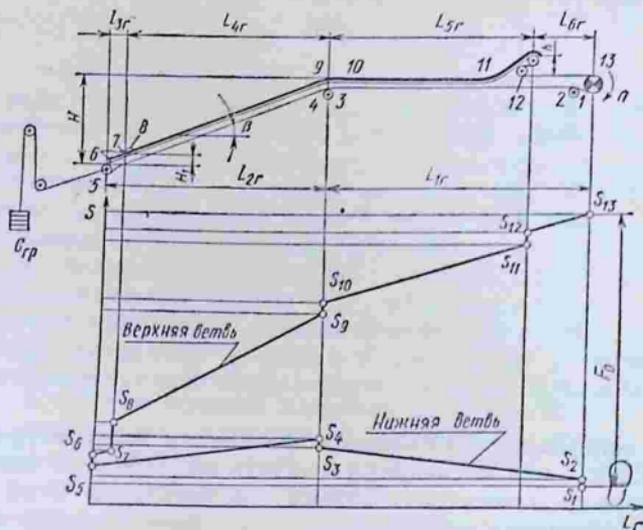


Рис. 2.27. Схема трассы ленточного конвейера и диаграмма натяжения ленты

В результате обхода трассы полотна можно получить

$$\begin{aligned}
 S_{сб} &= S_1; \quad S_2 = S_1 + W_{п1}; \quad S_3 = S_2 + (q_0 + q_p)gL_{1r}\omega; \\
 S_4 &= S_3 + W_{п2}; \quad S_5 = S_4 + (q_0 + q_p)gL_{2r}\omega - q_0gH; \quad (2.44) \\
 S_6 &= S_5 + W_{п3}; \quad S_7 = S_6 + (q_0 + q_p)gL_{3r}\omega; \\
 S_8 &= S_7 + W_{з,у}; \\
 S_9 &= S_8 + (q_0 + q_p + q)gL_{4r}\omega + (q_0 + q)(H - H_1)g; \\
 S_{10} &= S_9 + W_{вып}; \quad S_{11} = S_{10} + (q_0 + q_p + q)gL_{5r}\omega; \\
 S_{12} &= (S_{11} + qgh_T)C_{\delta}^2; \\
 S_{13} &= S_{12} + (q_0 + q_p + q)gL_{6r}\omega; \quad S_{пб} = S_{13},
 \end{aligned}$$

где $S_1 \dots S_{13}$ — натяжения ленты в точках 1 ... 13; $W_{п1}$, $W_{п2}$, $W_{п3}$ — сопротивления перегибу ленты на отклоняющих барабанах.

При определении натяжений S_8 , S_{10} и S_{12} учтены соответственно силы сопротивления в загрузочном устройстве $W_{з,у}$, силы сопротивления на выпуклом криволинейном участке $W_{вып}$, на сбрасывающей тележке, состоящие из сил сопротивления подъема груза на высоту h_T и потери тягового усилия на двух барабанах $\sum p$ по формуле (2.25). При расчете рассмотрен случай, при котором сбрасывающая тележка возвращает груз на ленту для продолжения транспортирования до головного барабана.

Подстановка известных значений величин в полученные выражения (2.44) дает зависимость

$$S_{пб} = A_s + B_s S_{сб}, \quad (2.45)$$

где A_s , B_s — постоянные, полученные в результате вычислений по зависимостям (2.44).

Выражения (2.45) и (2.8) с учетом запаса сцепления представляют собой систему двух уравнений с двумя неизвестными, решая которую можно получить $S_{пб}$ и $S_{сб}$. По натяжению набегающей ветви $S_{пб}$ определяют число прокладок по зависимости (2.3) или проверяют запас прочности лент типа РТЛ. Если число прокладок отличается от предварительно назначенного более чем на единицу, нужно уточнить значение $i_{п}$ и повторить тяговый расчет согласно методу последовательных приближений. Перед этим целесообразно найти значения натяжений во всех характерных точках тягового органа и провести проверку на допустимый провес ленты по формулам (2.15) и (2.16) для холостой и рабочей ветвей ленты. При несоблюдении принятых норм соответствующие натяжения ленты необходимо увеличить до требуемых значений. Полученные значения будут считаться исходными для определения натяжений в остальных точках трассы. По окончательным значениям строят диаграмму натяжений по трассе конвейера.

Тяговое усилие привода F_0 и усилие натяжного устройства рассчитывают по зависимостям (2.8) и (2.44).

В заключительной части расчета определяют статическую мощность привода (кВт)

$$P = \frac{1}{\eta_0} (F_0 + W_{\text{уп}} + W_{\text{оч}}) v k_3, \quad (2.46)$$

где F_0 — тяговое усилие привода, кН (силу сопротивления изгибу ленты можно не учитывать ввиду ее малого значения); $W_{\text{уп}}$ и $W_{\text{оч}}$ — силы сопротивлений соответственно в подшипниках приводного барабана и на очистном устройстве, кН; v — скорость ленты, м/с; η_0 — КПД передач привода; k_3 — коэффициент запаса мощности, обычно для конвейеров общего назначения $k_3 = 1,05 \dots 1,1$.

Второй способ. Этот способ применяют при неизвестном тяговом коэффициенте. Для выполнения тягового расчета задают минимальное натяжение холостой или рабочей ветви, исходя из условия допустимого провеса ленты [см. формулу (2.17)]. На рабочей ветви сравнительно простой трассы ленточного конвейера (см. рис. 2.27) можно сразу определить, что $S_{\text{min}} = S_8$. На холостой ветви минимальное натяжение может быть в одной из двух точек 1 или 5. Для упрощения задачи принимают $W_{\text{п1}} = W_{\text{п2}} = 0$ и $S_2 = S_1$, а $S_4 = S_3$. Тогда из уравнений (2.44)

$$S_5 \approx S_1 + (q_0 + q'_p) g (L_{1r} + L_{2r}) \omega - q_0 g H.$$

Если принять $S_5 = S_{\text{min}}$, то $S_5 < S_1$ и $S_1 + (q_0 + q'_p) g \times (L_{1r} + L_{2r}) \omega - q_0 g H < S_1$.

При $S_1 = S_{\text{min}}$, $S_5 \geq S_1$

$$S_1 + (q_0 + q'_p) g (L_{1r} + L_{2r}) \omega - q_0 g H > S_1.$$

Таким образом,

$$S_1 = S_{\text{min}}, \text{ когда } \omega > \frac{q_0 H}{(q_0 + q'_p) (L_{1r} + L_{2r})};$$

$$S_5 = S_{\text{min}}, \text{ когда } \omega < \frac{q_0 H}{(q_0 + q'_p) (L_{1r} + L_{2r})}. \quad (2.47)$$

Неравенства (2.47) позволяют найти точку с наименьшим натяжением и задать его значением. В дальнейшем тяговый расчет выполняют согласно уравнениям (2.44). При $S_5 = S_{\text{min}}$ расчет нужно вести по ходу движения ленты. Это позволяет прежде всего найти натяжение S_8 и проверить соответствие этого натяжения допустимому провесу рабочей ветви ленты. При определении натяжения S_1 необходимо учитывать несовпадение хода расчета с направлением движения ленты и изменение знаков перед слагаемыми сопротивления движению. По полученным $S_{\text{пб}}$ и $S_{\text{сб}}$ вычисляют тяговый коэффициент и угол обхвата лентой барабана. Остальные параметры определяют так же, как и при первом способе тягового расчета.

Пуск и торможение ленточного конвейера. Пуск и торможение ленточного конвейера представляют собой сложные физические процессы, зависящие от многих факторов: податливости упругой

ленты, длины конвейера, характера загруженности трассы, типа, числа, места установки двигателей, тормозов и др. Пуск конвейера должен быть осуществлен достаточно быстро, особенно в тех случаях, когда конвейер является частью транспортной системы. Вместе с тем при быстром пуске возможны пробуксовывание ленты на приводных барабанах, подъем ее под роликовыми опорами, в первую очередь над вогнутыми участками трассы, и выброс груза. Для конвейеров большой длины разгон двигателя может закончиться раньше начала движения хвостовой части ленты. Пуск конвейера большой протяженности должен длиться не менее 40 ... 60 с, что обеспечивается при использовании двигателя с фазовым ротором и большого числа пусковых сопротивлений. Для конвейеров длиной до 300 м можно применять короткозамкнутые двигатели мощностью до 100 кВт.

Быстрое торможение также приводит к пробуксовыванию ленты, а слишком продолжительное вызывает недопустимое нагревание барабана. В наклонных конвейерах лента останавливается в основном за счет тормозящего действия составляющей силы тяжести груза, находящегося на ней. Торможение горизонтальных и наклонных конвейеров большой длины, опускающих груз, характеризуется значительной продолжительностью действия и вызывает существенные трудности из-за необходимости преодоления сил инерции поступательно движущихся и вращающихся масс, а также составляющей силы тяжести груза под действием только одного тормоза.

Время пуска t_n конвейера целесообразно сравнивать со временем распространения упругой волны деформации $t_{y.в}$ от привода их хвостовой части. Оно должно составлять

$$t_n \geq (10 \dots 15) t_{y.в}. \quad (2.48)$$

Выполнение этого условия ограничивает ускорение при пуске значением 0,1 ... 0,2 м/с² или, точнее,

$$j_n \leq (0,4 \dots 0,8) v \sqrt{(\omega_n \cos \beta + \sin \beta) / (L_0 \epsilon)}, \quad (2.49)$$

где 0,4 — численный коэффициент для $L_0 > 300$ м; 0,8 — численный коэффициент для $L_0 \leq 300$ м; L_0 — длина конвейера по контуру трассы; ϵ — относительное удлинение ленты.

Для предельных углов наклона β участков подъемных конвейеров необходимо обеспечить устойчивость груза и предотвратить его сползание вниз по ленте. С этой целью вводят еще одно ограничение максимального значения пускового ускорения

$$j_{n \max} < (f_n \cos \beta - \sin \beta) g, \quad (2.50)$$

где f_n — коэффициент трения груза о ленту, при ориентировочных расчетах принимают $f_n = 0,6 \dots 0,8$.

Принято считать, что пуск и торможение ленточного конвейера совершаются с постоянными ускорениями j_n и j_t . В этом случае

натяжения набегающей $S_{нб.п}$ и сбегавшей $S_{сб.п}$ ветвей для горизонтального и подъемного ленточного конвейеров при пуске

$$\begin{aligned} S_{нб.п} &= S_{н.у} + W_{р.п} + m_p j_p; \\ S_{сб.п} &= S_{н.у} - W_{х.п} - m_x j_p \end{aligned} \quad (2.51)$$

или

$$S_{нб.п} = S_{сб.х} + W_{р.п} + W_{х.п} + (m_p + m_x) j_p;$$

при торможении

$$\begin{aligned} S_{нб.т} &= S_{н.у} - W_{р.т} - m_p j_t; \\ S_{сб.т} &= S_{н.у} + W_{х.т} + m_x j_t \end{aligned} \quad (2.52)$$

или

$$S_{нб.т} = S_{сб.т} - W_{р.т} - W_{х.т} - (m_p + m_x) j_t,$$

где $S_{н.у}$ — предварительное натяжение ленты, создаваемое натяжным устройством; $W_{р.п}$, $W_{х.п}$, $W_{р.т}$ и $W_{х.т}$ — статические силы сопротивления движению ленты соответственно при пуске и торможении на рабочей и холостой ветвях; m_p и m_x — массы поступательно движущихся и приведенных к ленте вращающихся (ролики опор) частей соответственно для рабочей и холостой ветвей; j_p и j_t — ускорения переносного движения ленты при пуске и торможении.

Коэффициент сопротивления при пуске ω_p увеличивают до $\omega_p = (1,2 \dots 1,5) \omega$, причем большее значение принимают для тяжелых условий работы при наличии абразивной пыли. Статические силы сопротивления определяют известным методом с приближенным учетом местных потерь тягового усилия (на поворотных барабанах, пунктах загрузки и др.) при помощи обобщенного коэффициента $k_{об}$:

Длина конвейера, м	10	20	30	40	50	100	200	300	500	1000
										и более
$k_{об}$	4,5	3,2	2,8	2,6	2,4	1,7	1,5	1,4	1,3	1,1

Таким образом, для конвейера, работающего на подъем при пуске,

$$W_{р.п} \approx k_{об} (q_0 + q_p + q) g L_r \omega_{р.п} + (q_0 + q) g H; \quad (2.53)$$

$$W_{х.п} \approx k_{об} (q_0 + q'_p) g L_r \omega_{х.п} - q_0 g H,$$

при торможении

$$W_{р.т} \approx k_{об} (q_0 + q_p + q) g L_r \omega_{р.т} - (q_0 + q) g H; \quad (2.54)$$

$$W_{х.т} \approx k_{об} (q_0 + q_p) g L_r \omega_{х.т} + q_0 g H,$$

где L_r — полная длина горизонтальной проекции конвейера, м; $\omega_{р.п}$ и $\omega_{х.п}$ — коэффициенты сопротивления при пуске для верхней и нижней ветвей.

Для опускных конвейеров знаки перед вторыми членами уравнений (2.53) и (2.54) заменяют на обратные.

Приведенные массы поступательно движущихся частей обычно определяют без учета вращающихся масс приводного, натяжного и отклоняющих барабанов, тогда

$$m_p = (q_0 + k_{п} q_p + q) L_0, \quad m_x = (q_0 + k_{п} q'_p) L_0, \quad (2.55)$$

где $k_{\Pi} = 0,8 \dots 0,9$ — коэффициент инерции, учитывающий несовпадение среднего диаметра распределения массы вращающихся частей роликов с их наружным диаметром; L_0 — полная длина конвейера или расстояние по контуру трассы между концевыми барабанами.

На практике принимают $k_{\Pi} = 1,0$, компенсируя тем самым неучитываемые в формулах (2.55) вращающиеся массы барабанов, что для конвейеров большой длины создает некоторое завышение значений m_p и m_x .

Полученные выше зависимости позволяют написать выражения для определения приведенных к валу электродвигателя крутящих моментов:

при пуске

$$M_{\Pi} = (1,1 \dots 1,2) J_1 \frac{d\omega}{dt} + (S_{\text{нб. п}} - S_{\text{сб. п}}) \frac{D}{2} \frac{1}{u_0 \eta_0}; \quad (2.56)$$

при торможении с передачей энергии к барабану

$$M_{\tau} = (1,1 \dots 1,2) J_1 \frac{d\omega}{dt} - (S_{\text{нб. т}} - S_{\text{сб. т}}) \frac{D}{2} \frac{1}{u_0 \eta_0}; \quad (2.57)$$

при торможении с передачей энергии от барабана

$$M_{\tau} = (1,1 \dots 1,2) J_1 \frac{d\omega}{dt} - (S_{\text{нб. т}} - S_{\text{сб. т}}) \frac{D}{2} \frac{\eta_0}{u_0}, \quad (2.58)$$

где J_1 — момент инерции вращающихся на валу электродвигателя масс; $d\omega/dt$ — угловое ускорение вала электродвигателя; u_0 — передаточное число привода; η_0 — КПД передач привода.

Энергия (или крутящий момент) передается приводом в сторону барабана при пуске конвейера и торможении, если

$$F_{\text{ин}} - \sum W_{\tau} < 0. \quad (2.59)$$

Энергия при торможении может передаваться и от барабана, т. е. в обратном направлении, если

$$F_{\text{ин}} - \sum W_{\tau} > 0. \quad (2.60)$$

Модуль силы инерции поступательно движущихся частей конвейера

$$F_{\text{ин}} = (m_p + m_x) j_{\tau}, \quad (2.61)$$

а суммарная сила сопротивления движению ленты при торможении

$$\sum W_{\tau} = W_{p, \tau} + W_{x, \tau}. \quad (2.62)$$

Благодаря тому, что пуск, а также торможение ленточного конвейера происходят с малоизменяющимися во времени ускорениями, которые можно принять приблизительно постоянными, т. е.

$$d\omega/dt = \epsilon_{\text{п, т}} = \omega_{\text{дв}}/t_{\text{п, т}} = \text{const},$$

определяют фактическое время пуска для выбранного по статической мощности [формула (2.46)] электродвигателя

$$t_{\text{п}} = \frac{(1,1 \dots 1,2) J_{\text{Г}} \omega_{\text{ДВ}}}{M_{\text{п}} - 0,5 (S_{\text{нб. т}} - S_{\text{сб. п}}) D / (u_0 \eta_0)}, \quad (2.63)$$

где $\omega_{\text{ДВ}}$ — номинальная угловая скорость двигателя, с^{-1} ; $\epsilon_{\text{п. т}}$ — угловое ускорение при пуске или торможении; $M_{\text{п}}$ — крутящий момент на валу двигателя при пуске, равный среднему пусковому моменту $M_{\text{п. ср}}$ выбранного двигателя.

Для двигателя с фазовым ротором

$$M_{\text{п. ср}} \approx (1,5 \dots 1,6) M_{\text{н}}, \quad (2.64)$$

для двигателя с короткозамкнутым ротором

$$M_{\text{п. ср}} \approx (0,7 \dots 0,8) M_{\text{ДВ max}}, \quad (2.65)$$

где $M_{\text{н}}$ и $M_{\text{ДВ max}}$ — номинальный и максимальный моменты двигателя; значения $M_{\text{н}}$ и $M_{\text{ДВ max}}$ выбирают по каталожным данным.

Если пуск конвейера окажется слишком быстрым, а условия (2.49), (2.50) не будут выполнены, следует выбрать другой удовлетворяющий всем необходимым требованиям двигатель или увеличить число пусковых ступеней сопротивления для двигателя с фазовым ротором.

При известном тормозном моменте из зависимостей (2.57) и (2.58) определяют время торможения ленты конвейера. В случае необходимости можно ввести соответствующие коррективы в параметры тормозного устройства.

Для расчета ленточного конвейера на кафедре «Подъемно-транспортные машины» МВТУ им. Н. Э. Баумана разработана схема моделирующего алгоритма (рис. 2.28). После пуска ЭВМ осуществляются следующие операции.

1. Ввод исходных данных:

Q — расчетная производительность конвейера, т/ч;

$\{B_i\}$, $\{v\}$ — множества значений из нормальных рядов ширины и скорости движения ленты по ГОСТу;

ρ , φ , a'_{max} , $c_{\text{гр}} = 1$ (груз рядовой), $c_{\text{гр}} = 0$ (груз сортированный) — характеристики груза;

$\{L_i\}$, $\{H\}$ — множества значений горизонтальных проекций длин и высот участков трассы;

N_0 , $N_{\text{раб1}}$, N_k — номера характерных точек трассы — начальной, первой, на рабочей ветви и конечной, отсчитываемых от сбегающей ветви на приводном барабане;

α_0 , $l_{0\text{п}}$, D_p , m_p — характеристики роликкоопор;

k_p , $i_{\text{п}}$, δ_1 , δ_2 , $\delta_{\text{л}}$ — характеристики ленты;

$\{\omega\}$ — множества значений коэффициента сопротивления на характерных участках трассы;

$l_1 = l_2 = l_3 = 0$ — логические переменные.

2. Определение углов наклона участков трассы, коэффициентов S_B , A_Q , B_Q , ширины ленты $B_{\text{Г}}$.

3. Вывод на дисплей (печать) значений $B_{\text{Г}}$, а также B_j и $B_j \in \{B\}$, где j — номер элемента множества $\{B\}$, при котором $B_j < B_{\text{Г}} < B_{j+1}$.

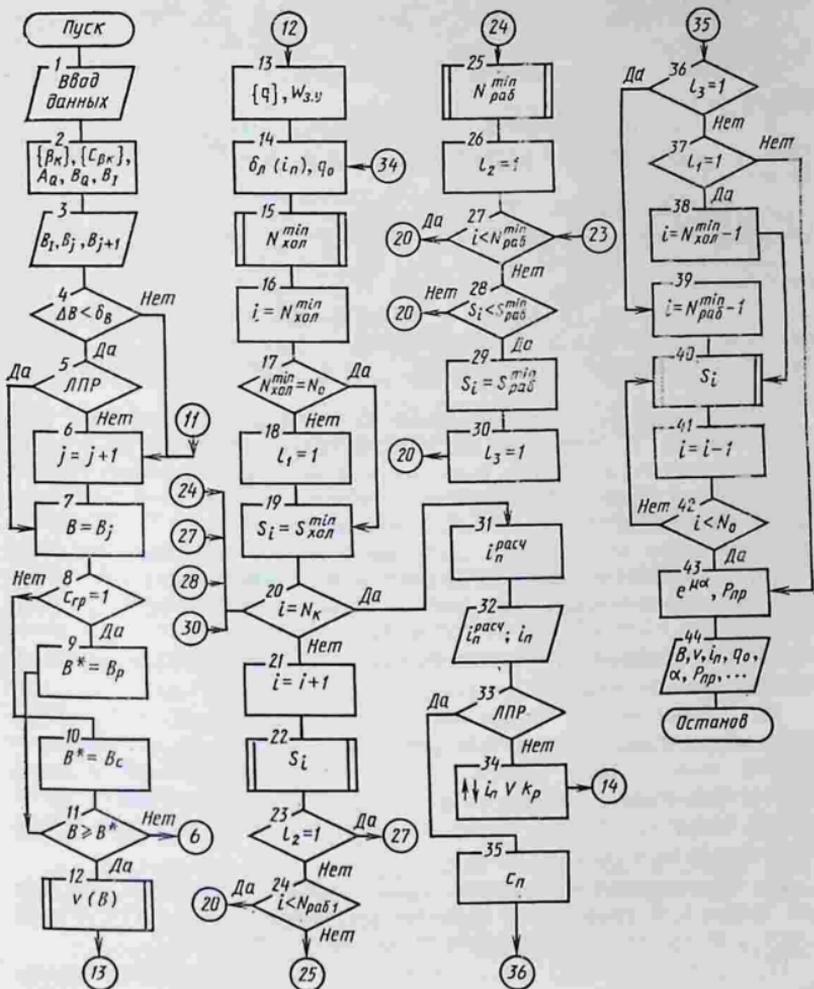


Рис. 2.28. Схема алгоритма для расчета ленточного конвейера

4. Сравнение $\Delta B = B_1 - B_j$ с заданной погрешностью δ_B , допустимой при определении ширины. При $\Delta B < \delta_B$ управление передается лицу, принимающему решение (ЛПР); при $\Delta B \geq \delta_B$ — блоку 6.

5. ЛПР, несмотря на условие $B_j < B_1$, может согласиться с полученным значением B_j и передать управление блоку 7; если ЛПР не соглашается с этим условием, то управление передается блоку 6.

6. Увеличение порядкового номера j на единицу приводит к дальнейшему рассмотрению ленты с увеличенной шириной.

7. Выбор ширины ленты из нормального ряда по ГОСТ (операция присваивания).

8. Оценка кусковатости транспортируемого груза. Для рядового груза управление передается блоку 9, для сортированного — блоку 10.

9. Расчет ширины ленты B_p по условию кусковатости для рядового груза с последующей передачей управления блоку 11.

10. Расчет ширины ленты B_c по условию кусковатости для сортированного груза с передачей управления блоку 11.

11. Сравнение полученной ширины ленты со стандартным ближайшим значением. При выполнении условия $B \geq B^*$ управление передается блоку 12, при его невыполнении — блоку 6.

12. Обращение к подпрограмме корректировки значения скорости ленты v , которая предусматривает пересчет принятого в начале расчета значения, с последующим округлением его обычно в большую сторону до значения из множества $\{v\}$, а также проверку возможности обеспечения заданного значения Q . В случае необходимости может быть выбрано большее значение $v \in \{v\}$.

13. Определение множества значений распределенных масс $\{q\}$ и силы сопротивления движению ленты в загрузочном устройстве $W_{a.y}$.

14. Определение толщины $\delta_n (i_n)$ и распределенной массы q_0 ленты.

15. Обращение к подпрограмме определения номера $N_{хол}^{min}$ точки с минимальным натяжением на холостой ветви. Подпрограмма может либо обеспечить сравнение натяжений в двух задаваемых точках, либо дать определение натяжений во всех точках холостой ветви с целью отыскания в обоих случаях точки с минимальным натяжением $N_{хол}^{min}$.

16. Присваивание значения $N_{хол}^{min}$ текущему номеру характерной точки i , в результате чего все расчеты следует начинать от точки с наименьшим натяжением на холостой ветви.

17. Сравнение $N_{хол}^{min}$ и N_0 , согласно которому устанавливается, находится ли точка с минимальным натяжением в начале трассы. При равенстве сравниваемых значений она находится в начале трассы, и управление передается блоку 19, если нет — блоку 18.

18. Присваивание логической переменной значения $I_1 = 1$, что означает: точка с минимальным натяжением находится не в начале холостой ветви трассы.

19. Присваивание натяжению в i -й точке трассы минимально допустимого значения для холостой ветви $S_i = S_{хол}^{min}$, ограниченного стрелой провеса.

20. Проверка равенства номера i рассматриваемой точки с номером N_n конечной (последней) характерной точки, т. е.

если точка находится в конце трассы («да»), то управление передается блоку 31, в противном случае («нет») — блоку 21.

21. Переход к следующей характерной точке трассы $i = i + 1$.

22. Обращение к подпрограмме определения натяжений в точках трассы, в том числе и натяжения S_i в i -й точке.

23. Проверка равенства $l_2 = 1$. Если условие выполнено, управление передается блоку 27, если нет — блоку 24.

24. Проверка путем сравнения номеров точек рассматриваемой и первой на рабочей ветви условия ненахождения рассматриваемой точки на рабочей ветви. Если условие выполняется, управление передается блоку 20, если нет — блоку 25.

25. Обращение к подпрограмме определения номера точки с минимальным натяжением на рабочей ветви. Подпрограмма обеспечивает определение натяжений во всех характерных точках трассы рабочей ветви, затем определение точки с минимальным натяжением $N_{\text{раб}}^{\text{min}}$, которое может быть включено в исходные данные.

26. Присваивание логической переменной $l_2 = 1$, что свидетельствует об определении номера точки с минимальным натяжением на рабочей ветви $N_{\text{раб}}^{\text{min}}$.

27. Путем сравнения номеров точек определяется, находится ли рассматриваемая точка в месте с минимальным натяжением. Если «да», то управление передается блоку 20, если «нет» — 28.

28. Сравнение значений натяжения в i -й точке с $S_{\text{раб}}^{\text{min}}$ для рабочей ветви. Если $S_i < S_{\text{раб}}^{\text{min}}$ («да»), то управление передается блоку 29, если «нет» — блоку 20.

29. Присваивание натяжению в i -й точке значения $S_i = S_{\text{раб}}^{\text{min}}$ по условию ограничения стрелы провеса ленты.

30. Присваивание логической переменной l_3 значения 1, т. е. натяжения во всех точках трассы с $N_{\text{раб}}^{\text{min}}$ необходимо пересчитать.

31. Определение расчетного числа прокладок в ленте $i_{\text{п}}^{\text{расч}}$, удовлетворяющего необходимому запасу прочности по значению S_{max} , которое находится в точке с номером N_h (блок 20).

32. Вывод на дисплей (печать) значения $i_{\text{п}}^{\text{расч}}$ и заданного числа прокладок $i_{\text{п}}$.

33. ЛПР оценивает представленную информацию. В случае удовлетворительного решения задачи управление передается блоку 35, если нет — блоку 34.

34. ЛПР изменяет число $i_{\text{п}}$ или материал прокладок, т. е. значение предела прочности $k_{\text{р}}$, либо и $i_{\text{п}}$ и $k_{\text{р}}$, после чего управление передается блоку 14.

35. Определение фактического запаса прочности ленты.

36. Проверка равенства логической переменной $l_3 = 1$. Если условие выполнено, то управление передается блоку 39, если нет — блоку 37.

37. Проверка равенства логической переменной $l_1 = 1$, если «да», то управление передается блоку 38, если «нет» — блоку 43.

38. Определение номера точки на трассе холостой ветви, от которой нужно пересчитывать натяжения.

39. Определение номера точки на трассе рабочей ветви, от которой нужно пересчитывать натяжения S_i .

40. Обращение к подпрограмме определения S_i .

41. Переход к точке (путем уменьшения ее номера на единицу), находящейся ближе номера N_0 .

42. Проверка условия: если номер рассматриваемой точки меньше минимального номера N_0 , то управление передается блоку 43, если «нет» — блоку 40.

43. Определение значений тягового коэффициента $e^{\mu\alpha}$ и мощности привода $P_{пр}$.

44. Вывод на дисплей (печать) значений всех рассчитываемых величин.

2.1.9. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Расчитать ленточные конвейеры, предназначенные для подачи дробленого каменного угля к бункерной эстакаде электростанции.

Исходные данные. Транспортируемый груз — рядовой среднекусковой каменный уголь. По схеме трассы конвейеры являются наклонно-горизонтальными и снабжены в верхней горизонтальной части двухбарабанными сбрасывающими тележками, обеспечивающими фронт разгрузки длиной 100 м. Благодаря дублированию транспортных линий суточная работа каждого из двух одинаковых конвейеров не превышает 12 ... 13 ч. Конвейеры установлены в закрытом помещении со средними условиями эксплуатации.

Расчетная производительность каждого конвейера (см. рис. 2.27) $Q = 420$ т/ч; размеры участков трассы: $L_{1Г} = 120$ м; $L_{2Г} = 100$ м; $L_{3Г} = 4$ м; $L_{4Г} = 96$ м; $L_{5Г} = 110$ м; $L_{6Г} = 10$ м; $H = 20$ м; $H_1 = 0,8$ м; $h_T = 1,65$ м.

Проработка задания. Крупность частиц рядового среднекускового груза находится в пределах $a' = 0 \dots 160$ мм (см. табл. 1.4), насыпная плотность $\rho = 0,6 \dots 0,95$ т/м³; угол естественного откоса для состояния покоя, равный для хорошо сыпучих грузов углу внутреннего трения $\varphi = \arctg(0,51 \dots 1)$. За наименьшим других данных следует принять средние значения этих параметров, т. е. $\rho = 0,8$ т/м³ и $\varphi = 38^\circ$. Угол наклона участка трассы $\beta = \arctg(H/L_{2Г}) = \arctg(20/100) = 11^\circ 20'$ или $\beta = 0,1978$ рад. У приводного барабана установлен отклоняющий барабан, увеличивающий угол обхвата ленты, на перегибе нижней ветви ленты — поворотный барабан, а на перегибе верхней ветви — роликотная батарея. На верхней ветви ленты применены трехроликовые опоры с углом наклона боковых роликов $\alpha_6 = 30^\circ$.

Определение ширины ленты. По аналогии с существующими конвейерами ширина ленты для заданной производительности не должна превышать 1200 мм, тогда скорость ленты с учетом ограничений, вводимых из-за применения барабанной сбрасывающей тележки, для малоабразивных среднекусковых грузов (угля) может быть принята $v_T = 2$ м/с (см. с. 55). Согласно формуле (2.32) требуемая ширина ленты равна

$$B_T = \frac{1}{k_B^2} \sqrt{\frac{Q}{(A_Q + B_Q C_B \operatorname{tg} \varphi_{н\sigma})}} =$$
$$= \frac{1}{0,9^2} \sqrt{\frac{420}{(380,6 + 497,0 \cdot 0,47 \cdot 0,649) 2 \cdot 0,8}} = 0,867 \text{ м,}$$

где

$$A_Q \approx 300 \frac{\sin \alpha_6 - 0,33 \sin 3\alpha_6}{1 - \cos \alpha_6} = 300 \frac{\sin 30^\circ - 0,33 \sin (3 \cdot 30^\circ)}{1 - \cos 30^\circ} = 380,6;$$

$$B_Q \approx 66,7 \left(\frac{\sin 1,5\alpha_6}{\sin 0,5\alpha_6} \right)^2 = 66,7 \left[\frac{\sin (1,5 \cdot 30^\circ)}{\sin (0,5 \cdot 30^\circ)} \right]^2 = 497,0;$$

$$C_\beta \approx \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \varphi_H} \right)^2 \cos \beta = \left(1 - \frac{\operatorname{tg} 11^\circ 20'}{\operatorname{tg} 33^\circ} \right)^2 \cos 11^\circ 20' = 0,47;$$

$\varphi_H \approx 0,75 \dots 1,0$ φ — угол насыпки груза на ленте (см. с. 124); если взять среднее значение, то $\varphi_H \approx 0,87\varphi = 0,87 \cdot 38^\circ = 33^\circ$.

Проверяя ширину ленты по гранулометрическому составу для рядовых грузов, получаем

$$B \geq 2a'_{\max} + 200 = 2 \cdot 160 + 200 = 520 < 867 \text{ мм.}$$

В соответствии со стандартом лента должна иметь ширину 800 или 1000 мм. Так как меньшее значение приведет к перегрузке ленты, выбираем $B = 1000$ мм. Существенное увеличение ширины ленты по сравнению с первоначальной расчетной требует обязательного пересчета скорости. На основании формулы (2.28) новое значение скорости равно

$$v_{\text{нов}} = \frac{B_1^2}{B^2} v_1 = \frac{0,867^2}{1,0^2} 2 = 1,5 \text{ м/с.}$$

Согласно нормальному ряду (см. с. 125) окончательно $v = 1,6$ м/с.

Для конвейера с барабанной сбрасывающей тележкой снижение скорости благоприятно повлияет на увеличение срока службы ленты.

Расчетное значение коэффициента использования ленты ($B = 1000$ мм; $v = 1,6$ м/с) $k_B = 0,87$, что свидетельствует о хорошем заполнении ленты грузом.

Определение параметров роликовых опор. Шаг роликовых опор выбран постоянным (см. с. 125); для верхней ветви $l_p = 1,3$ м, для нижней $l_{p1} = 3,0$ м.

Диаметр роликов опор следует назначать по табл. 2.2 при условии исключения резонансных явлений (см. табл. 2.3). В этом случае для обеих ветвей можно принять ролики среднего типа с одинаковым значением диаметра $D_p = 133$ мм. По формулам (2.35) и (2.36) рассчитывают массы вращающихся частей трехроlikовой m_p и однороликовой m'_p опор:

$$m_p \approx [A_m + B_m (B - 0,4)] D_p^2 \cdot 10^{-4} = [10 + 10 (1,0 - 0,4)] 133^2 \cdot 10^{-4} = 28,3 \text{ кг;}$$

$$m'_p \approx [6 + 14 (B - 0,4)] D_p^2 \cdot 10^{-4} = [6 + 14 (1,0 - 0,4)] 133^2 \cdot 10^{-4} = 25,8 \text{ кг.}$$

Расчет распределенных масс. Распределенные массы транспортируемого груза

$$q = Q/(3,6v) = 420/(3,6 \cdot 1,6) = 72,9 \text{ кг/м;}$$

вращающихся частей опор верхней ветви

$$q_p = m_p/l_p = 28,3/1,3 = 21,8 \text{ кг/м;}$$

вращающихся частей опор нижней ветви

$$q'_p = m'_p/l_{p1} = 25,8/3,0 = 8,6 \text{ кг/м.}$$

Толщину ленты определяют по формуле (2.2):

$$\delta_{\Pi} = i_{\Pi} \delta_{\Pi} + \delta_1 + \delta_2 = 5 \cdot 1,1 + 2,0 + 6 = 13,5 \text{ мм,}$$

где $\delta_1 = 6$ мм — толщина рабочей обкладки см. с. 96); $\delta_2 = 2,0$ мм — толщина нерабочей обкладки; $\delta_{\Pi} = 1,1$ мм — толщина прокладки с резиновой прослойкой из полиамидных нитей (см. табл. 2.1); $i_{\Pi} = 5$ — число прокладок (взято максимально возможное значение из рекомендуемого ряда, см. с. 95).

Отсюда по формуле (2.1)

$$q_0 = 1,13 \cdot 10^{-3} B \delta_{\Gamma} = 1,13 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 \cdot 13,5 = 15,3 \text{ кг/м.}$$

Выбор коэффициентов и определение местных сил сопротивления движению ленты. При эксплуатации в средних условиях коэффициенты сопротивления на рядовых роликовых опорах (см. табл. 2.4); для верхней ветви $\omega_p = 0,025$, для нижней $\omega_x = 0,022$; соответственно на отклоняющих барабанах, установленных на подшипниках качения (см. с. 63) с учетом силы сопротивления ленты изгибу по формуле (1.93); у приводного барабана $\omega_{п1} = 0,03$, на перегибе нижней ветви (поворотном барабане) $\omega_{п2} = 0,02$, на натяжном барабане с углом поворота 180° $\omega_{п3} = 0,06$, на выпуклом перегибе (роликовой батарее) $\omega_{вып} = \omega_p \beta_{рад} = 0,025 \cdot 0,1978 = 0,005$.

Силу сопротивления в пункте загрузки определяют по формуле (2.20):

$$W_{з.у} = \frac{Q f_{\Gamma} (v - v_1)}{3,6 (f_{\Gamma} - \text{tg} \beta - k_G / \delta)} = \frac{420 \cdot 0,63 (1,6 - 0,8)}{3,6 (0,63 - \text{tg} 11^\circ 20' - 0,25 \cdot 0,5)} = 193 \text{ Н,}$$

где $f_{\Gamma} = 0,63$, $i_G = 0,5$ — коэффициенты внешнего трения угля по резиновой ленте и по стальным бортам (см. табл. 1.4); v_1 — проекция составляющей средней скорости струи материала на направление ленты; k_G — коэффициент бокового давления груза на бортовые направляющие.

Ориентировочное значение скорости можно рассчитать по формуле (см. с. 117) или же, что является более точным, установить его на основе опытных данных или метода аналогий. В рассматриваемом случае $v_1 \approx 0,5v = 0,5 \cdot 1,6 = 0,8 \text{ м/с}$.

Коэффициент бокового давления определяют по формуле

$$k_G = \frac{h_{ср}}{b_{ср}} = \frac{Q}{3600 b_{ср}^2 v_{ср} \rho} = \frac{420}{3600 \cdot 0,7^2 \cdot 1,2 \cdot 0,8} = 0,25,$$

где $b_{ср} \approx 0,7 B = 0,7 \cdot 1,0 = 0,7 \text{ м}$ (см. рис. 2.16, а); $r_{ср} \approx 0,5 (v + v_1) = 0,5 (1,6 + 0,8) = 1,2 \text{ м/с}$.

Длина конвейера составляет около 200 м, поэтому силу сопротивления движению ленты на очистном устройстве можно не учитывать.

Определение точек с наименьшим натяжением ленты. Необходимость этого определения связана с характером настоящего расчета (проектного), предусматривающего выявление значения тягового коэффициента $e^{\mu \alpha}$ и схемы фрикционного привода. Для нижней ветви ленты наименьшее натяжение может быть только в двух точках: 1 и 5 (см. рис. 2.27). Согласно формуле (2.47)

$$\frac{q_0 H}{(q_0 + q_p) (L_{1r} + L_{2r})} = \frac{15,3 \cdot 20}{(15,4 + 8,6) \cdot (120 + 100)} = 0,58 > \omega_x = 0,022.$$

Следовательно, $S_5 = S_{\min}$.

При выполнении условия ограничения стрелы провеса для нижней ветви по формуле (2.17) находим

$$S_{x \min} \geq 10 q_0 l_{p1} g = 10 \cdot 15,4 \cdot 3,0 \cdot 9,81 = 4532 \text{ Н.}$$

Таким образом, $S_5 = S_{\min} = 4532 \text{ Н}$. Согласно формуле (2.44)

$$S_6 = S_5 + W_{п.з} = S_5 + S_5 \omega_{п.з} = S_5 (1 + \omega_{п.з}) = 4532 (1 + 0,06) = 4804 \text{ Н;}$$

$$S_7 = S_6 + (q_0 + q_p) g L_{зr} \omega_p + q_0 g H_1 = 4804 + (15,3 + 21,8) 9,81 \cdot 4 \cdot 0,025 + 15,3 \cdot 9,81 \cdot 0,8 = 4961,4 \text{ Н;}$$

$$S_8 = S_7 + W_{з.у} = 4961,4 + 193,0 = 5154,4 \text{ Н.}$$

Условие ограничения стрелы провеса рабочей ветви выполняется при

$$S_{p \min} \geq 10 (q_0 + q) l_{pg} = 10 (15,3 + 72,9) 1,3 \cdot 9,81 = 11 261 \text{ Н.}$$

Так как $S_8 = 5154,4 \text{ Н} < S_{p \text{ min}} = 11\,261 \text{ Н}$, необходимо принять $S_8 = 11\,261 \text{ Н}$ в качестве исходного значения.

Определение натяжений в характерных точках трассы конвейера (собственно тяговый расчет) и необходимого числа прокладок. При обходе трассы по направлению движения ленты и использовании формул (2.44)

$$\begin{aligned} S_9 &= S_8 + (q_0 + q_p + q) g L_{4r} w_p + (q_0 + q_p) (H - H_1) g = \\ &= 11261 + (15,3 + 21,8 + 72,9) 9,81 \cdot 96 \cdot 0,025 + \\ &\quad + (15,3 + 72,9) (20 - 0,8) 9,81 = 30484,7 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{10} &= S_9 + W_{\text{вып}} = S_9 + S_9 w_{\text{вып}} = S_9 (1 + w_{\text{вып}}) = \\ &= 30484,7 (1 + 0,005) = 30637 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{11} &= S_{10} + (q_0 + q_p + q) g L_{5r} w_p = 30637 + (15,3 + 21,8 + 72,9) 9,81 \cdot 110 \cdot 0,025 = \\ &= 33607 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{12} &= (S_{11} + q g h_T) (1 + w_{\text{п.з}})^2 = (33607 + \\ &\quad + 72,9 \cdot 9,81 \cdot 1,65) (1 + 0,06)^2 = 39087 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{13} &= S_{12} + (q_0 + q_p + q) g L_{6r} w_p = 39087 + (15,3 + 21,8 + 72,9) 9,81 \cdot 10 \cdot 0,025 = \\ &= 39357 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Натяжение S_{13} является наибольшим и расчетным натяжением, необходимым для определения числа прокладок резиноктаневой ленты согласно формуле (2.3)

$$i_{\Pi} = S_{\text{max}} C_{\Pi} / (k_p B) = 39357 \cdot 9 / (100 \cdot 1000) = 3,54,$$

где $C_{\Pi} = 9$ — коэффициент запаса прочности, значение которого для наклонных конвейеров соответствует сравнительно малому числу прокладок (см. с. 95); $k_p = 100 \text{ Н/мм}$ — предел прочности для ткани из комбинированных нитей ТА-100 с толщиной прокладки $\delta_{\Pi} = 1,1 \text{ мм}$, как это было принято в начале расчета (см. табл. 2.1).

Предварительно выбранная лента имеет почти две лишние прокладки. В этой связи число прокладок необходимо сократить до $i_{\Pi} = 4$ и, пересчитав распределенную массу ленты, повторить тяговый расчет. Тогда

$$\begin{aligned} \delta_T &= i_{\Pi} \delta_{\Pi} + \delta_1 + \delta_2 = 4 \cdot 1,1 + 6,0 + 2,0 = 12,4 \text{ мм}; \\ q_0 &= 1,13 \cdot 10^{-3} B \delta_T = 1,13 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 \cdot 12,4 = 14 \text{ кг/м}. \end{aligned}$$

Отсюда на основании приведенных выше зависимостей

$$S_{p \text{ min}} \geq 10 (q_0 + q) l_p g = 10 (14 + 72,9) 1,3 \cdot 9,81 = 11082,4 \text{ Н};$$

$$S_8 = S_{p \text{ min}} = 11082,4 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned} S_9 &= S_8 + (q_0 + q_p + q) g L_{4r} w_p + (q_0 + q) (H - H_1) g = \\ &= 11082,4 + (14 + 21,8 + 72,9) 9,81 \cdot 96 \cdot 0,025 + \\ &\quad + (14 + 72,9) (20 - 0,8) 9,81 = 30009,4 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$S_{10} = S_9 (1 + w_{\text{вып}}) = 30009,4 (1 + 0,005) = 30159 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned} S_{11} &= S_{10} + (q_0 + q_p + q) g L_{5r} w_p = 30159 + (14 + 21,8 + 72,9) 9,81 \cdot 110 \times \\ &\quad \times 0,025 = 33091 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{12} &= (S_{11} + q g h_T) (1 + w_{\text{п.з}})^2 = (33091 + \\ &\quad + 72,9 \cdot 9,81 \cdot 1,65) (1 + 0,06)^2 = 38507 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{13} &= S_{12} + (q_0 + q_p + q) g L_{6r} w_p = 38507 + (14 + 21,8 + 72,9) 9,81 \times \\ &\quad \times 10 \cdot 0,025 = 38774 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Отсюда

$$S_{\max} = S_{\text{нб}} = S_{13} = 38774 \text{ Н.}$$

Уточненное расчетное число прокладок для ленты с тканью ТА-100 составит

$$i_{\Pi} = S_{\max} C_{\Pi} / (k_p B) = 38774 \cdot 0,9 / (100 \cdot 1000) = 3,49,$$

$$\text{т. е. } i_{\Pi} = 4.$$

Таким образом, фактический запас прочности ленты

$$C_{\Pi} = \frac{k_p B i_{\Pi}}{S_{\max}} = \frac{100 \cdot 10000 \cdot 4}{38774} = 10,3.$$

Увеличенный запас прочности ленты повысит ее срок службы. Использование ленты с $i_{\Pi} = 3$ снизит запас прочности до 7,7, что считается недопустимым, особенно для наклонных конвейеров.

Для определения натяжения на нижней ветви ленты производят обход трассы против направления движения ленты:

$$S_7 = S_8 - W_{3, y} = 11082,4 - 193 = 10889,4 \text{ Н;}$$

$$S_6 = S_7 - (q_0 + q_p) g L_{3r} \omega_p + q_0 g H_1 = 10889,4 - (14 + 21,8) 9,81 \cdot 4 \cdot 0,025 + \\ + 14 \cdot 9,81 \cdot 0,8 = 10964,2 \text{ Н;}$$

$$S_5 = S_6 / (1 + \omega_{п.з}) = 10964,2 / (1 + 0,06) = 10344 \text{ Н;}$$

$$S_4 = S_5 - (q_0 + q'_p) g L_{2r} \omega_x + q_0 g H = 10344 - (14 + 21,8) 9,81 \cdot 100 \cdot 0,022 + \\ + 14 \cdot 9,81 \cdot 20 = 12318,2 \text{ Н;}$$

$$S_3 = S_4 - W_{п2} = S_4 / (1 + \omega_{п2}) = 12318,2 / (1 + 0,02) = 12076 \text{ Н;}$$

$$S_2 = S_3 - (q_0 + q'_p) g L_{1r} \omega_x = 12076 -$$

$$- (14 + 21,8) 9,81 \cdot 120 \cdot 0,022 = 11152 \text{ Н;}$$

$$S_1 = S_2 - W_{п1} = S_2 / (1 + \omega_{п1}) = 11152 / (1 + 0,03) = 10827 \text{ Н;}$$

$$S_{сб} = S_1 = 10827 \text{ Н.}$$

Определение тягового коэффициента, схема фрикционного привода и мощности двигателя. Согласно формуле (2.8)

$$(e^{\mu_0 \alpha} - 1) = (S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}}) k_{сц} / S_{\text{сб}} = (38774 - 10827) 1,3 / 10827 = 3,36,$$

где $k_{сц} = 1,3$ — коэффициент запаса сцепления.

Отсюда $e^{\mu_0 \alpha} = 3,36 + 1 = 4,36$.

Для средних условий работы в сухом помещении на футерованном резиной барабане $\mu_0 = 0,4$ и $\alpha = (\ln 4,36) / 0,4 = 3,68$ рад $\approx 210^\circ$.

Такой угол обхвата можно получить на однобарабанном приводе с помощью дополнительного отклоняющего барабана.

Необходимая мощность привода

$$P_{\text{пр}} = \frac{k_3 (S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}}) v}{1000 \eta_0 \eta_б} = \frac{1,1 (38774,0 - 10827,0) 1,6}{1000 \cdot 0,9 \cdot 0,94} = 58,1 \text{ кВт,}$$

где $k_3 = 1,1$ — коэффициент запаса мощности; $\eta_0 = 0,9$ — КПД передач привода; $\eta_б = 0,94$ — КПД барабана.

По полученным данным следует построить диаграмму изменения натяжений в ленте (см. рис. 2.27).

Определение остальных параметров конвейера: расчет натяжного устройства, выбор электродвигателя, расчет режимов пуска и торможения — производится по зависимостям, представленным в настоящей главе.

2.1.10. КОНВЕЙЕРЫ С ВОЗДУШНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ ЛЕНТЫ (НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ)

Применение конвейеров с воздушным подвешиванием ленты обусловлено соблюдением следующих двух условий: система должна быть устойчивой; расход энергии должен быть таким же или уменьшенным по сравнению с расходом энергии обычными конвейерами и роликами.

При использовании воздушной подушки не требуется высокого давления. Для создания воздушной подушки при желобчатой ленте конвейера воздушную камеру (эмиттер) располагают в центральной части вдоль продольной оси желоба. Поперечное сечение эмиттера должно быть значительным, чтобы избежать больших потерь давления и обеспечить удовлетворительное распределение воздушной подушки по всей длине ленты.

При правильном подборе мощности вентилятора, размеров эмиттера и отверстий в настиле можно получить устойчивую подушку при различных условиях эксплуатации, незначительном расходе воздуха и энергии.

Нижняя ветвь конвейера опирается на обычные поддерживающие ролики. Воздушную подушку можно применять и на нижней ветви.

Уменьшение обобщенного коэффициента сопротивления перемещению до 0,01 позволяет получить более легкую конструкцию и сэкономить капиталовложения.

Основным преимуществом конвейеров на воздушной подушке является автоматическое самоцентрирование ленты, так как центр тяжести транспортируемого груза стремится занять низшее положение. Реверсирование такого конвейера просто и не создает каких-либо дополнительных проблем. Скорость истечения воздуха из отверстий настила составляет несколько метров в секунду, что обеспечивает бесшумность работы конвейера.

Конвейеры на воздушной подушке успешно применяют для транспортирования зерна и муки на предприятиях пищевой промышленности. Воздух подается под избыточным давлением около 7 кПа.

Давление воздуха на расстоянии x (см. рис. 2.6) от эмиттера

$$p_{\Delta} = kp_2 \Delta x/x,$$

где k — коэффициент пропорциональности; Δx — зазор на расстоянии x от эмиттера; p_2 — давление на выходе эмиттера 4.

Допустимое минимальное давление

$$|p_{\Delta}| = q_{p.л} \pm q_{ш},$$

где $q_{г.л}$ и $q_{п}$ — вес ленты с грузом и реакция упругонатянутой ленты при прогибании, отнесенные к площади поверхности ленты.

В первом приближении для лент I с малым числом прокладок величиной $q_{п}$ можно пренебречь.

Мощность (кВт) воздуходувной машины

$$P = BL\psi P_{уд}k_a/\eta_{в.м.},$$

где B — ширина ленты, м; L — длина конвейера, м; $P_{уд}$ — удельная мощность; $P_{уд} = 0,5 \dots 2$ кВт/м²; $\psi \leq 1$ — коэффициент заполнения грузом ленты; k_a — коэффициент запаса; $\eta_{в.м.}$ — КПД воздуходувной машины.

2.2. ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ И ЭСКАЛАТОРЫ

2.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия, разновидности. Пластинчатыми называют конвейеры, перемещающие грузы I (рис. 2.29, а) на настиле 2, образованном из отдельных пластин 3 (рис. 2.29, б), как правило, неподвижно прикрепленных к гибкому тяговому элементу 4 (рис. 2.29, б—н) или составляющих одно целое с ним (рис. 2.29, б).

Для транспортирования штучных и волокнистых грузов на короткие расстояния и с малой скоростью применяют конвейеры с плоским разомкнутым (тип ПР по ГОСТ 22281—76) настилом без бортов (рис. 2.29, б), а также с настилом в виде расставленных узких планок или прутков. Такие конвейеры можно использовать и для перемещения насыпных кусковых грузов, например, корнеплодов, если зазор между пластинами (прутками, планками) меньше минимального размера куска груза.

С увеличением скорости и дальности транспортирования появляется опасность падения груза в сторону. Во избежание этого конвейеры снабжают неподвижными бортовыми направляющими — бортами 5 (рис. 2.29, в).

Установка неподвижных бортов и применение плоского сомкнутого (тип ПС, рис. 2.29, г, д) или безбортового волнистого (тип В, рис. 2.29, е, ж) настилов позволяют уменьшить просыпание груза под полотном и в стороны, благодаря чему подобные конвейеры можно использовать не только для штучных, но и для широкого диапазона насыпных кусковых грузов. Однако и при таком исполнении мелкие частицы груза просыпаются в щели между неподвижными бортами, заклиниваются в них. Возникает также добавочное сопротивление движению от трения груза о неподвижные борты.

Этих недостатков не имеют конвейеры с бортовым (лотковым) настилом (рис. 2.29, з—м), применяемые для транспортирования как штучных, так и насыпных грузов любой крупности. Бортовой волнистый настил (тип БВ, рис. 2.29, и) образуется из пластин, перекрывающих друг друга по дну и по бокам. Такой настил

имеет повышенную прочность и жесткость, устраняет просыпание груза в стороны. Увеличиваются также сцепление груза с настилом и допустимый угол наклона конвейера. Несмотря на то, что при использовании бортового волнистого настила несколько увеличивается масса последнего, его применение вполне оправданно при транспортировании больших масс насыпного груза.

Еще большее сцепление насыпного груза с настилом и дальнейшее увеличение допустимого угла наклона конвейера обеспечивают бортовые волнистые настилы с перегородками б (рис. 2.29, к), а также коробчатые мелкий (тип КМ) и глубокий (тип КГ, рис. 2.29, л, м) настилы. Коробчатая форма и перегородки, выполняющие роль ребер жесткости, повышают прочность настила, поэтому конвейеры с ними более приспособлены для перемещения крупнокусковых, тяжелых и острокромочных сыпучих грузов.

По принципу транспортирования (переносом на полотне) к пластинчатым относятся конвейеры для длинномерных штучных грузов, перемещаемых на седлообразных пластинах с шипами 7, прикрепленных к цепи на большом расстоянии друг от друга (рис. 2.29, н). Такие конвейеры, широко применяемые в лесной промышленности, называют бревнотасками. По этому же принципу к пластинчатым конвейерам можно отнести планочные и прутковые конвейерные устройства широко распространенных сельскохозяйственных машин, в которых их используют для транспортирования волокнистых грузов (планочные в зерно- и силосоуборочных комбайнах) и корнеплодов (прутковые в картофелеуборочных комбайнах).

К пластинчатым конвейерам условно относят также эскаляторы, хотя их правильнее считать самостоятельным классом машин или относить к тележечным конвейерам, поскольку несущие элементы эскалаторов (ступени) соединены с тяговыми элементами (цепями) шарнирно, а не неподвижно, как обычно в пластинчатых конвейерах.

Пластинчатые конвейеры бывают стационарные и передвижные с собственным приводом, а также встроенные в технологические машины с приводом от этих машин. В качестве тяговых элементов конвейеров чаще всего используют цепи различных типов, преимущественно пластинчатые (ГОСТ 588—81). Известны пластинчатые конвейеры с плоским петлевым настилом (рис. 2.29, о), выполняющим функции грузонесущего и тягового элемента, а также конвейеры с тяговым элементом в виде ленты, к которой прикреплены несущие пластины.

По конфигурации трассы пластинчатые конвейеры бывают горизонтальными, наклонными и комбинированными (с несколькими горизонтальными и наклонными участками); по расположению тягового элемента в пространстве обычно вертикально замкнутыми, реже горизонтально замкнутыми (например, конвейеры для транспортировки багажа в аэропортах) и изгибаю-

щились в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Вертикально замкнутые конвейеры обычно выполняют двухцепными (с двумя параллельными цепными контурами), а горизонтально замкнутые и пространственные — одноцепными. При большой ширине полотна пластинчатые конвейеры делают трех- и четырехцепными (планочные транспортеры сельхозмашин). Пластинчатые конвейеры в основном изготавливают одноприводными, реже многоприводными с концевым или концевым и промежуточным расположенным приводом.

Основные параметры. В связи с применением цепей в качестве тяговых элементов скорость движения настила пластинчатых конвейеров обычно не превышает 0,35 м/с, редко достигает 1 м/с. Однако благодаря желобчатой форме и большой ширине настила B их производительность может составить 2000 т/ч и более. Дальность расстояния бесперегрузочного транспортирования многоприводными конвейерами практически не ограничена. Известны установки длиной до 2 км. Угол наклона пластинчатого полотна может быть 35 ... 60°, а в отдельных случаях (коробчатые настилы с поперечными перегородками) — 70°, хотя при углах наклона свыше 35° производительность конвейера заметно снижается, так как насыпной груз надежно удерживается лишь в пределах высоты перегородки (рис. 2.29, $к, м$). При транспортировании штучных грузов максимальный угол наклона определяется из условия, чтобы линия действия силы тяжести G груза находилась внутри контура, ограниченного соседними ребрами b настила (рис. 2.29, $п$).

В пластинчатых конвейерах допустимы значительно меньшие по сравнению с ленточными конвейерами радиусы закругления на вогнутых участках (3 ... 5 м).

Преимущества и недостатки. Преимуществами пластинчатых конвейеров по сравнению с ленточными являются их большая приспособленность для транспортирования крупнокусковых, острокромочных, горячих и других подобных грузов, вызывающих повреждение лент; работоспособность как при нормальных, так и при высоких или низких температурах; возможность транспортирования более широкого ассортимента насыпных, навалочных и штучных грузов; большое разнообразие трасс транспортирования (включая горизонтально замкнутые и пространственные с более крутыми подъемами и меньшими радиусами переходов с одного направления на другое, что обеспечивает компактность конвейеров и уменьшение до минимума потерь производственных площадей на участках подъема); возможность установки промежуточных приводов (что практически не решено для конвейеров других типов), обеспечивающих бесперегрузочное транспортирование на дальние расстояния; большая площадь сечения груза на полотне (при лотковой форме настила) и высокая производительность при относительно небольшой скорости движения; возможность выполнения настила со специальными устройствами

для крепления грузов с учетом использования конвейеров в технологических поточных линиях; возможность загрузки непосредственно из бункера (без специальных питателей), обеспечиваемая конструкцией полотна и малой скоростью его движения.

К недостаткам пластинчатых конвейеров относятся большая масса, сложность изготовления и высокая стоимость ходовой части (пластинчатый настил с цепями); меньшая скорость движения полотна по сравнению со скоростью ленточных конвейеров; сложность промежуточной разгрузки конвейеров с бортовым настилом; усложнение эксплуатации из-за большого числа шарнирных соединений, требующих постоянного наблюдения и ухода (очистки, смазывания) и подверженных повышенному износу; сложность замены изношенных катков; значительно большие сопротивления движению (по сравнению с ленточными конвейерами, в связи с большей собственной массой несущего полотна).

Области применения. Пластинчатые конвейеры используют для перемещения разнообразных штучных, насыпных и навалочных грузов, преимущественно тяжелых, крупнокусковых, абразивных, острокромочных и горячих. Наиболее широкое применение получили стационарные вертикально замкнутые конвейеры с прямолинейными трассами, которые называют конвейерами общего назначения. В металлургической промышленности их используют для подачи крупнокусковой руды и горячего агломерата, на химических заводах и предприятиях стройматериалов — для перемещения крупнокусковых нерудных материалов (например, известняка), на тепловых электростанциях — для подачи крупнокускового (недробленого) угля. Они нашли широкое применение в машиностроении для транспортирования горячих поковок, отливок, опок, острокромочных отходов штамповочного производства, а также на поточных линиях сборки, охлаждения, сушки, сортирования и термической обработки. Передвижные пластинчатые конвейеры используют на складах, погрузочно-разгрузочных, сортировочных и упаковочных пунктах для перемещения тарно-штучных грузов.

Специальные пластинчатые конвейеры, в том числе изгибающиеся с пространственными трассами, применяют в горнорудной и угольной промышленности для транспортирования на дальние (до 2 км) расстояния крупнокусковых, тяжелых и острокромочных грузов (руды, угля). В пищевой промышленности широко используют пластинчатые конвейеры с плоским петлевым настилом (рис. 2.29, о) для перемещения бутылок, банок и пр.

Планочные и прутковые конвейерные устройства применяют в различных сельскохозяйственных машинах. Бревнотасками оснащают склады лесных материалов в лесной и деревообрабатывающей промышленности.

2.2.2. ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Устройство и основные параметры. Конвейер (рис. 2.30) имеет ходовую часть с двумя тяговыми цепями 3, снабженными в каждом шарнире опорными катками. Цепи приводятся в движение приводными звездочками 7 от электродвигателя 11 через редуктор 12 и открытую зубчатую передачу 9. На противоположном конце конвейера установлены натяжные звездочки 10 с натяжным устройством 1. Катки тяговых цепей катятся по направляющим путям (рельсам) 6, прикрепленным к станине 5. Настил 4 конвейера образован из бортовых (лотковых) пластин. Конвейер загружают в любом месте рабочей ветви через одну или несколько рядом расположенных загрузочных воронок 2, а разгружают через концевую разгрузочную коробку с разгрузочной воронкой 8.

Основные параметры и размеры пластинчатых конвейеров общего назначения должны соответствовать ГОСТ 22281—76. Их выбирают из следующих предусмотренных стандартом рядов: ширина настила B — 400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400 и 1600 мм;

высота борта (внутренний размер) h — 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 355; 400; 450 и 500 мм;

шаг тяговой цепи (он принят равным шагу настила) t — 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630 и 800 мм;

число зубьев звездочек z_0 — 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12 и 13;

скорость v движения ходовой части — 0,01; 0,016; 0,025; 0,04; 0,05; 0,063; 0,08; 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 и 1 м/с;

номинальная производительность Q по насыпному грузу — 10; 16; 25; 32; 40; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600 и 2000 м³/ч.

В производстве освоена более узкая номенклатура конвейера данного типа. Поэтому при их выборе следует руководствоваться не только ГОСТ 22281—75, а прежде всего данными отраслевых каталогов и номенклатурных справочников.

Настилы. В конвейерах общего назначения применяют настилы шести типов, показанные на рис. 2.29. Плоские разомкнутые настилы (тип ПР, см. рис. 2.29, б) используют в конвейерах для штучных грузов; плоские сомкнутые (тип ПС, см. рис. 2.29, г, д) и безбортовые волнистые (тип В, см. рис. 2.29, е, жс) — для штучных и насыпных кусковых грузов; бортовые волнистые (тип БВ, см. рис. 2.29, з, и) — для насыпных и штучных грузов; коробчатые мелкие (тип КМ) и глубокие (тип КГ, см. рис. 2.29, м) — в основном для насыпных грузов.

Бортам настила придают трапециевидную форму, благодаря чему увеличивается их взаимное перекрытие от основания к вершине борта. Требуемый размер перекрытия определяют из усло-

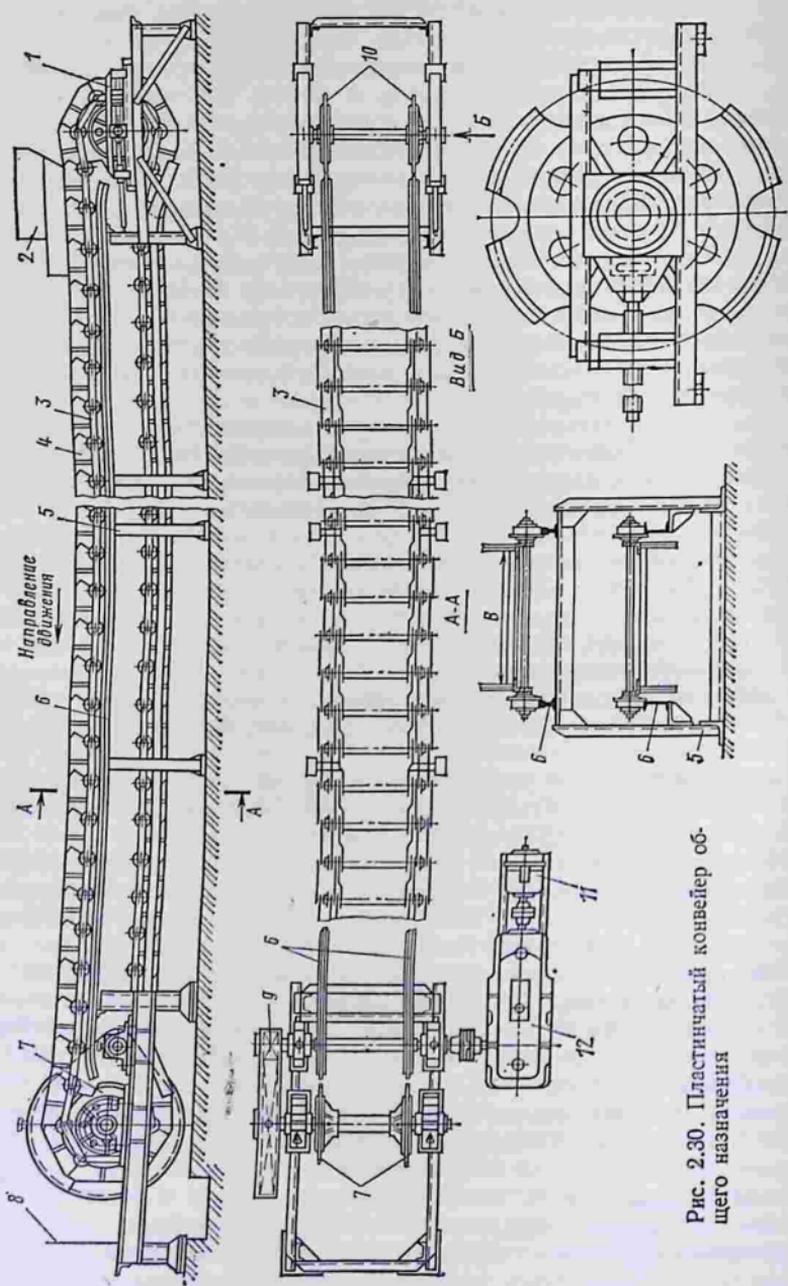


Рис. 2.30. Пластинчатый конвейер об-
щего назначения

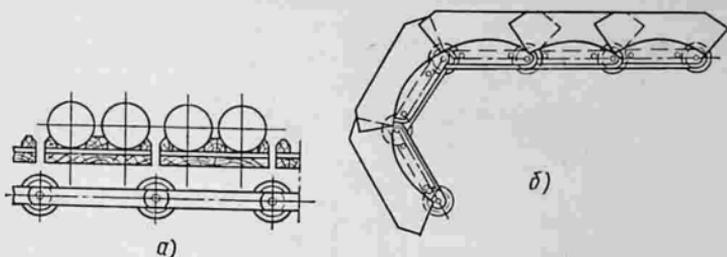


Рис. 2.31. Настилы:
 а — плоский с гнездами для круглых грузов; б — с выпуклыми пластинами

вия предотвращения просыпания груза в сторону при развороте полотна на звездочке.

Направление движения настила должно соответствовать стрелкам, показанным на рис. 2.29, во избежание заклинивания груза между пластинами и их повреждения.

В пластинчатых конвейерах применяют также настилы с гнездами для круглых изделий (рис. 2.31, а), с выпуклыми пластинами (рис. 2.31, б), облегчающими очистку дна, и др. Плоские настилы выполняют иногда деревянными или из полимерных материалов, но преимущественное применение получили стальные штампованные и штамповарные (см. рис. 2.29, з) настилы. Для мелко- и среднекусовых грузов пластины изготовляют холодной и горячей штамповкой из листовой стали толщиной до 4 мм, а для конвейеров, перемещающих тяжелые крупнокусовые грузы — из стали толщиной 5 ... 8 мм.

Жесткость пластин повышают штамповкой ребер и приваркой поперечных перегородок. Оптимальной (по отношению массы к полезному объему транспортируемого груза) является скругленная (корытообразная) форма поперечного сечения пластины, но она неудобна по условиям крепления цепей. Поэтому наибольшее распространение получили прямоугольная и трапециевидальная формы поперечного сечения. Последняя более удобна и по условиям очистки настила (минимальное налипание в углах).

Цепи, опорные катки и ролики. В качестве тяговых элементов в конвейерах общего назначения в основном используют пластинчатые цепи по ГОСТ 588—81. Крепление бортового волнистого настила 1 к двум пластинчатым катковым цепям 2 показано на рис. 2.32, а. Наиболее нагруженными элементами такой цепи являются катки 3. Они воспринимают силы тяжести ходовой части и транспортируемого груза и передают их на направляющие пути. Катки непрерывно вращаются при качении по направляющим, а при захвате зубьями приводной звездочки передают полное усилие натяжения цепи, которое в крутонаклонных конвейерах тяжелого типа может быть весьма большим, что ограничивает возможность применения для катков более надеж-

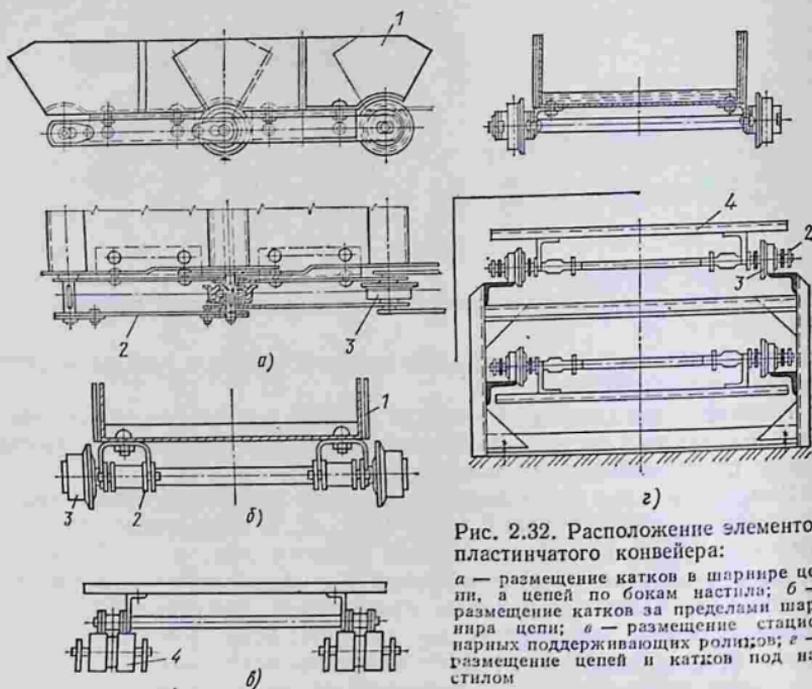


Рис. 2.32. Расположение элементов пластинчатого конвейера:

а — размещение катков в шарнире цепи, а цепей по бокам настла; *б* — размещение катков за пределами шарнира цепи; *в* — размещение стационарных поддерживающих роликов; *г* — размещение цепей и катков под настлом

ных и технологичных в эксплуатации подшипников качения, так как их необходимо рассчитывать на полное тяговое усилие. Поэтому катки обычно снабжают подшипниками скольжения (стальными термически обработанными, чугунными втулками) и втулками из спеченных материалов. Необходимость частой смазки и быстрое изнашивание таких катков усложняют и удорожают их эксплуатацию. Кроме того, во многих случаях направляющие засоряются частицами транспортируемого груза, препятствующими вращению катка, что приводит к образованию лысок на его ободу. Замена дефектных катков с лысками затруднена, так как требуется разборка нескольких звеньев цепи.

По условиям обслуживания и замены катков предпочтительно их консольное размещение за пределами шарнира цепи (рис. 2.32, б). В этом случае вместо катковой используют более простые роликовую, втулочную или открытошарнирную цепи. Каток не входит в зацепление со звездочкой, воспринимает небольшую нагрузку и может быть снабжен подшипниками качения. Такие катки легче смазывать, ремонтировать и заменять, а катки с подшипниками качения к тому же имеют долговременную смазку, не загрязняющую направляющие пути.

В благоприятных условиях находятся и поддерживающие устройства конвейеров, выполненных по схеме рис. 2.32, в. В них

вообще нет катков и направляющих путей, а верхнюю и нижнюю ветви полотна поддерживают стационарные ролики 4. В качестве тягового элемента в этом случае также используют две роликовые, втулочные или открытошарнирные цепи; при этом рабочая ветвь полотна опирается на ролики через цепи, а холостая — через гладкий настил.

Тяговые цепи размещают по бокам настила (рис. 2.32, а) или непосредственно под ним (рис. 2.32, в). В последнем случае уменьшается ширина конвейера и настил испытывает меньше напряжения изгиба, что особенно важно при установке конвейера под бункером.

Привод. Пластинчатые конвейеры общего назначения обычно имеют один привод, расположенный в головной части. При необходимости плавного бесступенчатого изменения скорости (например, в линиях термообработки) между электродвигателем и редуктором устанавливают вариатор скорости. Для предотвращения самопроизвольного движения загруженного полотна назад при случайном отключении электродвигателя или нарушении кинематической связи в передаточном механизме привод конвейеров с крутонаклонными участками снабжают храповым или роликовым остановом или колодочным тормозом. Звездочки для пластинчатых цепей изготавливают с профилем зубьев по ГОСТ 592—75. При установке приводных звездочек на вал, во избежание перекоса полотна при движении, необходимо обеспечить одинаковое взаимное расположение их зубьев. Для повышения износостойкости зубья подвергают термической обработке (закалка с нагревом ТВЧ или газопламенная).

Натяжные устройства. В легких конвейерах обычно устанавливают жесткие винтовые натяжные устройства (см. рис. 2.30), а в тяжелонагруженных большой длины — пружинно-винтовые устройства. Ход натяжного устройства составляет 1,6 ... 2 шага цепи (с учетом возможности укорочения цепи на 2 ... 4 звена). Натяжные звездочки устанавливают на подшипниках качения на невращающейся оси (в сочетании с пружинно-винтовым натяжным устройством) или на вращающейся. В последнем случае одну из звездочек закрепляют на оси шпонкой, а вторую устанавливают свободно. Это обеспечивает одновременное зацепление обеих натяжных звездочек с цепями независимо от некоторой разницы в длине цепей.

Опорные конструкции. Опорные станины для привода и натяжного устройства конвейера выполняют в виде отдельных металлических конструкций, сваренных из прокатных профилей. Среднюю часть опорной металлической конструкции (рамы) конвейера собирают из унифицированных секций длиной 4 ... 6 м (рис. 2.33, а). Направляющие пути 1 для катков изготавливают из уголковых профилей, а для тяжелых конвейеров — из швеллеров или узкоколейных рельсов. На вогнутых криволинейных участках (переход с нижнего горизонтального участка на наклон-

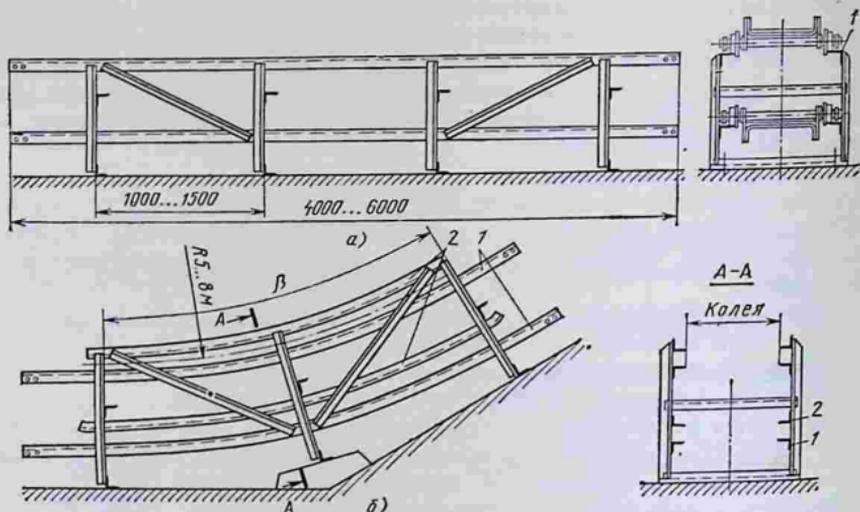


Рис. 2.33. Опорные металлические конструкции пластинчатого конвейера:
 а — секция средней части; б — секция криволинейной части

ный) над направляющими путями 1 устанавливают контршины 2 (рис. 2.33, б), препятствующие подъему пластинчатого полотна. Контршины размещают также на прямолинейных участках крутонаклонных конвейеров в качестве предохранительных устройств, препятствующих складыванию цепей при обрыве. Радиусы криволинейных участков направляющих путей выбирают по зависимости (1.100).

2.2.3. ИЗГИБАЮЩИЕСЯ КОНВЕЙЕРЫ

Устройство и основные параметры. Изгибающийся конвейер (рис. 2.34) имеет пластинчатое полотно, образованное из пластин 1, прикрепленных к тяговой цепи 2. Катки 3 опираются на направляющие пути 4, установленные на опорной раме 5. Полотно приводится в движение от двух головных 6 и хвостового 8 приводов. Загрузка конвейера производится через загрузочное устройство 7, а разгрузка — обычно через головную звездочку. Возможна боковая разгрузка полотна при поперечном наклоне его на участке разгрузки.

Конструкции пластинчатых изгибающихся конвейеров разнообразны. Они отличаются по форме поперечного сечения настила (прямоугольные, трапециевидные, корытообразные, полукруглые), по числу тяговых цепей (одноцепные и двухцепные), по типу их (круглозвенные, пластинчатые), по числу и типу приводов (одно- и многоприводные).

Основные параметры изгибающихся конвейеров: ширина настила 400 ... 1400 мм, скорость движения полотна 0,3 ... 2 м/с,

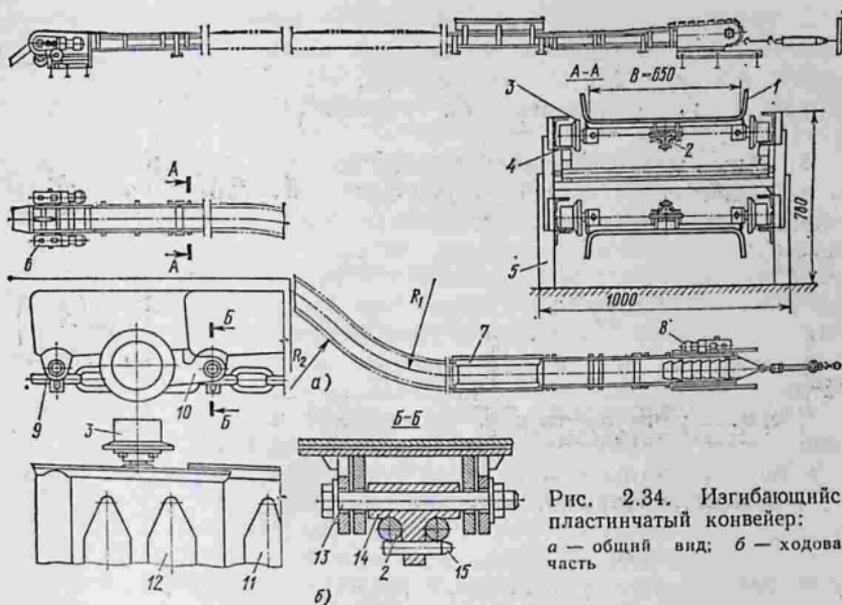


Рис. 2.34. Изгибающийся пластинчатый конвейер:
 а — общий вид; б — ходовая часть

угол наклона до 60° , производительность при горизонтальном транспортировании со скоростью 1 м/с составляет 15 ... 732 м³/ч, длина транспортирования до 2 км и более, радиусы горизонтальных поворотов 4 ... 7,5 и 10 ... 15 м соответственно в одно- и двухцепных конвейерах.

Настилы. Преимущественное применение имеют настилы с собственными независимыми от цепи опорными катками (см. рис. 2.34). Настил образован из катковых 12 и бескатковых 11 пластин. К каждой из них приварены по два кронштейна — передний 10 и задний 9.

Кронштейны соседних пластин соединены осью 13 и с помощью поводка 14 присоединены к горизонтальным звеньям круглозвенной тяговой цепи 2. Поводки закреплены на цепи пружинными штифтами 15. При угле наклона полотна свыше 26° пластины снабжают поперечными перегородками, благодаря чему допустимый угол наклона можно увеличить до 40 ... 60° . Применяют длинные и короткие пластины. Последние имеют шаг, равный шагу звена пластинчатой цепи или двум шагам круглозвенной цепи. В конструкции, показанной на рис. 2.34, б, длинные пластины имеют шаг, равный четырем шагам цепи.

Выполнение пластин короткими облегчает проход через горизонтальные закругления и способствует уменьшению их радиусов. Однако предпочтительными являются длинные пластины, обеспечивающие большую устойчивость полотна, уменьшение его массы, числа сопряжений и трудоемкость изготовления.

В отличие от пластин вертикально замкнутых конвейеров пластины изгибающихся конвейеров имеют трапециевидальную форму не только бортов, но и днища, что обусловлено их веерообразным расположением на горизонтальных закруглениях трассы.

Опорные катки конвейеров для насыпных грузов устанавливаются с шагом, равным 10 ... 20 шагам круглозвенной тяговой цепи. На отдельных участках катки располагают на более близком расстоянии, равном, например, четырем шагам круглозвенной цепи, что позволяет использовать эти участки для транспортирования тяжелых штучных грузов. При горизонтальных закруглениях с малым радиусом (менее 20 м) полотно снабжают не только опорными, но и дополнительными направляющими катками (с вертикальными осями вращения).

Цепи. Преимущественное применение имеют высокопрочные термически обработанные круглозвенные цепи, наиболее пригодные для работы в конвейерах с пространственными трассами.

Приводы. Различают концевые (головные и хвостовые) и промежуточные приводы. Тип и число приводов зависят от числа перегибов трассы, ее длины, угла наклона, а также производительности конвейера. При малой мощности конвейера устанавливают один или два головных привода. С возрастанием мощности добавляют еще один или два хвостовых привода. Промежуточные приводы применяют при длине конвейера более 1000 м и искривленной трассе. Концевые приводы обычно состоят из электродвигателя, гидродинамической муфты, обеспечивающей плавный пуск, и редуктора. Для регулирования скорости полотна в зависимости от нагрузки используют гидравлические передачи.

Промежуточные приводы основаны на передаче тяговой силы зацеплением. По конструкции исполнительного органа, непосредственно воздействующего на тяговую цепь, их разделяют на звездочные (передача тяговой силы зацеплением звездочек промежуточного привода за тяговую цепь), цевочные (то же с использованием цевочного зацепления) и гусеничные (зацепление тяговой цепи кулаками, связанными с замкнутой приводной цепью, расположенной параллельно тяговой цепи).

Натяжные устройства. Натяжные устройства выполняют с регулируемым натяжением по определенной программе, обеспечивающей высокое предпусковое натяжение (исключающее чрезмерный провес полотна при пуске), плавное его снижение при установившейся работе и поддержание в заданных пределах. Натяжное устройство обычно выполняют пружинно-винтовым.

2.2.4. РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Исходные данные. Исходными данными для проектировочного расчета пластинчатого конвейера являются вид груза (штучный, насыпной, навалочный, длинномерный) и его

физико-механические свойства (масса, размеры, насыпная плотность, угол естественного откоса); производительность; параметры трассы (углы наклона и длины характерных участков).

Задача расчета состоит в выборе скорости полотна и типа настила, определении его геометрических размеров (ширины, высоты бортов), сил натяжения тягового элемента в характерных точках трассы и мощности привода, выборе типоразмеров тягового элемента, электродвигателя и передаточного механизма.

При поверочном расчете кроме данных, указанных выше, задаются характеристики предварительно выбранного конвейера и проверяется его соответствие заданным условиям использования.

Определение скорости полотна. Скорость полотна пластинчатых конвейеров выбирают с учетом следующих соображений. С ее повышением увеличивается производительность, уменьшаются размеры полотна, масса и стоимость конвейера, но возрастают неравномерность движения, динамические нагрузки и износ тяговых цепей. Поэтому при длиннозвенных цепях с шагом 250 ... 400 мм, малом числе зубьев звездочек ($z = 6 \dots 8$) и катках на подшипниках скольжения скорость стационарных пластинчатых конвейеров общего назначения принимают относительно небольшой — в пределах 0,1 ... 0,4 м/с.

Для конвейеров с короткозвенными цепями и катками на подшипниках качения, используемых в горно-рудной и угольной промышленности, допустимо увеличение скорости до 1 ... 1,25 м/с.

Скорость конвейеров, предназначенных для выполнения технологических операций (охлаждения, сушки, сортирования и др.) или встроенных в определенный транспортно-технологический поток, выбирают с учетом времени выполнения операции, технологии работ или ритма потока. Так, скорость конвейеров для охлаждения отливок принимают в пределах 0,01 ... 0,1 м/с, пластинчатых питателей 0,05 ... 0,2 м/с. А для планочных и прутковых конвейерных устройств сельскохозяйственных машин, работающих редко и кратковременно, наоборот, принимают высокие скорости (до 4 ... 5 м/с), в зависимости от конкретных условий эксплуатации.

Выбор типа настила и определение его ширины. Тип настила выбирают в зависимости от вида груза, его свойств и заданного максимального угла наклона конвейера.

Для штучных грузов используют настилы всех видов, но предпочтительны плоские, как более легкие и дешевые. При больших углах наклона применяют плоские настилы с поперечными ребрами жесткости, удерживающими грузы от сползания.

Для насыпных грузов тип настила выбирают с учетом заданного угла β наклона конвейера и угла трения β' груза о настил. Транспортирование грузов без существенного снижения произ-

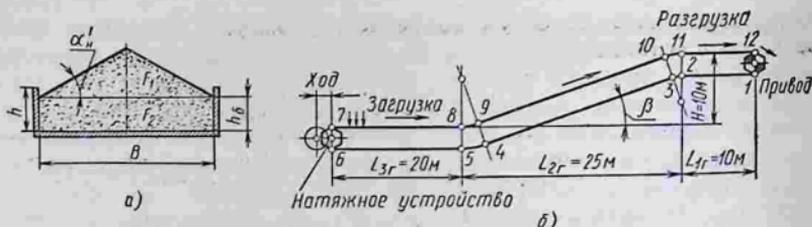


Рис. 2.35. Схемы для расчета пластинчатых конвейеров:

а — поперечное сечение насыпного груза на настиле с бортами; б — схема трассы

водительности обеспечивается при следующих наибольших углах наклона конвейера:

$$\text{при гладком настиле } \beta_d = \beta' - (6 \dots 9)^\circ; \quad (2.66)$$

$$\text{при волнистом настиле } \beta_d = \beta' - (3 \dots 5)^\circ; \quad (2.67)$$

$$\text{при коробчатом настиле } \beta_d = 35^\circ.$$

Меньшее значение в скобках — для настилов с бортами, большее — без бортов. Заданный угол наклона конвейера при гладком и волнистом настилах должен также удовлетворять условию

$$\beta_d \leq \alpha'_n - (7 \dots 10)^\circ, \quad (2.68)$$

где α'_n — угол естественного откоса груза в движении ($\alpha'_n = 0,7\alpha_n$, здесь α_n — угол естественного откоса груза в покое).

Если эти условия не соблюдаются, транспортирование насыпного груза при углах наклона до 60° , но с существенным снижением производительности можно обеспечить при использовании коробчатого настила с высокими перегородками.

Ширину настила для единичных штучных грузов выбирают с учетом их габаритных размеров, способа укладки и числа единичных грузов, размещаемых по ширине настила.

Производительность (т/ч) конвейера с учетом размещения насыпного груза на настиле (по схеме рис. 2.35, а) определяют по выражению

$$Q = 3600 (F_1 + F_2) v \rho = 3600 (0,25 B^2 k_n + B h_b) v \rho, \quad (2.69)$$

где F_1 и F_2 — площади поперечного сечения груза, м^2 (см. рис. 2.35, а); v — скорость движения настила конвейера, м/с ; ρ — насыпная плотность груза, кг/м^3 ; k_n — безразмерный коэффициент, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения груза на наклонном участке конвейера и связь груза:

$$k_n = C_2 \operatorname{tg} \alpha'_n = C_2 \operatorname{tg} (0,4\alpha_n); \quad (2.70)$$

здесь C_2 — коэффициент, равный 1 для горизонтальных конвейеров и 0,9 — для конвейеров с углом наклона $\beta > 20^\circ$; h_b — высота слоя груза у бортов, м ($h_b = 0,65 \dots 0,75h$, где h — высота бортов).

Исходя из этого выражения, ширина (м) настила

$$B = \sqrt{\frac{Q}{900 v \rho k_n} + \left(\frac{2h_b}{k_n}\right)^2} - \frac{2h_b}{k_n}. \quad (2.71)$$

2.5. Ориентировочные данные для выбора высоты бортов пластинчатого конвейера

B, мм	h, мм	Объемная производительность конвейера V (м³/ч) при скорости v (м/с)					
		0,125	0,16	0,2	0,25	0,315	0,4
400	100	16	20	25	30	40	50
500	125	25	30	40	50	65	80
650	160	40	50	65	80	100	125
800	200	65	80	100	125	160	200
1000	250	100	125	160	200	250	320
1200	320	160	200	250	320	400	500

При определении ширины настила B по формуле (2.71) предварительно выбирают высоту бортов h, руководствуясь данными табл. 2.5. Во избежание падения кусков груза в стороны высота бортов должна быть несколько больше половины максимального размера куска груза $a_{\max} = 2,5a'$, т. е.

$$h \geq 1,25a'. \quad (2.72)$$

В зависимости от размера a' типичных кусков ширина настила (мм) должна удовлетворять условию

$$B = x_2 a' + 200, \quad (2.73)$$

где x_2 — коэффициент ($x_2 = 1,7$ и $2,7$ соответственно для рядового и сортированного груза); a' — в мм.

Наибольшее из двух значений B, вычисленных по формулам (2.71) и (2.73), следует округлить до ближайшего значения по ГОСТ 22281—76, а значение скорости пересчитать по приближенной зависимости

$$v_{\text{нов}} = (B/B_{\text{п}}) v, \quad (2.74)$$

где $v_{\text{нов}}$ — вновь принятое (уменьшенное) значение скорости; $B_{\text{п}}$ — принятое значение ширины настила по ГОСТу.

Тяговый расчет конвейера. Тяговый расчет проводят методом, изложенным в п. 1.3. Натяжение тягового элемента при обходе трассы по направлению движения полотна определяют по формулам

$$S_i = S_{i-1} + W_i; \quad (2.75)$$

$$S_i = k_i S_{i-1}, \quad (2.76)$$

а при обходе против направления движения по формулам

$$S_{i-1} = S_i - W_i; \quad (2.77)$$

$$S_{i-1} = S_i/k_i, \quad (2.78)$$

где S_{i-1} и S_i — натяжения тягового элемента в начале и в конце рассматриваемого участка; W_i — сила сопротивления движению полотна на прямолинейных участках трассы; k_i — коэффициент сопротивления движению при огibanии отклоняющих устройств.

2.6. Ориентировочные значения коэффициента ω сопротивления движению ходовой части на катках и опорных роликах

Условия работы конвейера	Катки на подшипниках	
	скольжения *	качения
Хорошие (закрытые отопляемые помещения, отсутствие абразивного загрязнения)	0,06 ... 0,08	0,02
Средние (закрытые помещения, наличие загрязнения)	0,08 ... 0,1	0,03
Тяжелые (на открытом воздухе, интенсивное загрязнение)	0,10 ... 0,13	0,045

* Меньшие значения — для катков большого диаметра без реборд, большие — для катков с ребордами.

Тяговый расчет начинают от точки минимального натяжения тягового элемента $S_{\min} = 1 \dots 3$ кН.

Ориентировочно S_{\min} имеет место в верхней точке наклонного участка при $\operatorname{tg} \beta < \omega$ и в нижней — при $\operatorname{tg} \beta > \omega$, где ω — коэффициент сопротивления движению ходовой части на катках:

$$\omega = \frac{\mu_1 d + 2k_n}{d_1} C_1, \quad (2.79)$$

где μ_1 — коэффициент трения в цапфах; d и d_1 — диаметры цапфы и обода катка; k_n — коэффициент трения качения катков; $C_1 = 1,1 \dots 1,4$ — коэффициент, учитывающий сопротивление в ребордах катков.

Значения μ_1 для хороших, средних и тяжелых условий работы соответственно принимают равными для катков на подшипниках качения 0,01; 0,025 и 0,045; для катков на подшипниках скольжения 0,1; 0,15 и 0,2 при регулярной подаче жидкого смазочного материала и 0,15; 0,2 и 0,25 при закладке пластичного смазочного материала. Значения k_n соответственно указанным условиям равны 0,06; 0,08 и 0,1 см.

При ориентировочных расчетах значения коэффициента сопротивления движению на катках или стационарных роликах можно принимать по табл. 2.6.

Силу сопротивления (H) ходовых катков при их движении вместе с ходовым полотном (их масса входит в q_0) и силу сопротивления стационарных опорных катков можно определять по общему выражению

$$W = (q + q_0) g (L_v \omega \pm H), \quad (2.80)$$

где $q = Q/(3,6v)$ — распределенная масса груза; q_0 — распределенная масса настила с цепями и опорными катками; $g = 9,81$ м/с² — ускорение свободного падения; H — высота подъема груза, м [знак «плюс» — при подъеме груза (движении полотна вверх), знак «минус» — при опускании (движении вниз)].

2.7. Значения коэффициента A_H

Параметры груза		Тип настила	A_H (кг/м) при B (м)		
a' , мм	ρ , т/м ³		0,4; 0,5	0,65; 0,8	более 0,8
Менее 60	Менее 1	Легкий (ПР, ПС, В)	40	50	70
60 ... 160	1 ... 2	Средний (БВ, КМ)	60	70	100
Не менее 160	Более 2	Тяжелый (КГ)	80	110	150

Примечание. Для безбортового настила значения A_H меньше на 10 ... 15 %.

Значение q_0 (кг/м) определяют по данным стандартов и каталогов или прямым расчетом масс указанных элементов по чертежам. При ориентировочных расчетах принимают

$$q_0 = 60B + A_H, \quad (2.81)$$

где q — в кг/м; B — в м; A_H — коэффициент (табл.2.7).

Дополнительную силу сопротивления движению (H) от трения насыпного груза о неподвижные борта (только для конвейеров с неподвижными бортами) определяют по выражению

$$W_6 = f_1 h_6^2 \rho g l_6 n_6, \quad (2.82)$$

где f_1 — коэффициент трения насыпного груза о стенки борта; l_6 — длина борта, м; n_6 — безразмерный коэффициент бокового давления;

$$n_6 = (v + 1,2) (1 + \sin \alpha_H) \leq 1. \quad (2.83)$$

Здесь v — скорость движения полотна, м/с.

Для приближенных расчетов принимают $n_6 = 1$.

Коэффициент k_1 сопротивления движению при огибании отклоняющих устройств при вычислении S_i по формулам (2.76) и (2.78) принимают равным 1,04 при угле перегиба $\alpha_H \leq 90^\circ$ и 1,08 при $\alpha_H = 180^\circ$. Коэффициент сопротивления на криволинейных шпинах

$$k_3 = e^{w\alpha_H} \quad (2.84)$$

или принимают $k_3 = k_1$.

Окружное усилие (H) на приводных звездочках

$$W_0 = S_{H6} - S_{C6} + W_{HP} = S_{H6} - S_{C6} + (S_{H6} + S_{C6})(k_2 - 1), \quad (2.85)$$

где S_{H6} и S_{C6} — натяжение набегающей и сбегающей ветвей тягового элемента, Н; W_{HP} — сила сопротивления вращению приводных звездочек, Н; k_2 — коэффициент сопротивления вращению приводных звездочек (ориентировочно $k_2 = 1,08$).

Мощность (кВт) двигателя привода при коэффициенте запаса k_3 (ориентировочно $k_3 = 1,15 \dots 1,2$)

$$P = k_3 W_0 v / (1000 \eta_0), \quad (2.86)$$

где η_0 — КПД передачи от двигателя к приводному валу.

Расчетное натяжение тягового элемента при установившемся движении

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{max}} + S_{\text{дин}}, \quad (2.87)$$

где S_{max} — максимальное натяжение тягового элемента, определенное тяговым расчетом (обычно $S_{\text{max}} = S_{\text{нб}}$); $S_{\text{дин}}$ — динамическое усилие.

В соответствии с выражениями (1.126) и (1.136) и с учетом того, что полотно пластинчатого конвейера не имеет шарнирно подвешенных деталей

$$S_{\text{дин}} = K_{\text{н}} \left(\frac{2\pi v}{z_0} \right)^2 \frac{k' m_{\Gamma} + k'' m_{\text{х}}}{t}, \quad (2.88)$$

где $K_{\text{н}} = 0,75 \dots 1,5$ — коэффициент, учитывающий интерференцию упругих волн; k' и k'' — коэффициенты участия в колебательном процессе массы перемещаемого груза и массы ходовой части конвейера ($k' = 0,7 \dots 0,9$ для крутонаклонных конвейеров при $\beta > 20^\circ$ и $k' = 1$ для прочих конвейеров; $k'' = 1$ при длине контура тягового элемента $L < 50$; $k'' = 0,75$ при $L = 50 \dots 120$ м; $k'' = 0,5$ при $L > 120$ м); m_{Γ} — масса груза, находящегося на конвейере; $m_{\text{х}}$ — масса ходовой части конвейера; z_0 — число зубьев приводной звездочки; t — шаг тяговой цепи.

При расчете $S_{\text{дин}}$ значения L (м), m_{Γ} и $m_{\text{х}}$ (кг) можно вычислять приближенно по формулам

$$L = 2 \sum L_{\Gamma}; \quad (2.89)$$

$$m_{\Gamma} = qL/2; \quad (2.90)$$

$$m_{\text{х}} = q_0 L. \quad (2.91)$$

Расчетное натяжение тяговой цепи для одноцепных конвейеров совпадает с расчетным натяжением тягового элемента, вычисленным по формуле (2.87), а для двухцепного конвейера

$$S_{\text{расч. ц}} = S_{\text{расч. э}} / C_{\text{н}}, \quad (2.92)$$

где $C_{\text{н}}$ — коэффициент неравномерности натяжения (ориентировочно $C_{\text{н}} = 1,8$).

Коэффициент запаса прочности выбранной цепи с разрушающей нагрузкой $Q_{\text{р. н}}$

$$k_{\text{з}} = Q_{\text{р. н}} / S_{\text{расч. ц}}. \quad (2.93)$$

Для горизонтальных пластинчатых конвейеров неотвественного назначения $k_{\text{з}} = 6 \dots 7$; для конвейеров, имеющих наклонные участки, $k_{\text{з}} = 8 \dots 10$.

2.2.5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЛАСТИНЧАТОГО КОНВЕЙЕРА ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Расчитать пластинчатый конвейер, предназначенный для транспортирования рядовой железной руды из склада в отделение дробления.

Исходные данные. Транспортируемый груз — рядовая среднекусковая железная руда. Трасса конвейера — сложная комбинированная (см. рис. 2.35, б). Загрузка осуществляется в начале нижнего горизонтального участка без применения специального питателя, разгрузка — в конце верхнего горизонтального участка через вал приводных звездочек. Условия эксплуатации конвейера тяжелые: работа на открытом воздухе, интенсивное абразивное загрязнение.

Расчетная производительность конвейера $Q = 350$ т/ч; геометрические параметры трассы: $L_{1Г} = 10$ м; $L_{2Г} = 25$ м; $L_{3Г} = 20$ м; $H = 10$ м.

Проработка задания. Размер типичного куска груза $a' = 160$ мм; насыпная плотность груза $\rho = 2,4$ т/м³; угол естественного откоса груза в покое $\alpha_n = 40^\circ$, а в движении $\alpha'_n = 0,7\alpha_n = 0,4 \cdot 40 = 28^\circ$; коэффициент трения груза по стальному настилу (минимальное значение) $f_B = 0,5$; угол трения груза о металлический настил $\beta' = \text{arctg } f_B = \text{arctg } 0,5 = 26,5^\circ$; угол наклона наклонного участка трассы $\beta = \text{arctg } (H/L_{2Г}) = \text{arctg } (10/25) = 22^\circ$.

Для заданных условий выбираем двухцепной конвейер общего назначения с длиннозвеньными тяговыми пластинчатыми цепями и звездочками с малым числом зубьев. С учетом этого принимаем скорость конвейера $v = 0,25$ м/с.

Объемная производительность, соответствующая расчетной производительности $Q = 350$ т/м³, составляет

$$V = Q/\rho = 350/2,4 = 145,8 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Выбор типа настила и определение его ширины. С учетом параметров груза a' и ρ по табл. 2.7 выбираем настил тяжелого типа.

Так как для транспортирования насыпного груза пригодны только конвейеры с бортовым настилом или с неподвижными бортами, то при проверке транспортирующей способности по выражениям (2.66) и (2.67) принимаем минимальные значения углов, указанные в этих выражениях в скобках.

По формулам (2.66) и (2.67) наибольшие углы наклона конвейера, при которых обеспечивается транспортирование руды без существенного снижения производительности:

$$\text{для гладкого настила с бортами } \beta_d = \beta' - 6 = 26,5^\circ - 6^\circ = 20,5^\circ;$$

$$\text{для бортового волнистого настила } \beta_d = \beta' - 3^\circ = 26,5^\circ - 3^\circ = 23,5^\circ;$$

$$\text{для коробчатого настила } \beta_d = 35^\circ.$$

По условию (2.68) для гладкого и волнистого настилов

$$\beta_d < \alpha'_n - (7 \dots 10)^\circ = 28 - (7 \dots 10)^\circ = (18 \dots 21)^\circ.$$

Для гладкого настила не выполняются оба условия, для волнистого — условие (2.68). С учетом этого выбираем бортовой коробчатый настил тяжелого типа (КГ).

По условию (2.72) $h \geq 1,25a' \geq 1,25 \cdot 160 = 200$ мм.

Согласно табл. 2.5 скорости полотна $v = 0,25$ м/с и объемной производительности $V = 145,8$ м³/ч соответствует высота бортов $h = 200 \dots 250$ мм. Принимаем $h = 200$ мм = 0,2 м.

По формуле (2.71) находим требуемую ширину настила

$$B = \sqrt{\frac{Q}{900v\rho k_{\Pi}} + \left(\frac{2h_0}{k_{\Pi}}\right)^2} - \frac{2h_0}{k_{\Pi}} = \\ = \sqrt{\frac{350}{900 \cdot 0,25 \cdot 2,4 \cdot 0,29} + \left(\frac{2 \cdot 0,14}{0,29}\right)^2} - \frac{2 \cdot 0,14}{0,29} = 0,85 \text{ м},$$

где в соответствии с формулой (2.70) $k_{\Pi} = C_2 \text{tg } (0,4\alpha_n) = 0,9 \text{tg } (0,4 \cdot 40^\circ) = 0,29$ (здесь $C_2 = 0,9$ — безразмерный коэффициент при $\beta > 20^\circ$); $h_0 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,2 = 0,14$ м — высота слоя груза у бортов.

Проверяя ширину настила по гранулометрическому составу груза по формуле (2.73), получаем $B > x_2 a' + 200 = 1,7 \cdot 160 + 200 = 472$ мм.

Из ряда по ГОСТ 22281—76 принимаем ближайшее большее значение ширины настила $B_{\Pi} = 1000$ мм.

Существенное увеличение ширины полотна по сравнению со значением, определенным по формуле (2.71), требует пересчета скорости по формуле (2.74):

$$v_{\text{нов}} = \frac{B}{B_{\Pi}} v = \frac{0,85}{1} 0,25 = 0,212 \text{ м/с}.$$

Так как ближайшее меньшее стандартное значение скорости $v_{\text{нов}} = 0,2$ м/с мало бы снижало производительность по сравнению с расчетным значением $Q = 350$ т/ч, окончательно принимаем $B = 1000$ мм; $h = 200$ мм; $v = 0,25$ м/с.

Расчет распределенных масс. Распределенная масса транспортируемого груза

$$q = Q/(3,6v) = 350/(3,6 \cdot 0,25) = 398 \text{ кг/м;}$$

настила с цепями

$$q_0 = 60B + A_{\text{н}} = 60 \cdot 1 + 150 = 210 \text{ кг/м,}$$

где $A_{\text{н}} = 150 \text{ кг/м}$ (см. табл. 2.7).

Выбор коэффициентов сопротивления движению полотна. С учетом эксплуатации в тяжелых условиях (на открытом воздухе, интенсивное загрязнение) по табл. 2.6 принимаем коэффициент сопротивления движению для ребордных катков на подшипниках скольжения $\omega = 0,13$. Коэффициенты сопротивления при огибании отклоняющих устройств: $k_1 = 1,04$ при угле перегиба $\alpha_{\text{п}} \leq 90^\circ$ и $k_2 = 1,08$ при угле перегиба 180° .

Определение точки с наименьшим натяжением тягового элемента. Наименьшее натяжение тягового элемента будет в нижней точке 4 наклонного участка колостой ветви, так как $\text{tg } \beta = \text{tg } 22^\circ = 0,375 > \omega = 0,13$.

Определение натяжений в характерных точках трассы. Принимаем натяжение в точке 4 $S_4 = 2000 \text{ Н}$. При обходе трассы от точки 4 по направлению движения полотна определяем

$$S_5 = k_1 S_4 = 1,04 \cdot 2000 = 2080 \text{ Н;}$$

$$S_6 = S_5 + q_0 g L_{3\Gamma} \omega = 2000 + 210 \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 0,13 = 7436 \text{ Н;}$$

$$S_7 = k_2 S_6 = 1,08 \cdot 7436 = 8031 \text{ Н;}$$

$$S_8 = S_7 + (q + q_0) g L_{2\Gamma} \omega = 8031 + (398 + 210) 9,81 \cdot 20 \cdot 0,13 = 23\ 309 \text{ Н;}$$

$$S_9 = k_1 S_8 = 1,04 \cdot 23\ 309 = 24\ 241 \text{ Н;}$$

$$S_{10} = S_9 + (q + q_0) g (L_{2\Gamma} \omega + H) = 24\ 241 + \\ + (398 + 210) 9,81 (25 \cdot 0,13 + 10) = 102\ 101 \text{ Н;}$$

$$S_{11} = k_1 S_{10} = 1,04 \cdot 102\ 101 = 106\ 185 \text{ Н;}$$

$$S_{12} = S_{\text{max}} = S_{11} + (q + q_0) g L_{1\Gamma} \omega = \\ = 106\ 185 + (398 + 210) 9,81 \cdot 10 \cdot 0,13 = 113\ 824 \text{ Н.}$$

Для определения натяжений в точках 1 и 3 холостой ветви производим обход против направления движения полотна

$$S_3 = S_4 - q_0 g (L_{2\Gamma} \omega - H) = \\ = 2000 - 210 \cdot 9,81 (25 \cdot 0,13 - 10) = 15\ 906 \text{ Н;}$$

$$S_2 = S_3/k_1 = 15\ 906/1,04 = 15\ 294 \text{ Н;}$$

$$S_1 = S_2 - q_0 g L_{1\Gamma} \omega = 15\ 294 - 210 \cdot 9,81 \cdot 10 \cdot 0,13 = 12\ 616 \text{ Н.}$$

Определение тягового усилия на проводных звездочках и мощности привода. Тяговое усилие на приводных звездочках

$$W_0 = S_{\text{нб}} - S_{\text{об}} + (S_{\text{нб}} + S_{\text{об}}) (k_2 - 1) = S_{12} - S_1 + (S_{12} + S_1) (k_2 - 1) = \\ = 113\ 824 - 12\ 616 + (113\ 824 + 12\ 616) (1,08 - 1) = 110\ 314 \text{ Н.}$$

При коэффициенте запаса $k_3 = 1,15$ и КПД привода $\eta_0 = 0,9$ мощность двигателя

$$P = \frac{k_3 W_0 v}{1000 \eta_0} = \frac{1,15 \cdot 110\ 314 \cdot 0,25}{1000 \cdot 0,9} = 35,2 \text{ кВт.}$$

По полученному значению мощности выбираем двигатель в соответствии с рекомендациями, изложенными в разделе 3.

Определение расчетного натяжения тягового элемента. По аналогии с применяемыми конструкциями принимаем тяговый элемент, состоящий из двух параллельно расположенных пластинчатых цепей с шагом $t = 400 \text{ м} = 0,4 \text{ м}$; приводную звездочку с числом зубьев $z_0 = 6$.

При заданной схеме трассы конвейера максимальное натяжение тягового элемента $S_{\text{max}} = S_{\text{нб}} = S_{12} = 113 \text{ 824 Н}$.

Для нахождения динамического усилия определяем: $K_{\text{н}} = 1,5$ (закон интерференции упругих волн неизвестен);

длина контура тягового элемента $L = 2 \sum L_{i\Gamma} = 2(L_{1\Gamma} + L_{2\Gamma} + L_{3\Gamma}) = 2(10 + 25 + 20) = 110 \text{ м}$;

коэффициент участия в колебательном процессе массы перемещаемого груза $k' = 0,8$ (при $\beta > 20^\circ$);

коэффициент участия в колебательном процессе массы ходовой части конвейера $k'' = 0,75$ (при $L = 110 \text{ м}$);

масса груза, находящегося на конвейере, $m_{\Gamma} = qL/2 = 389 \cdot 110/2 = 21 \text{ 395 кг}$;

масса ходовой части конвейера $m_{\text{х}} = q_0 L = 210 \cdot 110 = 23 \text{ 100 кг}$.

По формуле (2.88) вычисляем динамическое усилие

$$S_{\text{дин}} = K_{\text{н}} \left(\frac{2\pi\nu}{z_0} \right)^2 \frac{k' m_{\Gamma} + k'' m_{\text{х}}}{t} = 1,5 \left(\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,25}{6} \right)^2 \times \\ \times \left(\frac{0,8 \cdot 21 \text{ 395} + 0,75 \cdot 23 \text{ 100}}{0,4} \right) = 8834 \text{ Н}.$$

По выражению (2.87) определяем расчетное натяжение тягового элемента (двух цепей)

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{max}} + S_{\text{дин}} = 113 \text{ 824} + 8834 = 122 \text{ 658 Н}.$$

Определение расчетного натяжения тяговой цепи и ее выбор. По формуле (2.92) расчетное натяжение цепи двухцепного конвейера

$$S_{\text{расч. ц}} = S_{\text{расч}}/C_{\text{н}} = \frac{122 \text{ 658}}{1,8} = 68 \text{ 143 Н},$$

где $C_{\text{н}} = 1,8$ — коэффициент неравномерности натяжения (принят ориентировочно).

По ГОСТ 588—81 предварительно выбираем катковую цепь М450 с разрушающей нагрузкой $Q_{\text{р. в}} = 450 \text{ кН}$.

Запас прочности этой цепи $k_{\text{з}} = Q_{\text{р. в}}/S_{\text{расч. ц}} = 450 \text{ 000}/68 \text{ 143} = 6,6$, что меньше допускаемого ($k_{\text{з}} = 8 \dots 10$) для конвейеров, имеющих наклонные участки. Учитывая это и принимая во внимание тяжелые условия работы конвейера, выбираем цепь М630 с разрушающей нагрузкой $Q_{\text{р. в}} = 630 \text{ кН}$. Запас ее прочности определяем по формуле (2.93)

$$k_{\text{з}} = 630 \text{ 000}/68 \text{ 143} = 9,24 > [8 \dots 10].$$

По ГОСТ 588—81 выбранная цепь имеет следующие основные параметры и размеры: шаг 400 мм; диаметр валика 36 мм; диаметр втулки 50 мм; диаметр катка 140 мм; диаметр реборды катка 175 мм; распределенную массу 25,8 кг/м.

Определение остальных параметров конвейера (расчет натяжного устройства, режимов пуска и торможения и др.) производится в соответствии с общими указаниями, приведенными в п. 1.3.

2.2.6. ЭСКАЛАТОРЫ

Эскалаторами называют наклонные цепные конвейеры, предназначенные для перемещения людей. Их делят на поэтажные и тоннельные. Первые используют для перемещения людей между этажами общественных зданий, вторые — для подъема и опускания пассажиров в метрополитене.

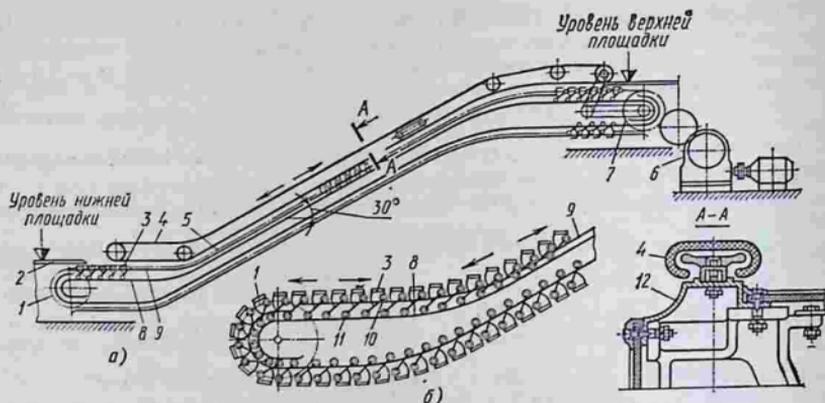


Рис. 2.36. Эскалатор:

а — кинематическая схема; б — схема прохождения ступеней по направляющим

Устройство и основные параметры. Эскалаторы бывают обычно с одной (рис. 2.36) и в исключительных случаях с двумя рабочими ветвями. Ступень эскалатора снабжена двумя парами колес (бегунков): рабочими (основными) 10 (рис. 2.36, б), насаженными на оси, которые шарнирно связаны с тяговыми цепями 5 (рис. 2.36, а), и холостыми (вспомогательными) 11, рис. 2.36, б). Тяговые цепи приводятся в движение приводом 6 (рис. 2.36, а) через приводные звездочки 7, насаженные на приводной вал, называемый главным. Натяжение цепей обеспечивают натяжные устройства с натяжными звездочками 1. На всех участках рабочей ветви трассы, как горизонтальных, так и наклонных, независимо от угла наклона к горизонту, настилы ступеней остаются горизонтальными. Это достигается изменением расстояния между направляющими путями (рельсами) 9 и 8 (рис. 2.36, б) рабочих и холостых колес ступеней при переходе с горизонтального участка на наклонный и обратно. Для безопасности пассажиров при спуске с полотна настилы ступеней выполнены рифлеными, а входные площадки 2 сделаны с гребенками (рис. 2.36, а). Для удобства входа на полотно и обеспечения устойчивого положения на нем каждый эскалатор снабжают двумя поручневыми установками 4, расположенными по обеим сторонам полотна. Направляющие рельсы 9 и 8 для рабочих и холостых колес прикреплены к металлоконструкции, собранной из отдельных сварных секций. Все элементы эскалатора, кроме ступеней и поручней на его рабочей ветви, а также входных площадок, закрыты балюстрадой 12, изготовляемой из декоративных металлических профилей и деревянных щитов.

Угол наклона полотна эскалатора к горизонту составляет $30 \dots 35^\circ$. Такие углы обеспечивают оптимальное соотношение глубины, шага и высоты ступеней. У эскалаторов отечественного

производства принят угол наклона 30° , при котором глубина и шаг ступеней равны 400 ... 405 мм, высота — 200 мм. С увеличением угла наклона высота ступеней возрастает, что затрудняет пользование эскалатором как лестницей, например, при подъеме пассажиров по полотну в случае вынужденной остановки. Появляется также чувство высоты, что небезопасно для пассажиров. С уменьшением угла наклона удлиняется полотно, возрастает стоимость эскалатора и строительного сооружения, что нерационально.

Скорость полотна принимают в пределах 0,5 ... 1 м/с. При большем ее значении снижаются безопасность пользования эскалатором и коэффициент заполнения его полотна φ_0 — отношение числа пассажиров, находящихся на полотне, к теоретически возможному его числу при заполнении всех ступеней. Ступени шириной 500 ... 700 мм рассчитаны на одного пассажира, шириной 900 ... 1000 мм — на двух; ступени на трех человек не делают, так как пассажир, стоящий между двумя другими, лишен возможности пользоваться поручнем, что снижает его безопасность.

Радиус кривизны направляющих верхнего криволинейного участка лестничного полотна составляет 4 ... 10 м, нижнего криволинейного участка — 2 ... 6 м.

Производительность эскалатора (чел./ч)

$$Z = 3600z'_0v\varphi_0/l_{CT}, \quad (2.94)$$

где z'_0 — расчетное число пассажиров, размещающихся на одной ступени (как правило, $z'_0 = 1$ для эскалаторов зданий и $z'_0 = 2$ для эскалаторов метрополитена); v — скорость движения лестничного полотна, м/с; $l_{CT} = 0,400 \dots 0,405$ м — шаг ступеней; φ_0 — коэффициент заполнения, определяемый по эмпирической зависимости $\varphi_0 = 1,2 \dots 0,6v$ (здесь $v \leq 1$ м/с).

Ступени. Каркас 3 (рис. 2.37, а) ступеней изготовляют сварным из прокатных профилей или литым из легких сплавов, настил 6 — из пластмассы или легких сплавов, подступенок 2 — из декоративной фанеры или подобно настилу — из легких сплавов. Наиболее изнашиваемую часть настила со стороны, обращенной к подступенку, выполняют в виде съемного козырька, заменяемого при износе. Колеса ступеней (рис. 2.37, б—г) снабжают подшипниками качения с долгодействующей смазкой, которую не требуется заменять в период между капитальными ремонтами. Рабочие колеса (рис. 2.37, б, в), воспринимающие большие нагрузки на верхнем криволинейном участке направляющих путей, имеют пластмассовый (рис. 2.37, б) или комбинированный обод из резины и пластмассы. Более подходящие по шумовым характеристикам рабочие колеса с резиновым ободом (рис. 2.37, в) недостаточно надежны, и их применяют лишь в эскалаторах малой высоты. Для снижения шума менее нагруженные холостые колеса (рис. 2.37, г) изготовляют только с резиновым ободом.

Тяговые цепи. Пластинчатые втулочно-роликовые цепи (рис. 2.38) снабжают специальными упорами 2, предотвращаю-

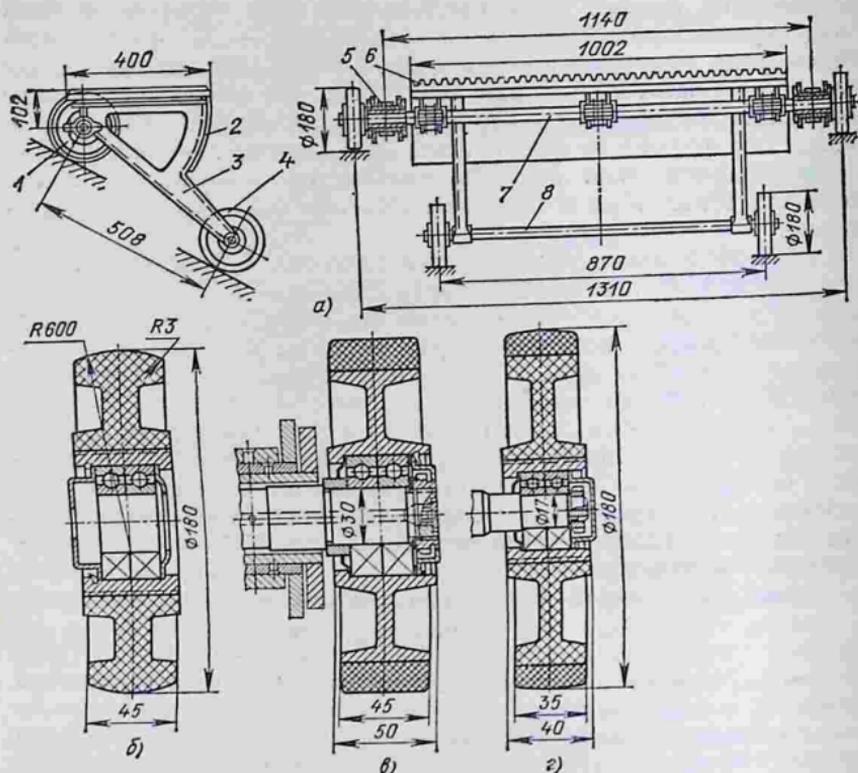


Рис. 2.37. Ступень эскалатора:

a — общий вид; *б—г* — колеса бегунки (*б, в* — рабочие с пластмассовым и резиновым ободом; *г* — холостое); *1* — основное колесо; *2* — подступенок; *3* — каркас; *4* — вспомогательное колесо; *5* — тяговая цепь; *6* — настил; *7* и *8* — оси колес

щими складывание цепи при обрыве. Они препятствуют повороту звеньев в направлении, противоположном направлению их поворота на звездочках. Складыванию цепи при обрыве в другом направлении препятствуют контршины, охватывающие контур цепи по всей его длине.

Валик *б* цепи в месте соединения с осью рабочего колеса ступени делают полым с отверстием под ось. В отдельных конструкциях валик цепи, выполненный удлиненным, является одновременно осью рабочего колеса.

Привод. Для эскалаторов используют привод редукторного типа односторонний, реже двусторонний. Привод имеет рабочий, установленный на главном валу, и аварийный тормоза. Последний срабатывает при нарушении кинематической связи между элементами привода. Для замедленного движения полотна при его техническом обслуживании, а также для размыкания аварийного тормоза применяют вспомогательные приводы.

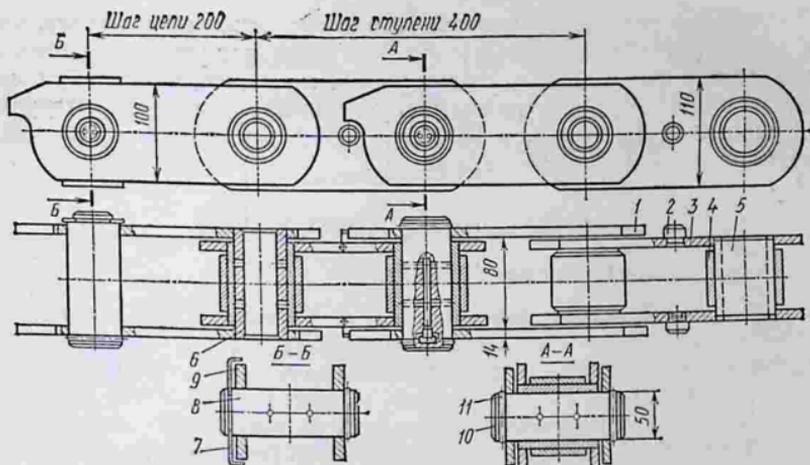


Рис. 2.38. Тяговая цепь эскалатора:

1 — наружная пластина; 2 — упор; 3 — внутренняя пластина; 4 — ролик; 5 — втулка;
6 — полый валик; 7 — стопорная шайба; 8 — соединительный валик; 9 — соединительная пластина; 10 — сплошной валик; 11 — пружинное кольцо

Поручневая установка. Поручневую установку выполняют в виде конвейера с узкой С-образной лентой, движущейся синхронно с лестничным настилом. Поручень изготовляют из высокопрочного бельтинга, покрытого с наружной стороны слоем резины.

В последнее время используют поручни, армированные тро-сами. В рабочей зоне, со стороны, обращенной к пассажирам, поручень перемещается по направляющим с плоскими опорными поверхностями и скругленными боковыми гранями, а в нерабочей зоне, скрытой под балюстрадой, на опорных роликах. Поручень приводится в движение фрикционным блоком с приводом от главного вала или от тяговой цепи.

Натяжное устройство. Для натяжения тяговой цепи в эскалаторах применяют пружинно-винтовые или грузовые устройства.

Расчет эскалаторов. При расчете эскалаторов необходимо руководствоваться Правилами устройства и безопасной эксплуатации эскалаторов.

Расчет тягово-несущих элементов эскалаторов выполняется аналогично расчету пластинчатых конвейеров. При определении расчетной нагрузки масса одного пассажира в соответствии с Правилами Госгортехнадзора принимается равной 80 кг. Распределенную массу ходовой части (ступени и цепи) при этом принимают по аналогии с выполненными конструкциями или рассчитывают. Ориентировочно для тоннельного эскалатора с шириной ступеней 1000 мм она составляет 200 ... 275 кг/м. Коэффициент сопротивления движению тяговых цепей со ступенями принимают равным 0,025 ... 0,028.

Тяговый расчет поручневой установки выполняют так же, как и ленточного конвейера. При этом распределенную массу поручня принимают по аналогии с выполненными конструкциями ориентировочно 1,85 ... 2,5 кг/м. Распределенная расчетная нагрузка от опирания пассажиров 50 Н/м, коэффициент трения поручня по направляющей 0,27 ... 0,37.

2.3. СКРЕБКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

2.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия, разновидности. Скребковые конвейеры составляют значительную группу машин непрерывного транспорта, основанных на принципе волочения транспортируемого груза 1 (рис. 2.39) по желобу 2, плоскому настилу или подстилке из груза при помощи скребков 3, прикрепленных к тяговому элементу 4. В скребковых конвейерах реализовано несколько модификаций этого принципа (рис. 2.40), отличающихся по характеру взаимодействия скребкового полотна с грузом и конструкции скребков, желоба и тягового элемента.

При одной из них (рис. 2.40, а) груз 6 перемещают сплошные прикрепленные к цепи 4 высокие скребки 1, опирающиеся катками 3 на направляющие 2. Высокими называют скребки высотой, равной высоте боковых стенок (бортов) желоба или превышающей ее. Груз при этом движется отдельными порциями перед каждым скребком. При перемещении происходит его трение о днище и боковые стенки желоба 5, перемешивание и измельчение, что связано со значительными затратами энергии. Высота порции груза, называемой телом волочения, в этом случае ограничена высотой борта желоба (которая меньше высоты скребков), так как с превышением ее груз пересыпается через борта. Конвейеры, выполненные по данной схеме, называют конвейерами *порционного волочения с высокими сплошными скребками*.

К ним относятся и конвейеры, скребки которых снабжены вертикальными боковыми стенками (см. рис. 2.40, б), образующими подвижные борта, а желоб заменен плоским днищем. Груз перемещается отдельными порциями высотой, ограничен-

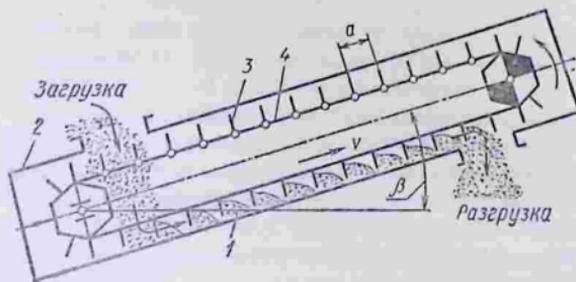


Рис. 2.39. Схема скребкового конвейера

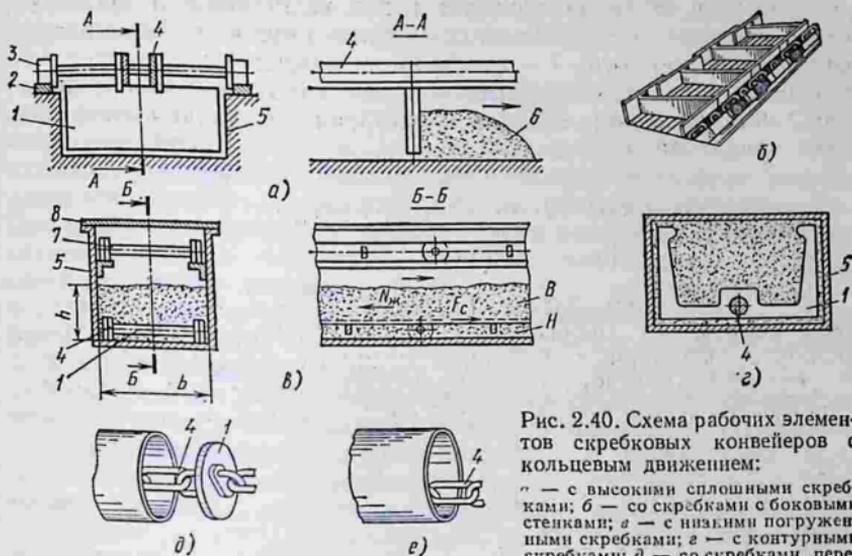


Рис. 2.40. Схема рабочих элементов скребковых конвейеров с кольцевым движением:

а — с высокими сплошными скребками; б — со скребками с боковыми стенками; в — с низкими погруженными скребками; г — с контурными скребками; д — со скребками, перекарающими сечение трубы; е — без скребков

ной высотой подвижных бортов. Замена неподвижных бортов подвижными снижает силу сопротивления движению, так как груз трется только о днище, уменьшаются его перемешивание и крошение, а также общие затраты энергии на перемещение. Скребки вместе с боковыми стенками имеют форму ящичков без дна. Поэтому конвейеры с такими скребками называют *ящичными* или *конвейерами с подвижными бортами*.

Применяются и низкие скребки 1 (рис. 2.40, в), высота которых в несколько раз меньше высоты бортов желоба 5. Груз образует сплошное тело волочения высотой, превышающей высоту скребка. Процесс сплошного волочения основан на том, что сила сцепления F_c верхнего свободного слоя В груза с нижним принудительно перемещаемым слоем Н, действующая на границе этих слоев, превышает сумму силы трения $N_{ж}$ верхнего свободного слоя о стенки желоба и усилия $W_{г}$, затрачиваемого на подъем или спуск (при движении вверх ставят знак «плюс», вниз — «минус») свободного слоя груза,

$$F_c \geq N_{ж} \pm W_{г} \quad (2.95)$$

Иначе говоря, перемещение слоя груза, расположенного над цепью со скребками, в данном случае обеспечивается потому, что усилие продергивания скребкового полотна сквозь толщу груза оказывается больше силы сопротивления движению указанного слоя.

Конвейеры, основанные на этом принципе, называют конвейерами *сплошного волочения с низкими скребками*. Груз, переме-

шаемый ими, меньше подвержен перемешиванию и крошению, чем в конвейерах с высокими скребками. Груз засыпается в желоб через холостую ветвь 7 и отверстие в крышке 8.

Силу сцепления скребкового полотна с грузом можно увеличить, если скребкам придать форму, аналогичную контуру желоба (рис. 2.40, *г*). Это повышает волочащую способность скребкового полотна и позволяет выполнять конвейер крутонаклонным и вертикальным. Конвейеры, основанные на таком принципе, называют конвейерами *сплошного волочения с контурными скребками*.

Сила сцепления F_c (рис. 2.40, *в*) зависит от свойств транспортируемого груза: связности, скатываемости, угла естественного откоса. Использование низких и контурных скребков эффективно не для всех грузов. Наиболее универсальными являются конвейеры со сплошными скребками (рис. 2.40, *д*). Такой скребок, полностью перекрывая сечение желоба (обычно трубу), обеспечивает эффективное перемещение сыпучего груза независимо от указанных свойств, при заполнении им всего сечения желоба. Конвейеры с такими скребками называют *трубчатыми со сплошными скребками*.

Конвейеры малой производительности (до 5 т/ч) перемещают груз в трубе волочением круглозвенной цепью без скребков (рис. 2.40, *е*).

Тяговый орган конвейеров со скребками, показанными на рис. 2.40, *а—д*, совершает непрерывное поступательное движение.

Стремление сократить длину цепей или полностью освободиться от этих наиболее изнашиваемых частей конвейера привело к появлению принципов транспортирования, схематически показанных на рис. 2.41. По обеим схемам тяговый орган совершает возвратно-поступательные движения. По первой схеме (рис. 2.41, *а*) скребок 2 при движении вперед по ходу перемещения груза занимает перпендикулярное положение к тяговому элементу — штанге 1 и транспортирует порцию груза в заданном направлении; при движении назад скребок поворачивается, приближаясь к тяговому элементу, и свободно проходит сквозь груз. При повторном движении вперед скребок снова занимает перпендикулярное положение и увлекает соседнюю, следующую по ходу

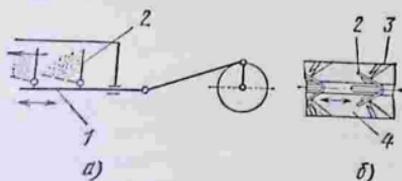


Рис. 2.41. Схемы скребковых конвейеров с тяговым элементом, совершающим возвратно-поступательное движение:

а — штангового; *б* — ершового

движения порцию груза. В конвейерах, выполненных по этой схеме, гибкий тяговый элемент на прямолинейных участках трассы может быть заменен полностью или частично штангами 1, к которым шарнирно прикреплены скребки. Такие конвейеры называют *штанговыми* или *штангово-скребковыми*. В штанговых кон-

вейерах со сложными трассами гибкий элемент имеется только на поворотных (криволинейных) участках, что позволяет во много раз сократить длину цепей.

При транспортировании связанных грузов, например витой металлической стружки, соломы, скребки при обратном ходе могут увлекать груз назад. Для удержания груза желоба 4 снабжают специальными устройствами — съемниками («ершами») 3, препятствующими его движению в обратном направлении (рис. 2.41, б). Аналогичную конструкцию имеют скребки 2, прикрепленные к штанге. Конвейеры, выполненные по этой схеме, называют *ериновыми*.

Скребок конвейеры бывают стационарные, передвижные колесные, переносные, разборные, подвесные, поворотные и встроенные в машины.

В качестве гибких тяговых элементов в них в основном используют цепи (реже канаты и ленты). При цепном тяговом элементе шаг скребков кратен шагу цепи.

По конфигурации трассы скребок конвейеры разделяют на горизонтальные, наклонные, вертикальные и комбинированные (с горизонтальными, вертикальными и наклонными участками). Их выполняют с одной и с двумя (верхней и нижней) рабочими ветвями, одностороннего действия и реверсивными. По числу цепей в тяговом элементе скребок конвейеры бывают одно- (с одним цепным контуром), двух- (с двумя) и трехцепные (с тремя параллельными цепными контурами).

По расположению цепи в пространстве одноцепные конвейеры выполняют вертикально замкнутыми (с замыканием цепи в вертикальной плоскости) и горизонтально замкнутыми. По конструкции желоба они бывают открытыми и закрытыми (герметичными), в отдельных случаях могут не иметь желоба (скребок погрузчики и разгрузчики с движением скребков по грузу).

Основные параметры. Большие сопротивления движению и повышенный износ желоба, цепей и скребков ограничивают скорость, длину и производительность скребок конвейеров. Обычно их скорость составляет 0,16 ... 0,4 м/с и лишь в редких случаях (конвейеры для перемещения каменного угля и зерновых продуктов) достигает 1 м/с. Длина транспортирования, как правило, не превышает 100 м, в отдельных случаях (конвейеры для уборки навоза) достигает 200 м; производительность конвейеров колеблется в широких пределах: от нескольких тонн в час до 350 т/ч, в редких случаях — до 900 т/ч. Углы наклона трассы при обычной форме скребков могут достигать 40°, а в конвейерах с контурными скребками — 90°. Скребок конвейеры по сравнению с ленточными и пластинчатыми имеют малую высоту сечения (высота горизонтально замкнутого конвейера почти равна высоте скребка).

Преимущества и недостатки. Преимуществами скребок конвейеров являются простота конструкции, малая высота, без-

опасность, возможность транспортирования разнообразных грузов (хорошо сыпучих, связанных, порошкообразных, острокромочных, химически активных и ядовитых, горячих и при низкой температуре) по сложным трассам без перегрузки; герметичность, отсутствие пыления, пожаро- и взрывоопасности, потерь и загрязнения груза; простота автоматизации загрузки и разгрузки во многих точках трассы.

К недостаткам можно отнести измельчение грузов (в меньшей степени у конвейеров сплошного волочения с низкими скребками), значительный расход энергии, повышенный износ движущихся частей и желобов (особенно при перемещении абразивных грузов), шум, создаваемый при трении груза и элементов конвейера о желоб и направляющие, возможность образования заторов груза и заклинивания скребкового полотна в конвейерах с закрытым желобом.

Области применения. Скребковые конвейеры используют для транспортирования самых разнообразных грузов, как легкосыпучих, мелко-, средне- и крупнокусковых, так и связанных. По универсальности применения они занимают одно из первых мест среди машин непрерывного транспорта, а по длине рабочего органа их общая протяженность приблизительно на порядок выше, чем ленточных.

Для крупно- и среднекусковых сыпучих и связанных грузов используют конвейеры с открытым желобом, для мелкокусковых, зернистых и пылевидных — преимущественно закрытые герметичные.

Конвейеры порционного волочения с высокими скребками применяют в угольной и пищевой промышленности. Конвейеры сплошного волочения с низкими скребками и герметичными желобами используют в пищевой промышленности (транспортирование зерновых культур, муки, отрубей, комбикормов и их многочисленных ингредиентов), в химической промышленности (транспортирование карбида кальция, извести, горячего колчеданного огарка, гранулированной сажи, кальцинированной соды, удобрений, ядохимикатов и др.), в целлюлозно-бумажной и деревообрабатывающей промышленности (транспортирование серы, глинозема, молотой извести, мела, древесной щепы, опилок и др.), в металлургической промышленности (транспортирование бокситов, кокса, измельченной руды, концентратов и огарков цветных металлов и т. д.), в литейных цехах (транспортирование формочной земли, пылевидной глины, песка), в производстве строительных материалов (транспортирование измельченной сухой глины, мелкого гравия, извести, мела, цемента, песка, молотого камня и др.), в энергетике (транспортирование мелкого угля, фрезерного торфа, каменноугольной пыли, золы, котельной пыли), на железнодорожном и водном транспорте (погрузочно-разгрузочные работы с зерном, удобрениями, мелким углем, песком и т. д.).

Передвижные конвейеры с низкими скребками и открытыми желобами широко применяют в горной промышленности для транспортирования полезных ископаемых в лавах и забоях.

Стационарные конвейеры с открытыми желобами используют для приготовления кормов и очистки помещений животноводческих ферм, для перемещения связных грузов (силоса, свекловичного жома, навоза и др.), вызывающих интенсивную коррозию деталей тягового элемента. В сельском хозяйстве широко применяют передвижные колесные скребковые конвейеры для загрузки картофеля, силоса, кукурузы в початках, мелких штучных грузов и т. п. Однако самыми распространенными являются скребковые конвейерные устройства, встроенные в различные сельскохозяйственные машины (комбайны, разбрасыватели органических и минеральных удобрений и т. д.). Меньшее распространение получили трубчатые и штанговые скребковые конвейеры. Их используют для подачи кормов (трубчатые), уборки навоза (штанговые), а также для уборки стружки (ершовые).

2.3.2. КОНВЕЙЕРЫ ПОРЦИОННОГО ВОЛОЧЕНИЯ С ВЫСОКИМИ СПЛОШНЫМИ СКРЕБКАМИ

Устройство и основные параметры. На рис. 2.42 показаны конвейеры порционного волочения с высокими сплошными скребками. В конвейере с одной рабочей ветвью (рис. 2.42, а) груз перемещается по желобу 6, укрепленному на станине 5 вдоль нижней ветви вертикально замкнутой цепи 1. Цепь с консольно прикрепленными к ней скребками 2 опирается на катки 8, движущиеся по направляющим 9. Цепь приводится в движение от привода через звездочку 3. Ее предварительное натяжение создается натяжным устройством, действующим на звездочку 7. На нижнюю рабочую ветвь груз попадает сверху через свободное пространство между скребками верхней холостой ветви. Разгрузка производится из выпускных отверстий 4 в днище желоба, открываемых и закрываемых шиберными (плоскими) затворами.

В редко применяемых конвейерах с двумя рабочими ветвями (рис. 2.42, б) груз перемещается по верхнему и нижнему желобам в противоположных направлениях, показанных стрелками. Тяговый элемент такого конвейера состоит из двух параллельных вертикально замкнутых пластинчатых катковых цепей, к которым прикреплены скребки, расположенные симметрично относительно осей катков.

Конвейеры порционного волочения с высокими скребками изготовляют как с открытым (рис. 2.42, а, б), так и с закрытым желобом.

По типу, разработанному ВНИИПТмашем, предусмотрено изготовление девяти типоразмеров конвейеров с прямоугольными высокими скребками производительностью 30 ... 630 м³/ч при скорости 0,5 м/с, ширине скребков 200 ... 1200 мм, высоте 100 ...

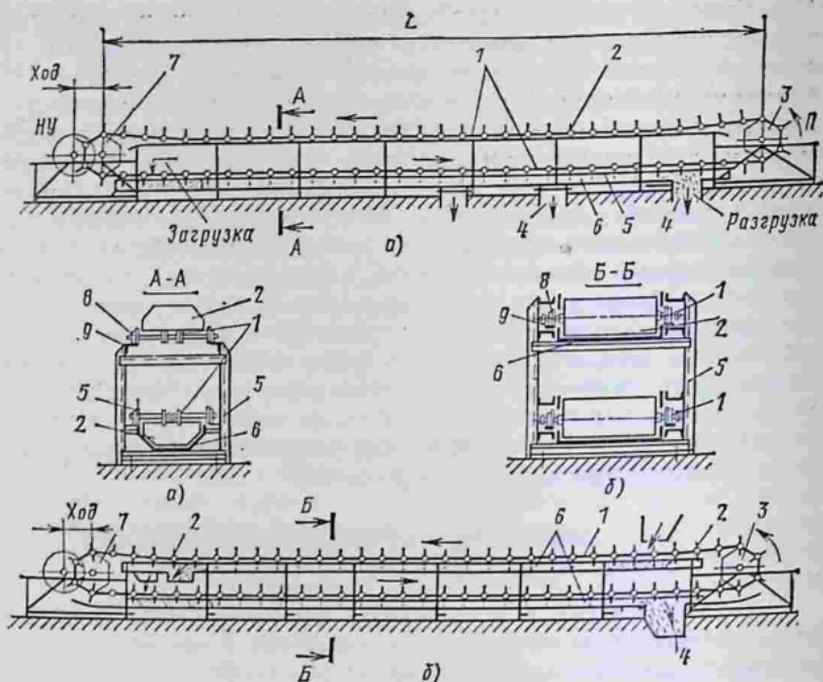


Рис. 2.42. Скребокковые конвейеры порционного волочения с высокими сплошными скребками:

а — с открытым желобом и одной (нижней) рабочей ветвью; *б* — с открытым желобом и двумя рабочими ветвями; *П* — привод; *НУ* — натяжное устройство

400 мм и шаге 315 ... 800 мм. В конвейерах применены четыре типоразмера тяговых пластинчатых катковых цепей (ГОСТ 588—81) с ребордными катками и шагом 160, 250, 315 и 400 мм. Конвейеры предназначены для рядовых грузов с наибольшими размерами кусков 50 ... 400 мм. При наибольших размерах кусков 50, 60 и 80 мм применены консольные скребки (соответственно шириной 200, 250 и 320 мм). Для конвейера с шириной скребка 400 мм используют консольные и симметричные скребки, с шириной 500 мм и более — ящичные. Конвейеры со скребками шириной 200 ... 320 и 400 ... 1200 мм имеют скорость соответственно 0,1 ... 1 и 0,5 ... 0,63 м/с. Угол наклона конвейера с нормальными скребками 30 ... 40°, ящичных — до 50°.

Цепи. В качестве тяговых элементов применяют пластинчатые втулочно-катковые цепи с ребордными катками. Используют и другие цепи — пластинчатые роликовые и с гладкими катками, тяговые разборные, круглозвенные, крючковые из литых или штампованных звеньев, снабжая скребки опорными башмаками или катками. Применение катков снижает сопротивление движению и износ опорных элементов. Катки нуждаются в хорошем

уходе — периодической смазке, защите подшипников, очистке направляющих путей, так как при попадании на них частиц груза нарушается вращение катков, образуются лыски на их ободу и снижается положительный эффект от их применения.

Скребковое полотно в зависимости от размеров кусков транспортируемого груза и ширины желоба может иметь одну или две тяговых цепи. В одноцепном конвейере цепь, расположенная посередине, мешает загрузке, а с увеличением ширины желоба снижается прочность консольных участков скребков. Поэтому для крупнокусовых грузов необходимо применять двухцепные конвейеры.

Желоба. Желоба изготавливают в основном из листовой стали толщиной 4 ... 6 мм отдельными унифицированными штампованными или сварными секциями длиной 3 ... 6 м. Желоба выполняют прямоугольными или трапециевидными, а в отдельных случаях полукруглыми. Днище желоба для повышения долговечности делают съемным для замены на новое, наплавляют износостойкими материалами или футеруют плитками из каменного литья, шлакоситалла или других материалов, устойчивых против изнашивания и коррозии. Особое внимание уделяют упрочнению стыков и правильному взаимному расположению секций (устранение уступов в стыках, одностороннего смещения ходовой части). В отдельных случаях желоба изготавливают деревянными.

Ширину желоба надо выбирать с учетом размеров кусков транспортируемого груза. В одноцепных конвейерах по условиям загрузки она должна в 3 ... 3,6 и 5 раз превышать размер соответственно наибольших и средних кусков, а в двухцепных конвейерах — в 2 ... 2,25 и 3 ... 4 раза.

Скребки. Скребки изготавливают из листовой стали толщиной 3 ... 8 мм и усиливают штампованными ребрами жесткости или приваркой прокатных профилей. В отдельных случаях их выполняют из дерева и полимерных материалов. Форма и размеры скребка должны соответствовать сечению желоба. Наиболее часто применяют консольные скребки (рис. 2.42, а), реже симметричные (рис. 2.42, б и 2.43). Зазор между скребками и неподвижными элементами желоба (днищем, бортами), во избежание заклинивания цепи твердыми частицами груза, принимают равным 3 ... 8 мм. Облюдование таких зазоров требует тщательного изготовления С монтажа конвейеров.

Устройства загрузки и разгрузки. Нижнюю рабочую ветвь загружают мелкокусовыми грузами сверху через холостую верхнюю ветвь, а крупнокусовые грузы подают непосредственно на эту ветвь по крутонаклонному лотку (угол наклона 45°). В последнем случае между обеими ветвями должно быть расстояние, достаточное для размещения лотка. Для разгрузки рабочей ветви используют отверстия в днище желоба.

Верхнюю рабочую ветвь загружают засыпкой сверху, а разгружают или через нижнюю холостую ветвь (мелкокусовые

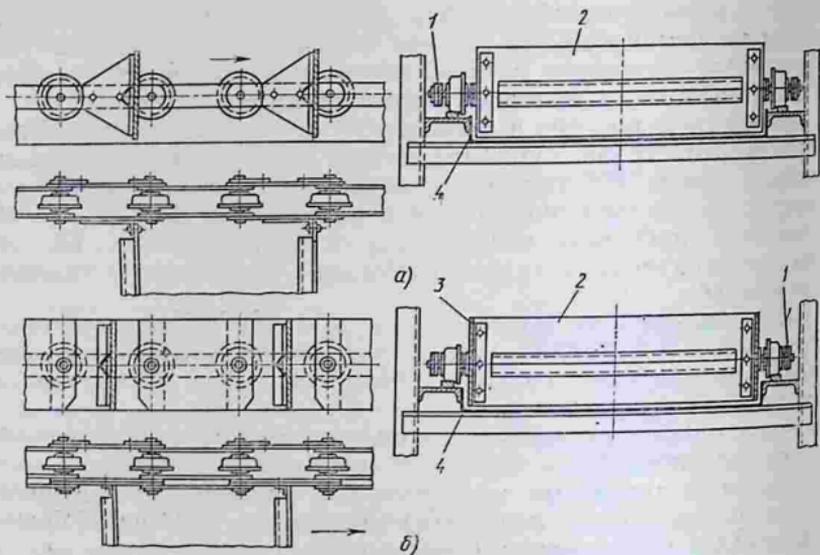


Рис. 2.43. Ходовая часть конвейера порционного волочения с высокими плоскими скребками:

a — без боковых стенок; *b* — с боковыми стенками; 1 — цепь; 2 — скребок; 3 — боковая стенка; 4 — желоб

грузы), или через отводные лотки, устанавливаемые по бокам нижней холостой ветви (крупнокусковые грузы).

Шибрные затворы в днище желоба открывают и закрывают вручную или снабжают их электромеханическими, гидравлическими и пневматическими приводами. В последнем случае открывание и закрывание могут быть автоматизированы. Затворы могут иметь продольное и поперечное перемещения.

Привод. В рассматриваемых конвейерах применяют электрический привод с передаточными механизмами редукторного типа и предохранительными устройствами (срезной штифт, муфта предельного момента и пр.) для предохранения от поломок при образовании затворов и заклинивании кусков груза в зазорах, а также между цепью и звездочкой.

Натяжные устройства. В конвейерах порционного волочения кроме обычного назначения натяжное устройство должно обеспечивать устойчивое положение скребков при консольном их нагружении усилием, приложенным к рабочей кромке скребка. При слабом натяжении цепи это усилие может вызвать опрокидывание скребка (рис. 2.44) и «всплывание» цепи. Чтобы оно не происходило, момент сил натяжения S_0 должен уравновешивать момент силы W , опрокидывающей скребок, т. е. необходимо соблюдение условия

$$S_0 t \sin \varepsilon \geq Wh \cos \varepsilon.$$

При транспортировании мелкокусовых грузов натяжное устройство может быть винтовым. Для крупнокусовых грузов предпочтительно пружинно-винтовое устройство — оно обеспечивает отход натяжной звездочки при заклинивании кусков груза.

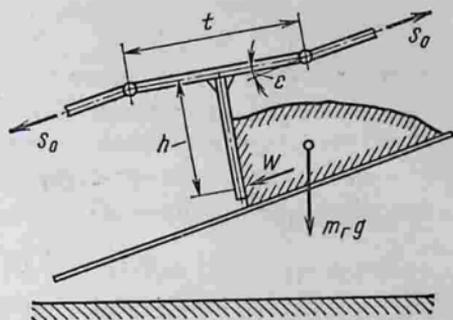


Рис. 2.44. Силы, действующие на высокий скребок

Расчет конвейеров. Исходные данные и задачи, решаемые при конструировании и расчете скребковых конвейеров рассматриваемого

типа, аналогичны исходным данным и задачам, решаемым при конструировании и расчете пластинчатых конвейеров.

Определение скорости полотна. Скорость полотна принимают с учетом свойств груза (абразивность) и производительности конвейера в пределах 0,1 ... 1 м/с.

Определение размеров желоба. Площадь поперечного сечения желоба F и его размеры определяют по заданной производительности Q конвейера и выбранной скорости v груза с учетом неполного заполнения желоба. Легкосыпучие, зернистые и пылевидные грузы располагаются перед скребком отдельными порциями (рис. 2.45, а), называемыми телами волочения. Каждая порция выжимается скребком вверх. Если порция велика, возможно пересыпание груза через скребок и сыпание в стороны. Поэтому высота h тела волочения должна быть меньше высоты скребка и желоба $h_{ж}$. Плохосыпучие кусковые грузы меньше подвержены перемешиванию и перемещаются более равномерным слоем (рис. 2.45, б), но и его высота h не должна превышать высоты желоба $h_{ж}$. С увеличением угла β наклона конвейера объем груза перед скребком уменьшается (рис. 2.45, в), что приводит к снижению производительности.

С учетом изложенного площадь (m^2) поперечного сечения желоба

$$F = \frac{Q}{3600v\psi' C_3}, \quad (2.96)$$

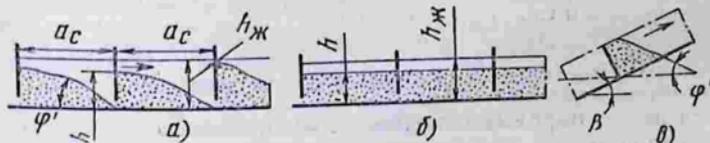


Рис. 2.45. Схемы расположения груза перед высокими сплошными скребками

где Q — производительность конвейера, т/ч; v — скорость движения, м/с; ρ — насыпная плотность груза, т/м³; ψ' — коэффициент заполнения желоба горизонтального конвейера; C_3 — коэффициент, учитывающий уменьшение производительности конвейера с увеличением угла его наклона.

Полезное использование объема желоба можно оценивать обобщенным коэффициентом $\psi = \psi' C_3$. Тогда

$$F = Q / (3600 v \rho \psi). \quad (2.97)$$

Ориентировочно

$$\psi = 0,01 (\beta' - \beta), \quad (2.98)$$

где β' — условный угол, равный соответственно 60 и 85° для хорошо сыпучего и плохосыпучего груза.

Для конвейеров с высокими скребками ширину желоба принимают

$$B = k_h h_{жк}, \quad (2.99)$$

где $k_h = 2,4 \dots 4,5$ — коэффициент высоты желоба (меньшие значения для одноцепных конвейеров, большие — для двухцепных).

Поскольку $F = B h_{жк}$,

$$B = \sqrt{F k_h}. \quad (2.100)$$

Значение B , полученное по выражению (2.100), округляют до ближайшего большего по нормальному ряду 200, 250, 320, 400, 500, 650, 800, 1000 и 1200 мм. Оно должно также удовлетворять условию, учитывающему кусковатость груза: $B \geq 3a'$ — для рядовых грузов и $B \geq 3,5a'$ — для сортированных.

Определение производительности конвейера. При поверочном расчете производительность конвейера (т/ч) определяют по формуле

$$Q = 3600 v \rho \psi F = 3600 v \rho \psi B h_{жк}. \quad (2.101)$$

Тяговый расчет. Тяговый расчет конвейера ведут методом, изложенным в п. 3.11. Натяжение тягового элемента можно определять по формулам (2.75)—(2.78). Расчет начинают с точки наименьшего натяжения цепи S_{\min} , которое принимают из условия предотвращения поворота скребков

$$S_{\min} = 3 \dots 10 \text{ кН.}$$

Положение точки наименьшего натяжения цепи определяют так же, как и для пластинчатых конвейеров. При этом принимают коэффициент сопротивления ходовой части $\omega = 0,1 \dots 0,15$ для цепного полотна с катками и $\omega = 0,25$ — для полотна без катков.

Сила сопротивления перемещению полотна (тяговых цепей со скребками) на прямолинейном участке трассы

$$W = g (q_0 \omega + q \omega_{жк}) L_p \pm (q_0 + q) H, \quad (2.102)$$

где q_0 и q — распределенные массы скребкового полотна и перемещаемого груза, кг/м; ω , $\omega_{жк}$ — коэффициенты сопротивления движению соответственно ходовой части и груза по желобу; L_p — длина расчетного участка конвейера; H — высота

подъема на расчетном участке (знак «плюс» — при подъеме груза, «минус» — при опускании).

Значение q_0 определяют по данным каталогов или прямым расчетом масс движущихся частей по данным чертежей. Ориентировочно можно принимать

$$q_0 = k'_0 q, \quad (2.103)$$

где $k'_0 = 0,5 \dots 0,6$ — для одноцепных и $k'_0 = 0,6 \dots 0,8$ — для двухцепных конвейеров.

Коэффициент сопротивления движению груза по желобу

$$\omega_{жк} = f_{в} (1 + n_{б} h/B), \quad (2.104)$$

где $f_{в}$ — коэффициент трения перемещаемого груза о стенки желоба; h — усредненная высота слоя груза в желобе; B — ширина желоба; $n_{б}$ — коэффициент бокового давления;

$$n_{б} = \frac{k_{с} (1,2 + v)}{1 + 2f^2}, \quad (2.105)$$

где $k_{с}$ — эмпирический коэффициент, равный 1 и 1,1 ... 1,2 соответственно для стационарных и передвижных (с учетом перекоса става) конвейеров; v — скорость цепи; f — коэффициент внутреннего трения насыпного груза.

Силу сопротивления движению полотна на отклоняющих звездочках определяют по формуле (1.88), а сопротивление выпуклых криволинейных участков направляющих по формуле (1.99). По той же формуле рассчитывают сопротивление контршин вогнутых участков направляющих, если радиус изгиба R_1 вычисляют по выражению (1.100). При $R_1 > S_{сб}/(q_0 g)$ силу сопротивления вогнутых участков не учитывают (в этом случае сила сопротивления изгибу цепи компенсируется уменьшением давления катков на направляющие рельсы, так как равнодействующая усилий натяжения на горизонтальном и наклонном участках направлена вверх).

Определение натяжения в характерных точках трассы, окружного тягового усилия на приводных звездочках и мощности двигателя, расчетных натяжений тягового элемента и тяговой цепи производится по тем же зависимостям, что и для пластинчатых конвейеров [формулы (2.75)—(2.78), (2.85)—(2.93)]. При вычислении динамического усилия по формуле (2.88) для скребковых конвейеров принимают несколько меньшее значение коэффициента k' , учитывающего участие массы перемещаемого груза в колебательном процессе ($k' = 0,3 \dots 0,5$).

Пример расчета конвейера. Рассчитать скребковый конвейер порционного волочения с высокими скребками, предназначенный для транспортирования рядового среднекусового каменного угля.

Исходные данные. Транспортируемый груз — рядовой среднекусовой плехосыпучий. Трасса конвейера — простая (рис. 2.46), без подъемов и спусков. Загрузка осуществляется засыпанием через верхнюю (холостую) ветвь в начале конвейера, разгрузка — через днище в желобе в конце нижней рабочей ветви. Условия эксплуатации конвейера тяжелые (на открытом воздухе, абразивная среда).

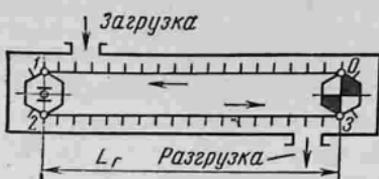


Рис. 2.46. Схема для расчета конвейера

Расчетная производительность конвейера $Q = 17$ т/ч; геометрические параметры трассы: $L_r = 20$ м; угол наклона $\beta = 0$.

Проработка вадания. Размер типичных кусков груза $a' = 75$ мм $= 0,075$ м; насыпная плотность груза $\rho = 0,9$ т/м³; угол естественного откоса груза в покое $\alpha_n = 40^\circ$; коэффициент трения груза о стенки и днище желоба $f_n = 0,6$; коэффициент внутреннего трения насыпного груза $f = 0,75$.

Для заданных условий (небольшая производительность) выбираем одноцепной конвейер с тяговой пластинчатой цепью, снабженной ребордными катками на подшипниках скольжения. С учетом условий использования — малая производительность, повышенная абразивность (рядовой уголь содержит породу с повышенной абразивностью) — принимаем скорость скребкового полотна $v = 0,25$ м/с.

Определение размеров желобов. Обобщенный коэффициент использования сечения желоба [см. формулу (2.98)]

$$\psi = 0,01 (\beta' - \beta) = 0,01 (85 - 0)^\circ = 0,85,$$

где $\beta' = 85^\circ$ — условный угол для плохосыпучего груза.

Площадь поперечного сечения желоба [см. формулу (2.97)]

$$E = Q / (3600 v \rho \psi) = 17 / (3600 \cdot 0,25 \cdot 0,9 \cdot 0,85) = 0,0247 \text{ м}^2.$$

По аналогии с существующими конструкциями для одноцепного конвейера принимаем коэффициент высоты желоба $k_h = 2,5$.

Требуемая ширина желоба [см. формулу (2.100)]

$$B = \sqrt{E k_h} = \sqrt{0,0247 \cdot 2,5} = 0,248 \text{ м}.$$

Проверяем ширину настила по гранулометрическому составу груза:

$$B \geq 3a' = 3 \cdot 0,075 = 0,225 \text{ м}.$$

По нормальному ряду принимаем $B = 0,25$ м.

Высота желоба

$$h_{жк} = B / k_h = 0,25 / 2,5 = 0,1 \text{ м}.$$

Принимаем $h_{жк} = 100$ мм.

Увеличение принятой ширины желоба против значения, подсчитанного по формуле (2.100), невелико. Поэтому пересчет скорости конвейера по формуле (2.74) не требуется.

Определение расчетных распределенных масс. Распределенная масса груза

$$q = Q / (3,6v) = 17 / (3,6 \cdot 0,25) = 18,9 \text{ кг/м}.$$

Распределенная масса скребкового полотна (тяговой цепи со скребками) [см. формулу (2.103)]

$$q_0 = k_0^* q = 0,55 \cdot 18,9 = 10,4 \text{ кг/м},$$

где $k_0^* = 0,55$ — коэффициент для одноцепного конвейера.

Определение расчетных коэффициентов. При эксплуатации в тяжелых условиях по табл. 2.6 принимаем коэффициент сопротивления движению ходовой части на ребордных катках с подшипниками скольжения $w = 0,13$. Коэффициент бокового давления груза рассчитываем по формуле (2.105) при эмпирическом коэффициенте $k_c = 1$ (стационарный конвейер)

$$n_0 = \frac{k_c (1,2 + v)}{1 + 2f^2} = \frac{1 (1,2 + 0,85)}{1 + 2 \cdot 0,75^2} = 0,68.$$

Вычисляем коэффициент сопротивления движению груза по желобу по формуле (2.104) при усредненной высоте слоя груза в желобе $h = h_{ж}\psi = 0,1 \cdot 0,85 = 0,085$ ($h_{ж} = 0,1$ м — высота желоба; $\psi = 0,85$ — обобщенный коэффициент использования сечения, определенный выше):

$$w_{ж} = f_{в} \left(1 + \frac{n_6 h}{B} \right) = 0,6 \left(1 + \frac{0,68 \cdot 0,085}{0,25} \right) = 0,74.$$

Коэффициент сопротивления при огибании звездочек ($\alpha_{п} = 180^\circ$) $k_2 = 1,08$.

Определение точки с наименьшим натяжением тягового элемента. Для горизонтального конвейера со схемой трассы, показанной на рис. 2.46, наименьшее натяжение тягового элемента будет в точке сбегаания с приводной звездочки (в точке O холостой ветви).

Из условия предотвращения поворота скребков и с учетом малой производности конвейера принято усилие в этой точке $S_0 = 3$ кН = 3000 Н (минимальное из рекомендуемых значений).

Определение натяжений в характерных точках трассы. При обходе трассы от точки O (см. рис. 2.46) по направлению движения скребкового полотна согласно формулам (2.75), (2.76) и (2.102) получаем

$$S_1 = S_0 + W = S_0 + gq\omega L_{г} = 3000 + \\ + 9,81 \cdot 10,4 \cdot 0,13 \cdot 20 = 3265 \text{ Н};$$

$$S_2 = k_2 S_1 = 1,08 \cdot 3265 = 3526 \text{ Н};$$

$$S_3 = S_2 + W = S_2 + g(q_0\omega + q\omega_{ж}) L_{г} = \\ = 3526 + 9,81 (10,4 \cdot 0,13 + 18,9 \cdot 0,74) 20 = 6535 \text{ Н}.$$

Определение окружного тягового усилия на приводной звездочке и мощности привода. Согласно формуле (2.85) тяговое усилие на приводной звездочке

$$W_0 = S_{пб} - S_{сб} + (S_{пб} + S_{сб}) (k_2 - 1) = S_3 - S_0 + (S_3 + S_0) (k_2 - 1) = \\ = 6535 - 3000 + (6535 + 3000) (1,08 - 1) = 4298 \text{ Н}.$$

При коэффициенте запаса $k_3 = 1,15$ и КПД привода конвейера $\eta_0 = 0,9$ находим мощность двигателя по формуле (2.86)

$$P = \frac{k_3 W_0 v}{1000 \eta_0} = \frac{1,15 \cdot 4298 \cdot 0,25}{1000 \cdot 0,9} = 1,37 \text{ кВт}.$$

Определение расчетного натяжения тяговой цепи и ее выбор. По аналогии с существующими конструкциями выбираем тяговый элемент, состоящий из одной пластинчатой цепи с шагом $l = 200$ мм = 0,2 м; приводную звездочку с числом зубьев $z_0 = 6$. При заданной схеме конвейера максимальное натяжение тяговой цепи

$$S_{\max} = S_{пб} = 6535 \text{ Н}.$$

Для определения динамического усилия цепи $S_{\text{дин}}$ по формуле (2.88) примем $K_{п} = 1,5$; длину контура тягового элемента находим по формуле (2.89): $L = 2 \sum L_{г} = 2 \cdot 20 = 40$ м; $k' = 0,4$; $k'' = 1$ ($L < 50$ м); массу груза, находящегося на конвейере, вычисляем по формуле (2.90): $m_{г} = qL/2 = 18,9 \cdot 40/2 = 378$ кг, а массу ходовой части конвейера по формуле (2.91) $m_{х} = q_0 L = 10,4 \times 40 = 416$ кг. Тогда

$$S_{\text{дин}} = K_{п} \left(\frac{2lv}{z_0} \right)^2 \frac{k' m_{г} + k'' m_{х}}{l} = 1,5 \left(\frac{2\pi \cdot 0,25}{6} \right)^2 \frac{0,4 \cdot 378 + 1 \cdot 416}{0,2} = 279 \text{ Н}.$$

Расчетное натяжение тяговой цепи [см. формулу (2.87)]

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{расч. п}} = S_{\max} + S_{\text{дин}} = 6535 + 279 = 6814 \text{ Н}.$$

По ГОСТ 588—81 (см. табл. 1.5) выбираем катковую цепь М56 с разрушающей нагрузкой $Q_{р. п} = 56$ кН = 56 000 Н.

Коэффициент запаса прочности выбранной цепи [см. формулу (2.93)]

$$k_B = Q_p \cdot v (S_{\text{расч. ц}} = 56\,000/6814 = 8,22 > [6...7],$$

где [6...7] — допускаемый запас прочности тяговых цепей конвейеров, не имеющих наклонных участков.

По ГОСТ 588—81 выбранная цепь имеет следующие основные параметры и размеры: шаг 200 мм; диаметр вала 10 мм; диаметр втулки 15 мм; диаметр катка 42 мм; диаметр реборды катка 55 мм; распределенная масса 2,38 кг/м.

Определение остальных параметров (расчет натяжного устройства, режимов пуска и торможения и др.), выбор двигателя и других элементов конвейера производятся в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 1.3.

2.3.3. КОНВЕЙЕРЫ СПЛОШНОГО ВОЛОЧЕНИЯ (С ПОГРУЖЕННЫМИ СКРЕБКАМИ)

Устройство и основные параметры. Схемы конвейеров сплошного волочения (с погруженными скребками) по типу ВНИИПТмаша показаны на рис. 2.47. Горизонтальные и пологонаклонные с углом наклона до 15° (рис. 2.47, а), а также горизонтально-пологонаклонные (рис. 2.47, б) конвейеры выполняют с низкими плоскими скребками, а конвейеры с крутонаклонными и вертикальными участками трассы (рис. 2.47, в—е) с контурными скребками. Ширина B желоба конвейеров с плоскими скребками составляет 90, 125, 200, 320 и 400 мм; для конвейеров с контурными скребками ширина желоба B равна 125, 200 и 320 мм, а соответствующая ей высота желоба $h_{\text{ж}}$ составляет 90, 125 и 300 мм. Скорость конвейеров сплошного волочения 0,1 ... 0,4 м/с. Конвейеры с желобом шириной до 320 мм включительно изготавливают одноцепными, более 320 мм — двухцепными.

ВНИИПТмашем разработаны также специальные конвейеры сплошного волочения: с плоскими скребками для транспортирования гранулированной сажки на шинных заводах и горячих ($450 \dots 700^\circ\text{C}$) насыпных грузов (с водяной рубашкой, предназначенной для охлаждения груза, предотвращения коробления и прогорания рабочей поверхности желоба и одновременно охлаждающей груз в процессе транспортирования), а также с контурными скребками в герметичном и взрывобезопасном исполнении.

Горизонтальные одноцепные конвейеры сплошного волочения с плоскими скребками для транспортирования зерна, отрубей, комбикормов и других сыпучих грузов разработаны ВНИЭКИпродмашем. Основные параметры этих конвейеров: ширина желоба до 320 мм; скорость 0,4 м/с; производительность 25, 50 и 100 т/ч.

К самостоятельной группе относятся скребковые конвейеры с низкими скребками для подземного транспортирования угля. Они применяются в различных условиях и имеют ряд разновидностей: одноцепные вертикально замкнутые переносные разборные (рис. 2.48, а), горизонтально замкнутые (рис. 2.48, б), передвижные и др.

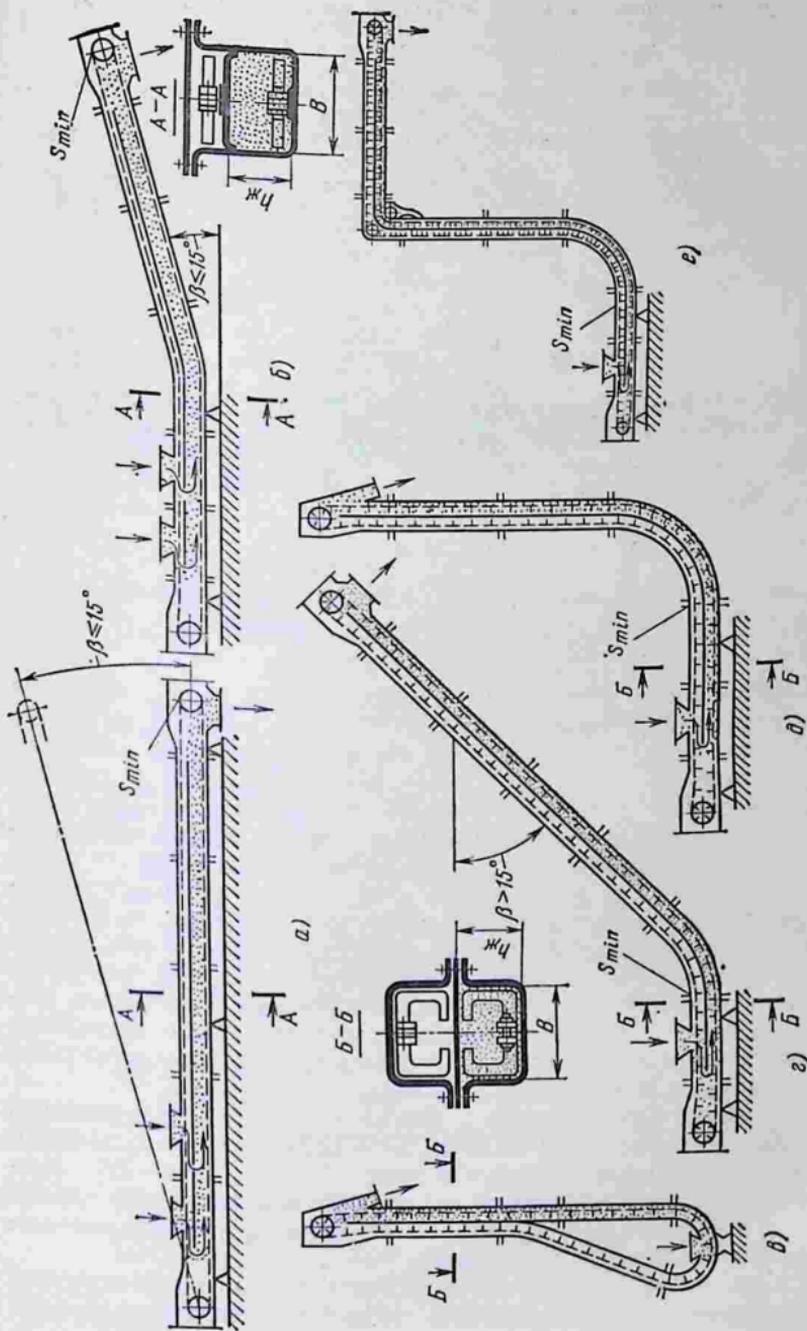


Рис. 2.47. Конвейеры сплошного волокна (с погруженными скребками):
 а — горизонтальный; б — горизонтально-пологонаклонный; в — вертикальный; г — крутонаклонный; д — U-образный; е — Z-образный

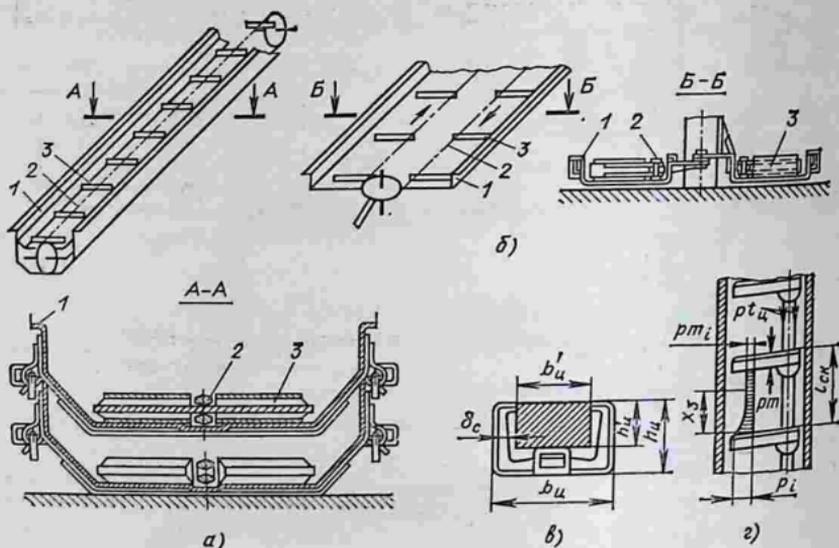


Рис. 2.48. Скребокковые конвейеры для подземного транспортирования угля: а — переносной разборный одноцепный, вертикально замкнутый; б — горизонтально замкнутый; в — сечение желоба; г — схема расположения контурных скребков; 1 — желоб; 2 — цепь; 3 — скребок

Тяговые цепи. Тяговые цепи конвейеров с погруженными и контурными скребками работают в условиях, исключающих применение смазочного материала, так как он уносится частицами транспортируемого груза. Частицы груза, попадая в шарнир, могут оказывать различное влияние на работоспособность цепи: твердые абразивные ускоряют изнашивание, а мягкие мукообразные, наоборот, выполняют роль смазочного материала и повышают долговечность цепи. Вместе с тем как те, так и другие забивают зазоры между деталями закрытого шарнира, в котором одна деталь охватывает другую, «заштыбовывают» его, и при определенных условиях цепь с закрытыми шарнирами становится неработоспособной. С учетом изложенного для конвейеров рассматриваемого типа более предпочтительны цепи с открытыми самоочищающимися шарнирами — горячештампованные разборные, круглозвенные и пластинчатые открытошарнирные.

Применяют для них цепи и других типов. Так, в конвейерах сплошного волочения по типу ВНИИПТмаша предусмотрены горячештампованные вильчатые цепи (ГОСТ 12996—79). Консольные плоские и контурные скребки приваривают к вильчатой цепи, а в двухцепных конвейерах их вставляют в специальные проушины на звене цепи и фиксируют шплинтами.

В конвейерах для мельнично-элеваторной и комбикормовой промышленности использовались втулочные, втулочно-роликовые, литые вильчатые и открытошарнирные пластинчатые цепи.

По результатам испытаний наиболее надежными оказались последние, что обусловлено легким доступом в открытый шарнир мукообразных частиц в качестве смазочного материала, выполнением соединений деталей цепи неразборными (с натягом), а также относительно малой массой цепи и небольшими удельными нагрузками в изнашиваемых сопряжениях. При работе втулочных и втулочно-роликовых цепей наблюдались повышенный износ в подвижных соединениях валиков и втулок с пластинами и разрушение тонкостенных деталей шарниров. Литые вильчатые цепи имели низкую работоспособность из-за скрытых пороков отливок звеньев, задевания скребков за неровности стенок желоба и разрушения валиков по пазам в местах крепления консольных скребков. Отказы открытошарнирных цепей, более редкие по сравнению с отказами деталей других типов, связаны с нарушением посадки фасонных валиков в пластинах и разрушением шплинтов. Благодаря более высокой работоспособности и лучшим технико-экономическим показателям в современных конструкциях этих конвейеров (серии ТСЦ и УТФ) применяют только открытошарнирные пластинчатые цепи.

В скребковых конвейерах для подземной добычи угля используют горячештампованные тяговые разборные цепи (в одноцепных разборных конвейерах) и высокопрочные круглозвенные сварные цепи. Надежность работы разборных цепей в передвижных изгибающихся конвейерах определяют главным образом их соединительные звенья, выполняемые в виде открытой скобы с концами, соединенными болтами. Прочность такой скобы ниже прочности основных звеньев цепи.

Скребки. Плоские скребки изготавливают из полосовой стали (рис. 2.49, а). На работу таких скребков существенно влияет крепление их к цепи, а также качество монтажа конвейера, но в еще большей степени правильная его эксплуатация. Усилие, действующее на скребок от перемещения груза, невелико и само по себе не может вызвать разрушение или деформацию скребка. Однако при эксплуатации скребковых конвейеров эти явления

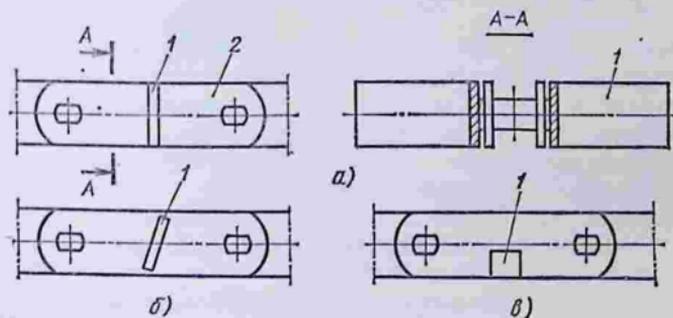


Рис. 2.49. Скребки:

а — вертикальный; б — наклонный; в — квадратный

носят, как правило, массовый характер. В определенной мере это связано с недостаточной жесткостью желобов конвейеров и неудовлетворительным их монтажом. Неправильная установка звездочек вызывает боковое смещение полотна, и в стыках секций на скребок действуют усилия, которые во много раз превышают усилия, требуемые на перемещение груза. Но и они не являются самыми опасными. Наибольшая опасность связана с заштыбкой закрытого желоба в месте загрузки, с образованием пробок груза, через которые протягивается скребковое полотно. Именно эти усилия вызывают деформацию скребков, отрыв их в местах приварки, разрушение шплинтов, крепящих скребки к параллельным контурам цепей, отрыв проушин для крепления скребков к звеньям вильчатой цепи.

Для повышения прочности и жесткости скребков 1 их приваривают под небольшим углом к вертикальной плоскости пластины 2 (рис. 2.49, б), а также выполняют с квадратным (рис. 2.49, в) или фигурным поперечным сечением, так как при этих вариантах момент сопротивления изгибу (при равной площади поперечного сечения) выше, чем у скребка из полосовой стали, приваренного вертикально (рис. 2.49, а). Значительное повышение надежности скребкового полотна достигается выполнением скребков волнообразными из бельтинговой или полимерной ленты, прикрепленной сбоку к цепи. Такие скребки применяют в основном при транспортировании зерна и подобных легких грузов. Однако для тяжелых сыпучих грузов они не пригодны. Поэтому скребки подземных скребковых конвейеров изготавливают из специальных усиленных двутавровых профилей и подвергают упрочняющей термической обработке.

Желоба. В конвейерах сплошного волочения желоба выполняют закрытыми герметичными (см. рис. 2.47) и открытыми (рис. 2.48, а). Их собирают из отдельных цельносварных или разборных секций длиной 2 ... 6 м, изготовленных из листовой среднеуглеродистой или марганцовистой стали (марок 35, 30Г и др.) толщиной 2 ... 4 мм. При сборке закрытых герметичных желобов места соединений элементов секций и самих секций друг с другом тщательно уплотняют эластичными резиновыми прокладками. Между собой секции закрытых желобов обычно соединяют болтами, а открытых (шахтные конвейеры) — с помощью специальных безболтовых соединительных элементов, обеспечивающих более быструю разборку и сборку желоба (става). В наиболее изнашиваемой зоне днища, контактирующей с тяговой цепью, устанавливают сменную полосу или упрочняют эту зону наплавкой износостойкими материалами. Толщина листовой стали и способ заводского изготовления секций существенно влияют на работу конвейера. Цельносварные секции, изготовленные из стали повышенной толщины, обеспечивают меньшие отклонения от прямолинейности при сборке желоба и большую его жесткость в целом, что повышает надежность конвейера.

2.8. Объемная производительность конвейеров с погруженными скребками в зависимости от скорости движения тягового элемента, размеров желоба и скребков

Производительность, м ³ /ч, при скорости движения цепей, м/с				Размеры, мм				
				желоба (см. рис. 2.47)		скребков (см. рис. 2.48)		
0,16	0,20	0,25	0,32	<i>B</i>	<i>h_ж</i>	<i>h_ц</i>	<i>h_ц</i>	<i>l_{ск}</i>
4,0	5,0	6,3	8,0	100	80	75	70	80
6,2	8,0	10,0	12,5	125	100	110	90	100
10,0	12,5	16,0	20,0	160	125	140	110	125
12,5	16,0	20,0	25,0	200	125	180	110	125
20,0	25,0	32,0	40,0	250	160	230	145	160
31,5	40,0	50,0	63,0	320	200	295	180	200
50,0	63,0	80,0	100	400	250	375	225	250

Расчет конвейеров. Расчет ведут по заданной производительности Q (т/ч) в соответствии с принятыми параметрами, схемой и размерами проектируемых машин и применительно к свойствам груза, которые указаны или определяют опытным путем.

Расчетную производительность (т/ч) в зависимости от предварительно выбранных по табл. 2.8 размеров поперечного сечения конвейерного желоба и скорости движения тяговой скребковой цепи определяют по формуле

$$Q = 3600 k_r k_c k_v B h v \rho, \quad (2.106)$$

где k_r — геометрический коэффициент, учитывающий использование части объема желоба скребковым полотном; k_c — скоростной коэффициент, учитывающий, что средняя скорость движения груза $v_{ср}$ меньше, чем скорость тягового элемента v ($k_c = v_{ср}/v$); k_v — коэффициент уплотнения насыпного груза; B — ширина желоба, м; h — высота слоя груза, м; v — скорость движения тягового элемента, м/с; ρ — насыпная плотность груза, т/м³.

Геометрический коэффициент

$$k_r = 1 - q_n / (\rho'' B h), \quad (2.107)$$

где q_n — распределенная масса рабочих элементов, погруженных в транспортируемый груз, кг/м; ρ'' — плотность материала рабочего органа, кг/м³.

Наибольшая высота h слоя груза в желобе конвейера зависит от предельной высоты h_n груза над волочащим элементом (цепью)

$$h_n = B (C_h \pm \operatorname{tg} \beta) / (n_b f_n), \quad (2.108)$$

где C_h — коэффициент сцепления груза со скребковым полотном; β — угол наклона конвейера к горизонтالي (при транспортировании вверх перед $\operatorname{tg} \beta$ ставится знак «минус», а при спуске груза — знак «плюс»); n_b — коэффициент бокового давления груза на стенки желоба; f_n — коэффициент трения груза о стенки желоба.

Коэффициент сцепления

$$C_h = \xi \left(f + \frac{\tau_0}{h_n \rho g} \right), \quad (2.109)$$

где $\xi = 0,6 \dots 0,8$ — эмпирический коэффициент; τ_0 — начальное сопротивление сдвигу.

При расчете C_h предварительно задают значение h_{Π} [обычно $h_{\Pi} = (0,5 \dots 0,8) B$] Коэффициент бокового давления n_b при скольжении насыпного груза по стенкам желоба определяют по формуле (2.105). Скоростной коэффициент выбирают в зависимости от вида груза:

Груз	Мелко- кусковой	Зернистый	Пылевидный
k_c для конвейеров:			
горизонтальных и пологонаклонных	0,9	0,9	0,8
вертикальных и крутонаклонных	0,8	0,6	0,45

Геометрический коэффициент k_r , учитывающий потери полезного объема желоба при размещении в нем скребкового полотна, в ориентировочных расчетах можно принять равным 0,95.

Распределенную массу (кг/м) скребкового полотна рассчитывают по чертежам или приближенно вычисляют по выражению

$$q_0 = 6 + b_{цр} (L_r + H_{общ}) / 30\ 000, \quad (2.110)$$

где $b_{ц}$ — ширина цепного звена — скребка, мм; L_r — длина горизонтальной проекции конвейера, м; $H_{общ}$ — высота конвейера, м; ρ — в кг/м^3 .

Если производительность конвейера, вычисленная по формуле (2.106), окажется меньше заданной, то следует повысить скорость движения цепи или (если это нежелательно или невозможно) изменить размеры поперечного сечения желоба, увеличив их до ближайших значений, указанных в табл. 2.8.

Установочную мощность двигателя конвейера определяют из уравнения (2.86), где $K_2 = 1,1 \dots 1,2$ — коэффициент запаса, учитывающий дополнительные сопротивления движению груза и скребковой цепи, не вводимые в основные расчетные формулы.

Натяжения $S_{но}$ и $S_{об}$ находят последовательным суммированием сил сопротивления движению на характерных участках конвейера, начиная от точки наименьшего натяжения S_{min} цепи до приводного устройства, отдельно для рабочей (грузовой) и порожней (холостой) ветвей. При расчете конвейеров без натяжных устройств (петлеобразных, Г-образных и круговых вертикально замкнутых) наименьшее натяжение принимают равным нулю. Для конвейеров с натяжными устройствами наименьшее натяжение S_{min} (Н) выбирают по соотношению $S_{min} = 4b_{ц}$ (где $b_{ц}$ — в мм). Положение точек наименьшего натяжения для различных групп рассматриваемых конвейеров показано на рис. 2.47.

Сила сопротивления движению холостой (порожней) ветви цепи на горизонтальных и наклонных участках прямолинейного пути

$$W = q_0 L g (f' \cos \beta \pm \sin \beta), \quad (2.111)$$

а сила сопротивления перемещению груза и движению цепи на горизонтальных и пологонаклонных участках рабочей (груженой) ветви

$$W = (q + q_0) g L \left[f_B \left(\frac{n_0 h_{жк}}{B} + 1 \right) \cos \beta \pm \sin \beta \right], \quad (2.112)$$

где L — длина расчетного участка конвейера; f' — коэффициент трения цепи о желоб (0,3 ... 0,4 — для стальных желобов и 0,5 ... 0,7 — для деревянных); β — угол наклона расчетного участка конвейера к горизонту; q — распределенная масса груза, которую определяют по формуле (1.60); f_B — см. формулу 2.104).

В уравнениях (2.111) и (2.112) перед $\sin \beta$ ставят знак «плюс» — при движении цепи соответственно на подъем и знак «минус» — при ее движении на спуск.

Сопротивление движению цепи на крутонаклонных участках груженой ветви определяют по выражению

$$W = L \left\{ \sin \beta [(q + q_0) + 2(B + h_{жк}) p f_B] + (q + q_0) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{n_0 h_{жк}}{B} + 1 \right) \cos \beta \right\} g, \quad (2.113)$$

где $p = \omega' \rho h_{жк} / (l' f - b_{ц}' f_B)$ — давление на стенки желоба при перемещении груза; $\omega' = b_{ц}' h_{ц}'$ — площадь сечения слоя груза в пределах контурного скребка (см. рис. 2.48, а); $b_{ц}'$ — внутренняя ширина контурного скребка (ширина в свету), мм; $h_{ц}'$ — внутренняя высота контурного скребка, мм; $l' = b_{ц}' + 2h_{ц}'$ — часть периметра сечения грузового слоя, ограниченная внутренним контуром скребка и не соприкасающаяся со стенками желоба; f — коэффициент внутреннего трения груза.

Коэффициент f при расчете конвейеров, предназначенных для связанных грузов, заменяют в формулах (2.105) и (2.109) коэффициентом внутреннего сдвига

$$f_{\sigma} = f + \tau_0 / (h_{жк} \rho g). \quad (2.114)$$

Сила сопротивления перемещению скребкового полотна по вертикальному участку в пределах холостой (порожней) ветви

$$W = g q_0 H_t. \quad (2.115)$$

Сила сопротивления перемещению груза и скребкового полотна в пределах рабочей (груженой) ветви

$$W_{гр.в} = [(q + q_0) g + 2(B + h) p f_B] H_t, \quad (2.116)$$

где H_t — высота расчетного вертикального участка конвейера, м.

Силу сопротивления движению скребкового полотна в сопрягающихся криволинейных участках желоба определяют по уравнению (1.99) при $\omega = f'$.

Силу сопротивления одиночного очистного устройства для звездочек, блоков и скребкового полотна вычисляют по формуле (1.86) при $B = b_{ц}$. Сила сопротивления загрузочных устройств

$$W = h_{ц}' q l_{в} / b_{ц}, \quad (2.117)$$

где h'_3 — коэффициент; $h'_3 = 0,5$ и $0,65 \text{ м}^2/\text{с}^2$ соответственно при $v \leq 1 \text{ м/с}$ и $v > 1 \text{ м/с}$; l_B — длина загрузочного отверстия (воронки).

Значение шага скребков $l_{ск}$, предварительно принимаемое по табл. 2.8, проверяют по соотношению $l_{ск} > x_a$, где x_a — длина зоны распространения местного давления p_i (рис. 2.48), рассчитываемая по уравнению

$$x_a = \frac{\delta_c}{2fm_i} \left(1 + m_i^2 + 2,3 \lg \frac{p_i m_i}{p} \right), \quad (2.118)$$

где δ_c — средняя ширина выступа контурного скребка, м (рис. 2.48, а), зависящая от свойств перемещаемого груза (принимают $\delta_c = 0,15b_{ц}$ и $0,1b_{ц}$ соответственно для порошкообразных легкосыпучих и кусковых грузов, обладающих значительной связностью частиц); m_i — коэффициент подвижности груза, $m_i = 0,18/f$; p — давление груза на стенки желоба, Па.

Давление, передаваемое скребками на груз при движении тяговой цепи,

$$p_i = \frac{W_a}{\omega_i} - p \left[\left(\frac{\omega_{ц}}{\omega_i} - 1 \right) f_{ц} - m_i \right], \quad (2.119)$$

где W_a — сила сопротивления, воспринимаемая звеном цепи при движении груза в желобе; $\omega_{ц}$ — площадь полной наружной поверхности тяговой цепи на длине одного ее шага; $f_{ц} = f_B$ — коэффициенты трения перемещаемого груза о тяговую цепь; ω_i — площадь проекции скребкового полотна на плоскость, перпендикулярную продольной оси желоба, за вычетом минимальной площади сечения тягового элемента (стержней звеньев).

Сила сопротивления для конвейеров вертикальных и крутонаклонных

$$W_a = [qg + 2(B + h_{жк})pf_B]l_{ск}, \quad (2.120)$$

а для горизонтальных и пологонаклонных

$$W_a = qg \left[\left(\frac{nh_{жк}}{B} + 1 \right) f_B \cos \beta \pm \sin \beta \right] l_{ск}, \quad (2.121)$$

где знак перед $\sin \beta$ выбирают в соответствии с указаниями, данными для уравнения (2.112).

При правильном выборе основных размеров тяговой цепи должно удовлетворяться соотношение $x_a \leq l_{ск}$. Если $x_a > l_{ск}$, то следует увеличить площадь ω_i контурного скребка и определить новые значения p_i и x_a .

2.3.4. ТРУБЧАТЫЕ, КАНАТНО-ДИСКОВЫЕ, ШТАНГОВЫЕ И ЕРШОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Устройство и основные параметры. Схема *трубчатого* конвейера с пространственной трассой показана на рис. 2.50, а, а элементы его ходовой части на рис. 2.50, б, в. Груз перемещается непрерывным потоком в трубе 1 круглого (реже прямоугольного) сечения. Цепь 2 с прикрепленными к ней скребками 3 (рис. 2.50, б, в) приводится в движение от приводной звездочки, вращаемой приводным механизмом 6 (рис. 2.50, а).

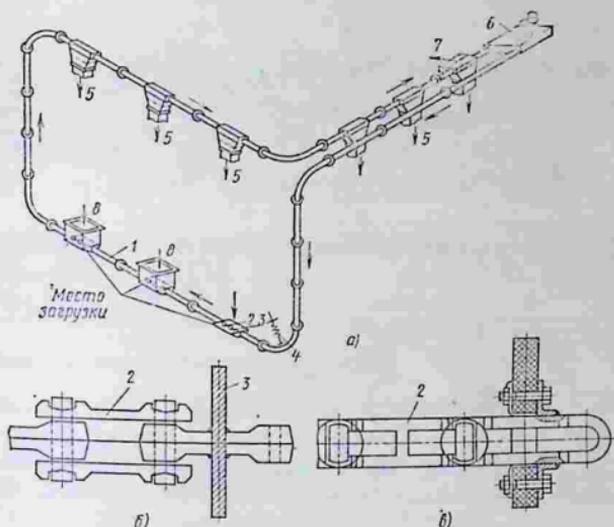


Рис. 2.50. Трубчатый конвейер:

a — схема конвейера; *б* — тяговая разборная цепь с приваренными стальными скребками; *в* — то же с пластмассовыми скребками

Загрузочные 6 и разгрузочные 5 устройства расположены на горизонтальных участках трассы. В конце разгрузочного участка устанавливают устройство 7 (обычно вибрационного типа) для очистки ходовой части от остатков груза. Цепь натягивают опусканием нижнего участка конвейера под действием натяжного устройства 4.

Трубчатые конвейеры отличаются разнообразием трасс и имеют следующие параметры: внутренний диаметр трубы 75 ... 400 мм; скорость цепи 0,1 ... 0,5 м/с; производительность 0,5 ... 200 м³/ч.

В конвейерах с плоскими трассами используют тяговые цепи любых типов, в конвейерах с пространственно-искривленными трассами в основном разборные (рис. 2.50, б, в) или круглозвенные тяговые цепи, а в отдельных случаях стальные канаты. Скребки изготовляют из стали, чугуна, пластмассы, резины, а также комбинированными — с бандажом из резины или пластмассы.

Шаг скребков в конвейерах с прямолинейными трассами принимают равным 2 ... 3 диаметрам трубы, а при искривленных трассах — одному диаметру.

Желоба трубчатых конвейеров собирают из унифицированных секций длиной 4 ... 6 м, изготовленных из стандартных труб со стенками толщиной 3 ... 6 мм. Трубы выполняют с радиусом закруглений 1,2 ... 2 м.

Канатно-дисковые конвейеры применяют для транспортирования длинномерных грузов волочением в открытом желобе при

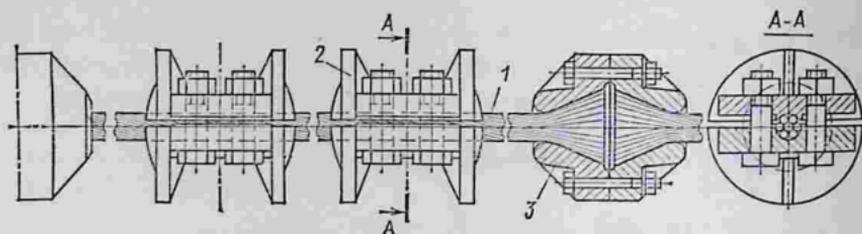


Рис. 2.51. Тягово-несущий элемент канатно-дискового конвейера

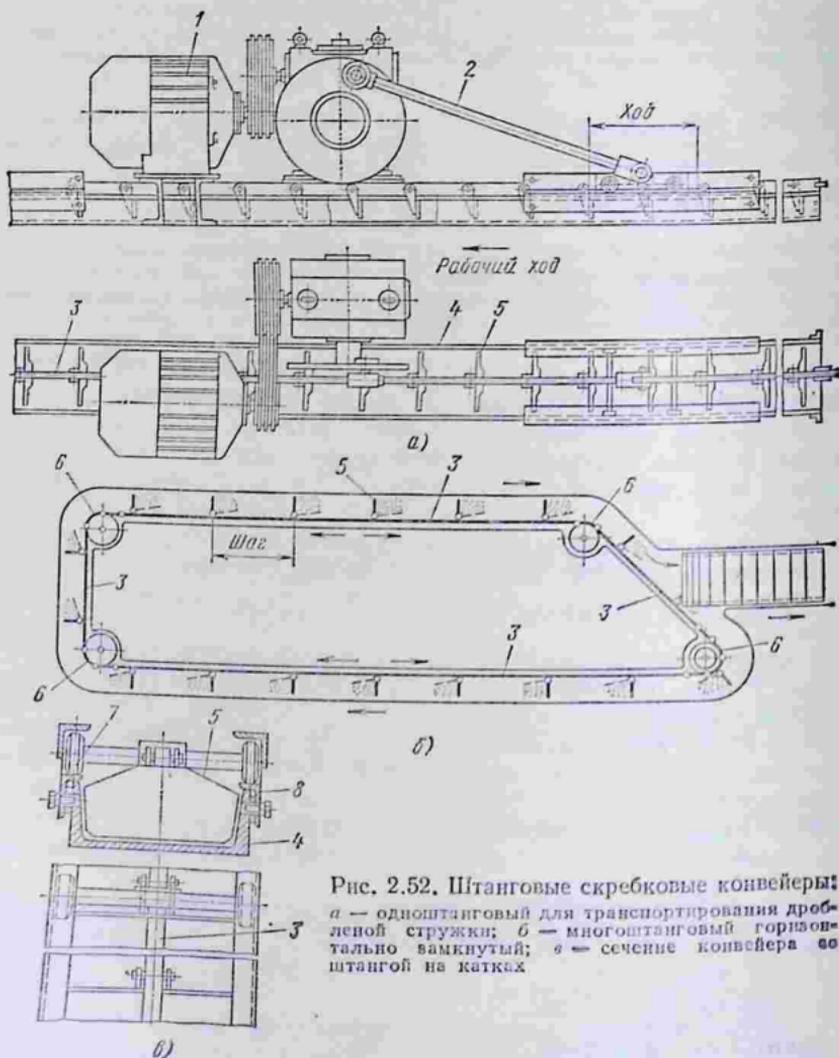


Рис. 2.52. Штанговые скребковые конвейеры: а — одноштанговый для транспортирования дробленой стружки; б — многостанговый горизонтально замкнутый; в — сечение конвейера со штангой на катках

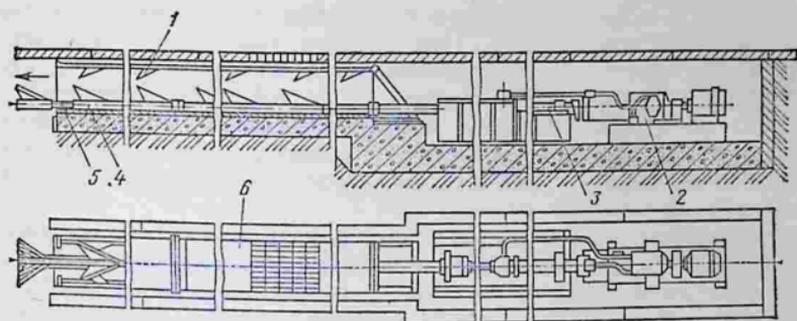


Рис. 2.53. Ершовый скребковый конвейер

помощи каната 1 (рис. 2.51) с прикрепленными к нему скребками 2 в виде разъемных дисков. Отрезки канатов соединяют в непрерывный тяговый элемент при помощи полумуфт 3.

Конвейеры этого типа изготовляют длиной до 600 м. Транспортирование груза возможно обоими ветвями.

Штанговый скребковый конвейер для перемещения мелкой дробленой стружки показан на рис. 2.52, а. Груз транспортируется по желобу 4 (обычно в виде швеллера) скребками 5, шарнирно прикрепленными к штанге 3. Рабочий орган — штанга со скребками — перемещается на ползунах или опирается катками 7 на направляющие 8 (рис. 2.52, в). Возвратно-поступательное перемещение штанги обеспечивает привод 1 с кривошипно-шатунным механизмом 2. При рабочем ходе штанги скребки занимают вертикальное положение, а при холостом ходе поворачиваются и скользят по поверхности груза, не перемещая его. Эффективное транспортирование обеспечивается при длине хода в 1,5 ... 2 раза большей шага скребков. Основные параметры конвейеров: глубина желоба 150 ... 200 мм; ширина 200 ... 300 мм; шаг скребков 200 ... 250 мм; допустимый угол наклона 30°.

В животноводческих помещениях применяют горизонтально замкнутые скребковые штанговые конвейеры с трассой, показанной на рис. 2.52, б. Общая длина транспортирования 200 м. Тяговый орган конвейера выполнен комбинированным: на прямолинейных участках установлены штанги 3 с шарнирно прикрепленными к ним скребками 5, а на криволинейных участках — тяговые цепи 6 с аналогичными скребками. Целью создания такого конвейера было сокращение длины дефицитных тяговых цепей, подверженных сильному износу в скребковых конвейерах обычной конструкции. Однако заметного положительного эффекта это не дает из-за усложнения крепления скребков и появления нового интенсивно изнашиваемого сопряжения — шарнирного соединения скребка со штангой.

Штанговый ершовый конвейер для транспортирования витой стружки показан на рис. 2.53. Груз перемещается в желобе 6,

к стенкам и крышке которого приварены стреловидные металлические пластины-ерши 1. При рабочем ходе штанги 4 с аналогичными ершами груз проталкивается вперед по ходу в направлении стрелки, а при обратном холостом ходе удерживается ершами на боковых станках и крышке желоба. Штанга перемещается возвратно-поступательно с помощью гидравлического цилиндра 3, поршень которого движется под действием рабочей жидкости, подаваемой насосом 2.

Для большинства ершовых конвейеров сечение короба принято 600×600 мм, шаг ершей 750 мм, длина рабочего хода штанги 1750 мм (более двух шагов ершей), скорость движения штанги 4,4 ... 10 м/мин, производительность 0,5 ... 3 т/ч, длина транспортирования до 100 м.

2.4. КОВШОВЫЕ, СКРЕБКОВО-КОВШОВЫЕ И ЛЮЛЕЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

2.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия, разновидности. Конвейеры этой группы двухцепные и предназначены для транспортирования грузов по сложным вертикально замкнутым трассам (рис. 2.54, а) с горизонтальными и вертикальными участками. В них используют различные принципы транспортирования. В *ковшовых* конвейерах с *сомкнутыми* (рис. 2.54, б) и *расставленными* (рис. 2.54, в) ковшами и *люлечных* (рис. 2.55) груз перемещается в ковшах (насыпной груз) и люльках (штучный груз), подвешенных шарнирно к тяговым цепям. В *скребково-ковшовых* конвейерах (рис. 2.56), ковши которых жестко связаны с цепями, насыпной груз перемещается волочением по желобу на горизонтальных участках и переносом на вертикальных участках.

В качестве тяговых элементов конвейеров используют две параллельно расположенные катковые цепи (поз. 1 на рис. 2.54, 2.56 и 3 на рис. 2.55), опирающиеся на горизонтальных участках трассы на направляющие рельсы, а в качестве грузонесущих

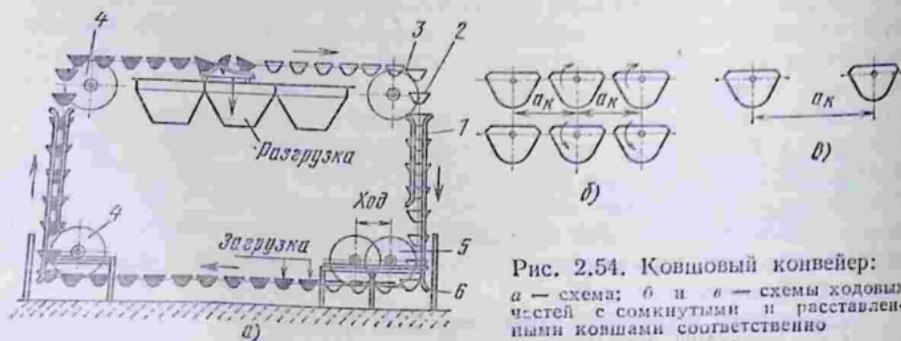


Рис. 2.54. Ковшовый конвейер:
а — схема; б и в — схемы ходовых частей с сомкнутыми и расставленными ковшами соответственно

Рис. 2.55. Люлечный конвейер



элементов — ковши 2 (см. рис. 2.54 и 2.56) или люльки 4 (см. рис. 2.55). Привод (поз. 3 на рис. 2.54 и 2 на рис. 2.55) и натяжное устройство (поз. 5 на рис. 2.54 и 1 на рис. 2.55) в зависимости от конфигурации трассы располагают как в верхней, так и в нижней части конвейера. Направление трассы изменяется с помощью отклоняющих звездочек (поз. 4 на рис. 2.54 и 3 на рис. 2.56). Загрузку обычно производят в нижней части конвейера, разгрузку — в верхней. На вертикальных участках трассы грузонесущее полотно защищено от раскачивания рельсами 6 (см. рис. 2.54), охватывающими катки цепи с двух сторон.

Особенностью ковшовых (см. рис. 2.54) и люлечных (см. рис. 2.55) конвейеров является плоскопараллельное перемещение грузонесущих элементов на всех участках трассы, исключая места разгрузки ковшовых конвейеров, где ее осуществляют опрокидыванием ковшей. По виду перемещения грузонесущих элементов к данной группе машин можно отнести многокабинные пассажирские подъемники непрерывного действия — *патерностеры*, в которых плоскопараллельное перемещение кабин без опрокидывания на звездочках обеспечивается оригинальной схемой их подвешивания к тяговому цепям.

Основные параметры. У ковшовых конвейеров ширина ковшей составляет 400, 500, 650, 800 и 1000 мм; скорость движения полотна 0,16 ... 0,4 м/с; производительность до 500 т/ч; длина горизонтальных участков до 150 м; высота подъема до 60 м. Управление процессами загрузки-разгрузки является как местным, так и дистанционным, что позволяет автоматизировать работу.

Скребково-ковшовые конвейеры изготавливают с ковшами шириной 300 ... 1200 мм. При скорости до 0,5 м/с они обеспечивают производительность 10 ... 200 т/ч. Длина горизонтальных участков составляет до 100 м, высота подъема — до 25 м.

Люлечные конвейеры имеют скорость 0,1 ... 0,3 м/с, общая длина трассы до 150 м.

Преимущества и недостатки.
К преимуществам ковшовых, скреб-

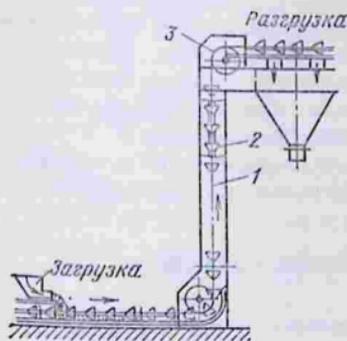


Рис. 2.56. Скребково-ковшовый конвейер

ково-ковшовых и люлечных конвейеров можно отнести бесперегрузочное (без пересыпок) транспортирование насыпных и штучных грузов по сложным вертикально замкнутым трассам с горизонтальными и вертикальными участками, компактность компоновки транспортного и технологического оборудования, простоту загрузки и разгрузки в любом месте трассы, возможность автоматизации этих операций и конвейера в целом, пригодность для транспортирования горячих грузов.

Недостатками их являются сложность, большая масса и высокая стоимость оборудования, крошение груза и повышенный износ трущихся частей (желоба и ковшей) в скребково-ковшовых конвейерах, большое число шарнирных сочленений, требующих смазки, их износ и повышенная стоимость эксплуатации.

Области применения. Ковшовые и скребково-ковшовые конвейеры используют для транспортирования сухих хорошо сыпучих насыпных грузов (угля, известняка, карбида кальция, специальной шихты и др.) и в тех случаях, когда необходимо обеспечить наиболее компактную компоновку транспортного оборудования при сочетании горизонтального перемещения груза с его подъемом на значительную высоту и распределением по нескольким пунктам (например, бункерам). Для транспортирования влажных и липких грузов они мало пригодны из-за трудности разгрузки и очистки ковшей. Наибольшее распространение эти конвейеры получили на заводах химической промышленности (содовых, синтетического каучука и др.), на топливоподачах электростанций, коксогазовых и цементных заводах.

Люлечные конвейеры применяют при сочетании горизонтального и вертикального транспортирования однородных штучных грузов. Поскольку эту задачу успешно решают другими более универсальными подъемно-транспортными машинами (грузовые лифты в сочетании с машинами напольного транспорта, подвесные конвейеры), люлечные конвейеры используют в основном как специальное оборудование. Наибольшее применение люлечные конвейеры получили в качестве технологических установок для перемещения грузов на участках гальванопокрытий, травления, сушки и др. Их используют также для перемещения тяжелых и крупногабаритных штучных грузов в тех случаях, когда нельзя применять подвесные конвейеры общего назначения.

Патерностеры имеют ограниченное применение по сравнению с более дешевыми (лифтами) и производительными (эскалаторами) машинами того же назначения.

2.4.2. КОВШОВЫЕ И СКРЕБКОВО-КОВШОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Устройство. Ковшовый конвейер с сомкнутыми ковшами показан на рис. 2.57. Его несущее полотно образовано ковшами 7, прикрепленными шарнирно к двум пластинчатым катковым цепям 8.

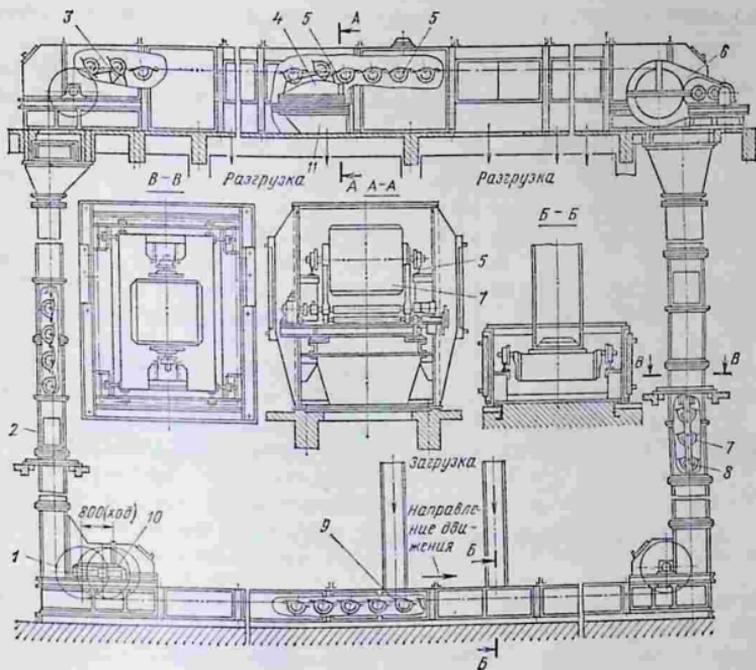


Рис. 2.57. Устройство ковшового конвейера с сомкнутыми ковшами

Ось шарнирного подвеса ковша располагают таким образом, чтобы центр тяжести ковша как в порожнем, так и в загруженном состоянии находился выше нее. Благодаря этому ковш на всех участках трассы сохраняет устойчивое отвесное положение без дополнительной фиксации; разгрузка ковша опрокидыванием требует принудительного воздействия на него, а после опорожнения он сам возвращается в исходное отвесное положение.

Движение полотну передается от привода 6. Натяжение цепей осуществляется натяжным устройством 10 через натяжные звездочки 1. На горизонтальных участках катки движутся по направляющим 5, а на вертикальных участках (сечение В—В) во избежание раскачивания полотна направляющие охватывают катки с двух сторон. Загрузка конвейера производится на нижнем горизонтальном участке 9, а разгрузка — на верхнем горизонтальном участке. Разгрузку выполняют при помощи стационарного разгрузочного устройства 4, установленного над разгрузочной воронкой 11.

В конце верхнего горизонтального участка установлен переориентировщик 3 сомкнутых ковшей, предназначенный для изменения положения элементов, перекрывающих зазоры между

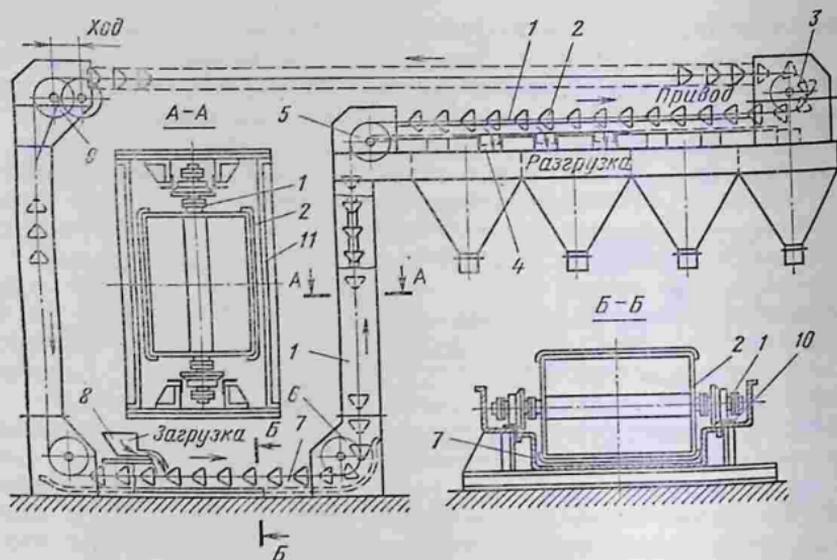


Рис. 2.58. Устройство скребково-ковшового конвейера

ковшами. Переориентировка сомкнутых ковшей для перевода первого по ходу козырька из верхнего положения в нижнее или наоборот необходима в тех случаях, когда трасса конвейера имеет повороты на звездочках в разные по ходу полотна стороны.

По всей длине трассы несущее полотно конвейера ограждено пыленепроницаемым кожухом 2. При транспортировании токсичных и газифицирующих грузов кожух выполняют герметичным, а если не предъявляется особых требований к защите окружающей среды, несущую конструкцию делают открытой (с сетчатым ограждением).

При соответствующем выполнении загрузочных и разгрузочных устройств ковшовый конвейер можно использовать для одновременного транспортирования двух разных насыпных грузов.

Скребково-ковшовый конвейер показан на рис. 2.58. Его несущее полотно образовано двумя катковыми цепями 1, к которым жестко прикреплены ковши 2. На горизонтальных участках (сечение Б—Б) оно движется в открытом желобе 7, опираясь катками цепи на направляющие 10, а на вертикальных (сечение А—А) — в закрытом желобе II, где катки охвачены с двух сторон направляющими. Цепи приводятся в движение от привода приводными звездочками 3, а их натяжение осуществляется натяжным устройством и звездочками 9. Конвейер загружается на нижнем горизонтальном участке через загрузочную воронку 8, а разгружается через разгрузочные отверстия 4 в днище верхнего желоба. На нижнем горизонтальном участке груз перемещается, как в конвейере порционного волочения с высокими скребками. При пово-

роте на нижней отклоняющей звездочке 6 ковши зачерпывают груз и переносят его вверх, как в обычном ковшовом конвейере. При повороте ковшей на верхней отклоняющей звездочке 5 груз высыпается в верхний желоб и снова перемещается в нем, как в скребковом конвейере.

Тяговые цепи. В основном в этих конвейерах применяют пластинчатые цепи (ГОСТ 588—81) с ребордными катками на подшипниках скольжения и качения. Шаг цепей ковшовых конвейеров составляет 320, 400, 500, 630, 800 и 1000 м, скребково-ковшовых — 200, 250, 320, 400 и 500 мм.

Ковши. У ковшовых конвейеров ковши 2 выполняют корытообразными с закругленным днищем (рис. 2.59, а). На их боковых стенках устанавливают рамки или упоры 6, при воздействии на которые происходит опрокидывание и разгрузка ковша. Сомкнутые ковши, требующие переориентировки, снабжают дополнительным роликом 4 или упором, а также козырьками 3.

Расставленные ковши имеют более простую конструкцию. Они не требуют переориентировки и не имеют козырьков, но их загрузка должна быть порционной или выполняться с помощью довольно сложных устройств, исключающих просыпи груза.

Ковши ковшовых конвейеров закрепляют на цепи 1 или при помощи сквозной оси 5, что ухудшает условия загрузки, или на полуосях (см. рис. 2.57, сечение В—В). Шаг крепления сомкнутых ковшей равен шагу цепи, а разомкнутых — кратен шагу цепи.

Ковши скребково-ковшовых конвейеров (рис. 2.59, б) имеют более простую конструкцию. У них нет козырьков и устройств для разгрузки и переориентации. Они имеют призматическую форму. Угол между боковыми стенками с целью облегчения разгрузки принимают не менее 90° . Изготавливают ковши сварными из листового стали толщиной 3 ... 8 мм.

Размеры ковшей: ширина $B = 300 \dots 1200$ мм; вылет $A = 300 \dots 600$ мм; глубина $h_1 = 150 \dots 300$ мм; шаг a_n — не менее двух шагов цепи.

Загрузочные устройства. Ковшовые конвейеры с сомкнутыми ковшами и скребково-ковшовые конвейеры загружают непрерывной струей при помощи желобов, лотков или другого конвейера. Расставленные ковши во избежание просыпи груза загружают при помощи специальных загрузочных устройств, обеспечивающих порционную подачу груза непосредственно в ковш. Применяют загрузочные устройства различных конструкций: бункер с затвором, управляемым движущимися ковшами; загрузочный барабан с синхронной связью его выпускных отверстий с загружаемыми ковшами; конвейерное устройство 2 (рис. 2.60) с седлообразными козырьками 4, перекрывающими зазоры между ковшами 1 (устройство приводится в движение ковшами при их загрузке ленточным конвейером 3).

Разгрузочные устройства. Разгрузку выполняют при помощи поворотных разгрузочных шин (рис. 2.61), которые в поднятом

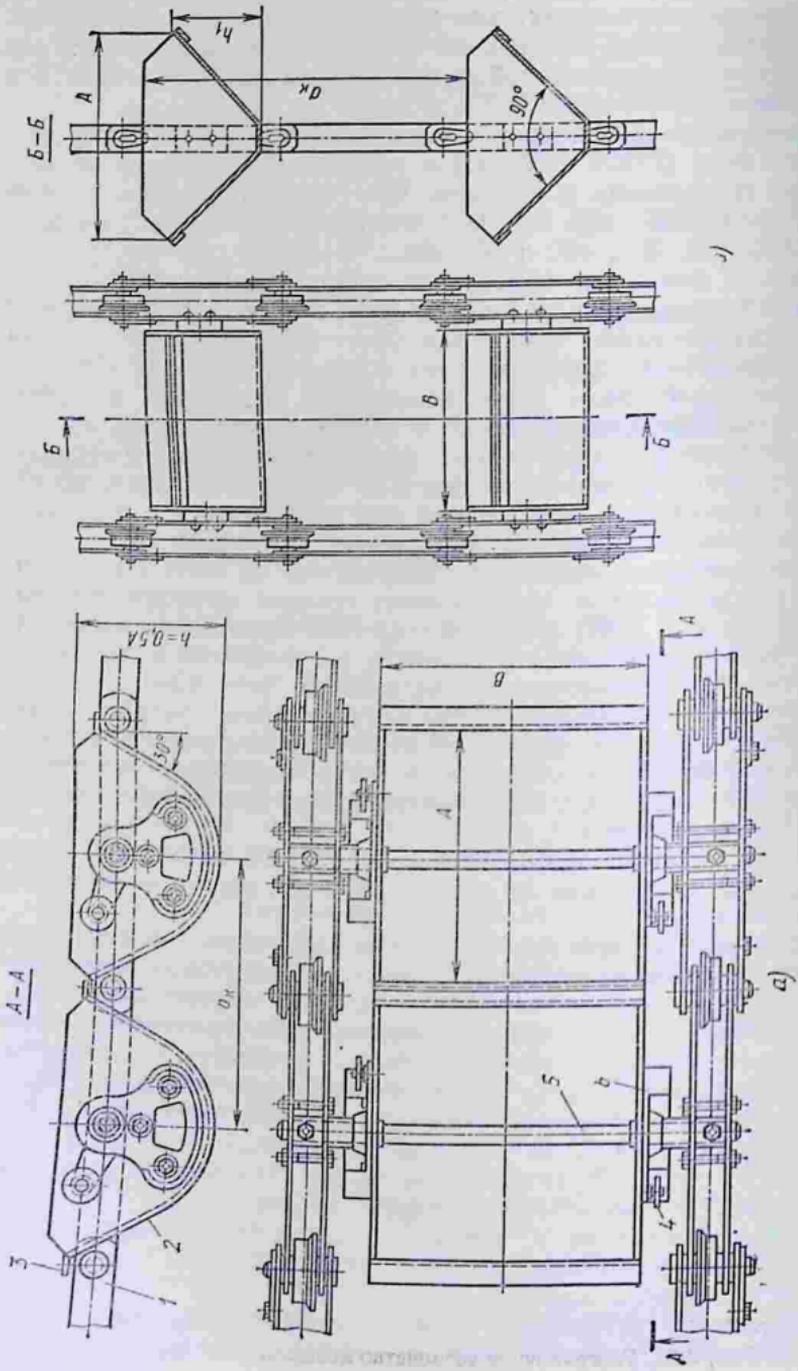


Рис. 2.59. Ходовые части конвейеров:
 а — ковшового; б — скребково-ковшового

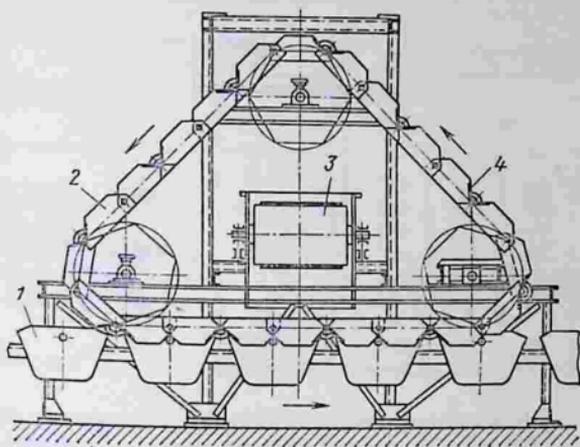


Рис. 2.60. Загрузочное устройство конвейера с расставленными ковшами

положении взаимодействуют с роликами или упорами на боковых стенках ковша и опрокидывают его, а в опущенном состоянии пропускают загруженные ковши. Разгрузочные шины устанавливаются стационарно в одном (см. рис. 2.57) или нескольких пунктах или на передвигающейся тележке (рис. 2.61). Управлять работой разгрузочных шин можно дистанционно и автоматически по заданной программе.

Разгрузку скребково-ковшового конвейера можно производить в любом месте на его верхней горизонтальной ветви в одном или нескольких пунктах через отверстия в дне желоба, перекрываемые задвижками.

Привод. Привод конвейеров редукторный с автоматическим устройством для остановки полотна при самопроизвольном его движении в обратном направлении. При больших высотах подъема

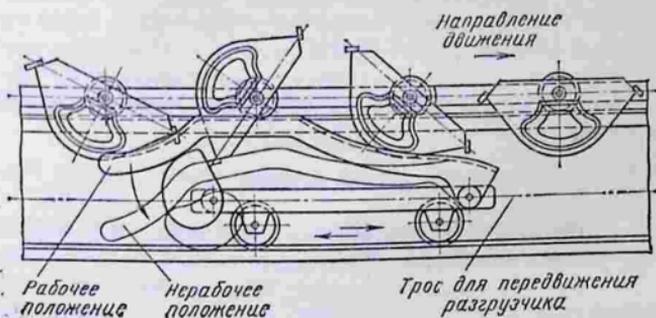


Рис. 2.61. Разгрузочное устройство ковшового конвейера

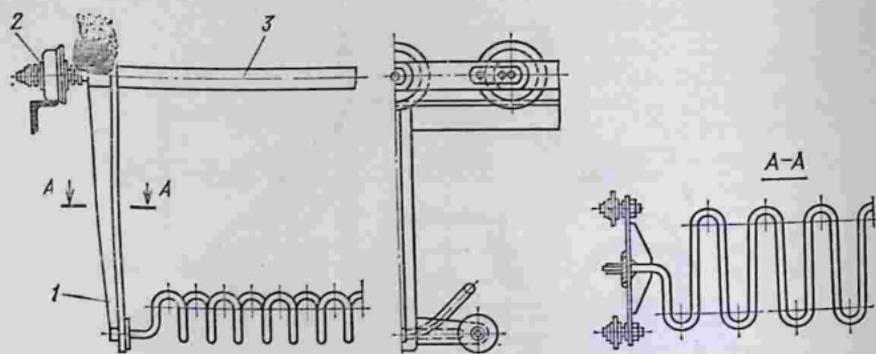


Рис. 2.62. Ходовая часть люлочного конвейера

конвейеры выполняют многоприводными с гусеничными приводами на загруженном вертикальном участке.

Натяжные устройства. Натяжные устройства винтовые или пружинно-винтовые, реже (в ковшовых конвейерах) грузовые.

2.4.3. ЛЮЛЕЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Устройство. Люлочный конвейер имеет люльки 1, шарнирно подвешенные к осям 3, соединяющим пластины и катки параллельных цепей 2 (рис. 2.62). Загружаются и разгружаются люльки вручную или автоматически при помощи специальных устройств. Длина люлочных конвейеров может достигать 150 м, а высота подъема — 30 м. В люлочных конвейерах используют редукторный привод с тормозом обратного хода цепи, действующим в случае перерыва подачи тока, когда цепь конвейера стремится переместиться назад под действием силы тяжести поднимаемого груза.

Цепи. В люлочных конвейерах обычно применяют пластинчатые цепи с ребордными катками (ГОСТ 588—81), шаг цепи 100 ... 315 мм.

Люльки. В зависимости от формы, размеров, массы транспортируемого груза, способа загрузки и разгрузки люльки имеют разнообразные конструкции. При автоматической загрузке и разгрузке применяют, например, гребенчатые люльки (см. рис. 2.62), загружаемые и разгружаемые на ходу при помощи гребенчатых столов-лотков.

2.4.4. РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРОВ

Производительность конвейеров. Производительность ковшового конвейера (т/ч)

$$Q = 3,6i_{\text{к}}v\varphi/a_{\text{к}}, \quad (2.122)$$

где $i_{\text{к}}$ — объем ковша, л; $v = 0,16 \dots 0,4$ м/с — скорость конвейера; $\varphi = 0,7 \dots 0,85$ — коэффициент наполнения ковша (меньшее значение для кусковых,

2.9. Параметры ковшовых конвейеров конструкции ГПКИ «Союзпроммеханизация»

Параметр	Ширина ковша B , мм						
	400	500	650	800	1000		
Объем ковша i_k , л	30	60	72,5	96	149	186	288
Длина ковша A , мм	470	595	595	595	740	740	1000
Шаг ковшей a_k , мм	500	630	630	630	800	800	1000
Масса 1 м ходовой части q_0 (ориентировочно), кг/м	120	150	180	194	220	270	300
Наибольшие размеры кусков груза, мм:							
рядового	160	200	220	220	250	250	320
сортированного	100	125	160	160	200	200	250

большее — для хорошо сыпучих пылевидных и зернистых насыпных грузов); a_k — шаг ковшей, м.

При проектировочном расчете по заданной производительности определяют требуемый объем ковша (л)

$$i_k = Q a_k / (3,6 v \psi) \quad (2.123)$$

и по полученному значению выбирают параметры конвейера из нормализованного ряда, разработанного ГПКИ «Союзпроммеханизация» (табл. 2.9), а если они не подходят — назначают параметры, соответствующие заданию.

При этом принимают

$$A = \sqrt{(5 \dots 7) i_k a}, \quad B = (0,85 \dots 1,3) A. \quad (2.124)$$

Значение A , вычисленное по выражению (2.124), должно удовлетворять условию $A = (3 \dots 4) a'$, где a' — размер типичного куска груза, мм.

По размеру B определяют внутреннюю ширину желоба так, чтобы зазоры с обеих сторон ковша были не менее 10 ... 15 мм.

Производительность скребково-ковшового конвейера при интенсивной загрузке, обеспечивающей заполнение его ковшей при переходе с горизонтального на вертикальный участок, определяют по формуле (2.122), при этом принимают $v = 0,16 \dots 0,6$ м/с, $\psi = 0,75 \dots 0,9$.

Производительность люльечного конвейера

$$Z = 3600 v z_e / a, \quad (2.125)$$

где $v \leq 0,35$ м/с; z_e — число штучных грузов, перемещаемых одной люлькой; a — шаг люлек, м.

Шаг люлек выбирают в зависимости от габаритных размеров штучных грузов и проверяют на проходимость люлек по криволинейным участкам трассы.

Тяговый расчет. Тяговый расчет конвейеров рассматриваемых типов выполняют методом, изложенным в п. 1.3. Расчет начинают

с определения точки минимального натяжения цепей S_{\min} . Для ковшовых и люлечных конвейеров принимают $S_{\min} = 2 \dots 3$ кН, а для скребково-ковшовых это значение увеличивают до $S_{\min} = 3 \dots 10$ кН с целью предотвращения опрокидывания ковшей (подобно скребковым конвейерам с высокими скребками).

Распределенную массу груза, приходящуюся на 1 м длины полотна конвейера, вычисляют по выражению

$$q = Q/(3,6v), \quad (2.126)$$

а распределенную массу q_0 движущихся частей определяют суммированием массы тяговых цепей, ковшей или люлек. Для ковшовых конвейеров ее выбирают по табл. 2.9 или принимают ориентировочно $q_0 = (250 \dots 300) B$ кг/м, где B — ширина ковша, м.

Коэффициент сопротивления движению ω на прямолинейных участках ковшовых и люлечных конвейеров определяют по выражению (2.79) или принимают ориентировочно: для катков на подшипниках качения при хороших, средних и тяжелых условиях работы 0,02; 0,03 и 0,04 соответственно; для катков на подшипниках скольжения 0,06; 0,08 и 0,1.

Сила сопротивления разгрузочного устройства ковшовых конвейеров

$$W_p = 2 (m_k + qa) \omega_2 g, \quad (2.127)$$

где m_k — масса ковша, кг; $\omega_2 = 0,6$ — коэффициент сопротивления.

По этой же формуле вычисляют сопротивление переориентировочного устройства ковшовых конвейеров с сомкнутыми ковшами при значении $\omega_2 = 0,4$.

Сопротивление движению на горизонтальных участках скребково-ковшового конвейера определяют так же, как и для скребкового конвейера (см. п. 2.3), принимая те же значения коэффициентов. На вертикальных участках оно равно $W = (q_0 + q) gH$ для загруженной ветви и $W = q_0 gH$ для холостой, где H — высота подъема.

Мощность привода рассматриваемых конвейеров определяют по той же зависимости, что и для других типов цепных конвейеров, рассмотренных в п. 2.2 и 2.3 [см. формулу (2.86)].

2.5. ПОДВЕСНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

2.5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Устройство и основные параметры. Подвесные конвейеры (рис. 2.63) разделяют на грузонесущие, толкающие, грузоведущие и комбинированные. Тяговым элементом является цепь (реже канат), к которой присоединены каретки с ходовыми катками, движущимися по подвесным путям, прикрепленным обычно к перекрытию здания. Цепь приводится в движение при помощи приводной звездочки или приводной цепи гусеничного привода.

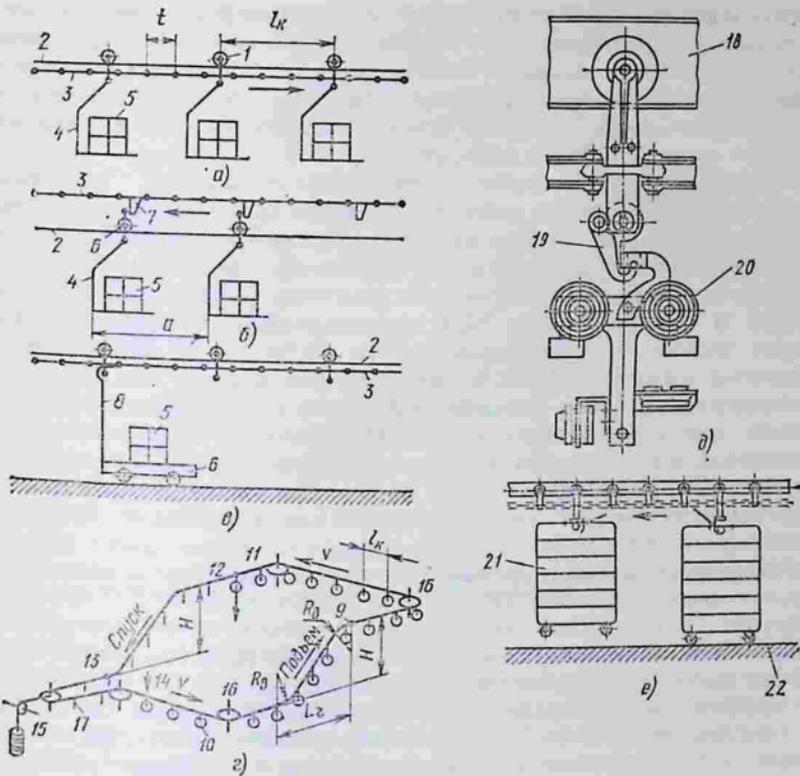


Рис. 2.63. Схемы подвесных конвейеров:

a — грузонесущего; *б* — толкающего; *в* — грузоведущего; *г* — пространственного; *д* — несущее-толкающего; *е* — несущее-грузоведущего; 1 — каретка; 2 — путь; 3 — цепь; 4 — подвеска; 5 — груз; 6 — тележка; 7 — кулачок; 8 — штанга; 9 — зона максимального давления катков на направляющие; 10 — загрузочная подвеска; 11 — привод; 12 — пункт разгрузки; 13 — точка минимального натяжения цепи; 14 — загрузка; 15 — натяжное устройство; 16 — отклоняющие звездочки; 17 — порожняк подвески; 18 — приводной путь; 19 — крюк-толкатель; 20 — грузовая тележка; 21 — опорная тележка; 22 — пол

У грузонесущих подвесных конвейеров (рис. 2.63, *a*) подвески 4 несут грузы 5; каретки грузоведущих конвейеров (рис. 2.63, *в*) соединены разъемно со штангами 8 напольных тележек. У подвесных конвейеров (рис. 2.63, *б*) цепи выполнены с кулачками 7, толкающими тележки 6, свободно установленные на грузовом подвесном пути 2. Подвесной путь для перемещения грузонесущих тележек толкающих конвейеров имеет ответвления с передовыми стрелками. Это позволяет создать систему автоматического адресования грузов с управлением стрелками при помощи специальных запоминающих и программирующих устройств.

Толкающие конвейеры (рис. 2.63, *б*) применяют в качестве оборудования цехов крупносерийного и массового производства.

Эти конвейеры позволяют создать автоматизированные производственные участки благодаря системе автоматического адресования обрабатываемых изделий. Возможность автоматического адресования грузов является преимуществом толкающих конвейеров; к их недостаткам относятся сложность конструкции и связанная с этим пониженная надежность.

Применяются также несущие-толкающие конвейеры (рис. 2.63, д), которые сочетают свойства грузонесущих и толкающих конвейеров. Трасса несущие-толкающего конвейера состоит из совокупности транспортных участков большой длины и относительно коротких технологических участков (например, складирования и распределения). На транспортных участках конвейер имеет только один приводной путь 18, который одновременно является и грузовым, как у грузонесущих конвейеров. На технологических участках конвейер имеет два пути: приводной и грузовой, как у толкающих конвейеров. Толкающая каретка имеет толкатель в виде крюка 19, на который подвешивается грузовая тележка 20 при движении груза по транспортному участку трассы. На технологических участках толкатель перемещает грузовую тележку по грузовому пути.

Несущие-толкающие конвейеры применяют для перемещения грузов массой не более 500 кг со скоростью не выше 0,2 м/с в тех случаях, когда длина двухпутных участков трассы составляет менее 40 % общей длины трассы. Скорость зависит прежде всего от массы груза и способов загрузки-разгрузки.

Нашли распространение и несущие-грузоведущие подвесные конвейеры (рис. 2.63, е). При необходимости механизации бесперегрузочного поэтажного и междуэтажного транспортирования штучных грузов используют несущие-грузоведущие тележечные конвейеры, представляющие собой комбинацию грузонесущего и грузотянущего конвейеров. Напольные тележки 21 несущие-грузоведущего конвейера подвешиваются к крюку-толкателю подвесной тяговой каретки и перемещаются в подвешенном виде при переходе с этажа на этаж. На отдельных этажах крюк-толкатель перемещает тележки, опирающиеся колесами на пол 22 этажа, как в грузоведущем конвейере. Скорость движения цепи несущие-грузоведущих конвейеров не более 12 м/мин, углы наклона подвесных путей на подъемах и спусках до 30° к горизонтали. Нормальный ряд скоростей цепи дан в ГОСТ 5946—79.

По виду трассы подвесные конвейеры разделяют на горизонтальные и пространственные. Трасса горизонтальных подвесных конвейеров расположена в одной горизонтальной плоскости, а пространственных — имеет повороты в горизонтальной и вертикальной плоскостях (рис. 2.63, з).

Подвесные конвейеры применяют в машиностроительной, химической, пищевой и других отраслях промышленности для перемещения полуфабрикатов и изделий с одного рабочего места к другому. Подвесные грузоведущие конвейеры используют также

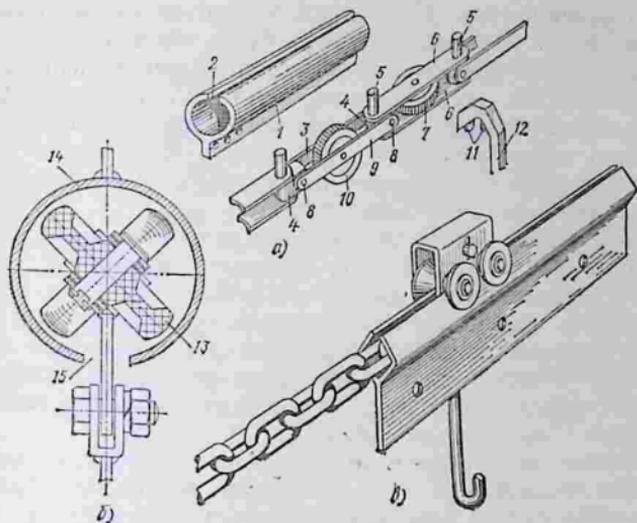


Рис. 2.64. Схемы ходовой части конвейеров:

a — с пластинчатой цепью и трубчатой направляющей, имеющей верхнюю прорезь;
б — то же, имеющей нижнюю прорезь; *в* — с круглозвенной цепью

на складах для перемещения штучных грузов и автоматизации складирования, при выполнении погрузочно-разгрузочных работ.

Компактная конструкция конвейера с пространственно-гибкой цепью показана на рис. 2.64, *a*. В таких конвейерах вес подвесок с грузами передается не на детали тяговой цепи, а непосредственно на верхнюю часть трубчатой направляющей. Звенья цепи, состоящие попеременно из горизонтальных *б*, и вертикальных *з*, *9* пластин, соединены между собой крестовинами *4* с горизонтальными *8* и вертикальными *5* осями шарниров, обеспечивающими гибкость цепи в двух плоскостях. Вертикальные оси (пальцы) *5* выступают из паза *2* направляющей трубы *1*. Звенья имеют чередующиеся опорные *10* и направляющие *7* катки. Грузовые подвески *12* крюкообразной формы опираются катками *11* на трубу сверху. Выступающие из паза трубы оси (пальцы) цепи проталкивают подвески вперед. Пространственная цепь позволяет создать конвейер компактной конструкции с направляющей в виде трубы, имеющей верхнюю (рис. 2.64, *a*) или нижнюю (рис. 2.64, *б*) прорези.

На рис. 2.64, *б* показана ходовая часть конвейера для транспортирования легких грузов. Тяговым органом конвейера является пластинчатая цепь; между пластинами расположены ролики из полиамидной смолы. Ролики *13* наклонены под углом 45° к вертикали. Ось каждого последующего из роликов смещена на угол 90° . Ролики перемещаются внутри трубы *14*, имеющей в нижней части по всей ее длине прорезь *15*. Труба прикреплена к пото-

лочному перекрытию. Конструкция допускает изгибы трассы радиусом 750 мм. Привод конвейера фрикционный. Два клиновых ремня приводятся в движение электродвигателем и прижимаются к тяговой цепи подпружиненными роликами. При использовании такого привода уменьшается износ цепи, отпадает необходимость обеспечения ее точного шага. При транспортировании грузов на большое расстояние и подъеме на большую высоту можно установить две (и более) приводные станции.

Ходовая часть легкого толкающего конвейера с круглозвенной цепью показана на рис. 2.64, в. Тележки, несущие груз, можно снимать и подвешивать в любом месте без остановки конвейера. Верхняя часть подвесного пути имеет вид ромба, внутри которого движется тяговая цепь; тележки соединены с цепью пальцами специальной конструкции через щель в верхнем углу ромба. Конвейер с круглозвенной цепью может работать при температуре окружающего воздуха до $+150^{\circ}\text{C}$.

Основными параметрами подвесных конвейеров являются массовая производительность Q , штучная производительность γ , скорость цепи v , шаг цепи t , грузоподъемность каретки N_r . Шаг разборных цепей составляет 80, 100 и 160 мм (ГОСТ 589—85). Расчетные нагрузки на каретки равны 2,5; 5 и 8 кН.

В СССР выпускают грузонесущие конвейеры со скоростями цепи 0,007 ... 0,66 м/с. Легкие конвейеры ГН-12 имеют грузоподъемность 20 кг и оснащены двухшарнирной цепью с разрывным усилием 20 кН. Конвейеры средней грузоподъемности (250 кг) ЦПК-80Р снабжены разборной цепью с шагом 80 мм и разрушающей нагрузкой 106 кН. Самые тяжелые конвейеры грузоподъемностью 800 кг (ЦПК-160Р) имеют разборную цепь с шагом 160 мм и разрушающей нагрузкой 400 кН. Подвесные пути для конвейеров ЦПК-18Р изготавливают из двутавровых балок № 10, а для конвейеров ЦПК-160Р — из балок № 16.

Грузоподъемность тележек подвесных толкающих конвейеров составляет 50 (конвейер ГПВ-200) ... 1,25 т (КТ-160), грузоподъемность сцелов — соответственно 70 кг и 2 т. Конвейер ГПВ-200 оснащен двухшарнирной цепью с шагом 200 мм, расчетное натяжение которой достигает 4,5 кН. Конвейеры средней грузоподъемности (150, 200 и 500 кг на одиночную тележку) снабжают разборными цепями с расчетным натяжением 8 ... 12,5 кН. У самых мощных конвейеров КТ-160 расчетное натяжение цепи достигает 30 кН.

В СССР также выпускаются грузоведущие конвейеры модели ГВК-100 с тележкой грузоподъемностью 250 ... 500 кг, оснащенные разборной цепью с шагом звена 100 мм; скорость движения до 0,4 м/с.

Тяговый элемент. В горизонтальных подвесных конвейерах, которые распространены мало, применяют пластинчатые цепи, а в пространственных конвейерах — горячештампованные разборные цепи (ГОСТ 589—85), комбинированные и сварные из круглой

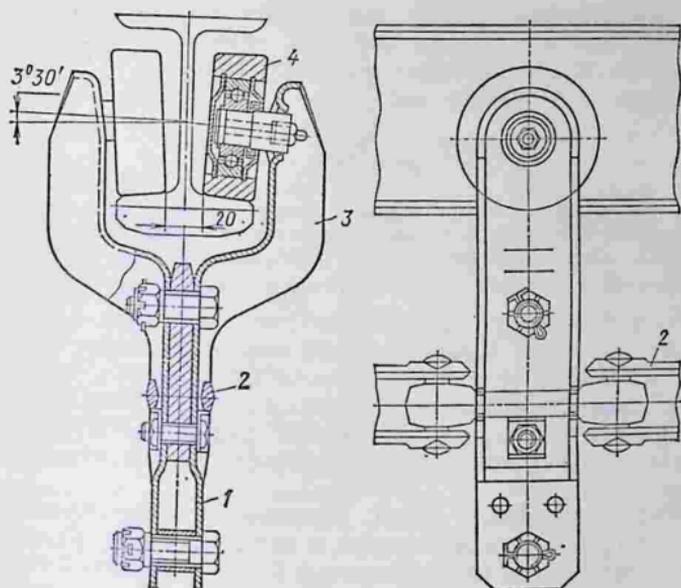


Рис. 2.65. Каретка подвешенного грузонесущего конвейера

стали, а также специальные пластинчатые цепи с увеличенными зазорами в шарнирах. Наибольшее распространение получили разборные цепи. Для уменьшения радиуса вертикальных перегибов до 1 ... 1,5 м применяют двухшарнирные цепи, благодаря которым можно создавать трассы с вертикальными участками при наличии кронштейнов подвески в виде треугольника. Двухшарнирные цепи применяются ограниченно.

Каретки. Конструкция каретки зависит от вида направляющих, по которым она перемещается. Каретка подвешенного грузонесущего конвейера с подвесными ездовыми балками из двутавра (рис. 2.65) состоит из вилки 1, кронштейнов 3 и двух ходовых катков 4. К вилке 1 крепятся цепь 2 и подвеска, на которую укладывается транспортируемый груз.

Катки устанавливаются на подшипниках качения или на металлокерамических втулках и смазываются при помощи пресс-масленок. Каретки прикрепляют к цепи горизонтальных конвейеров с шагом не более 1,2 ... 1,6 м, а пространственных конвейеров с шагом 0,8 ... 1 м из условия обеспечения малого провеса цепи. Если потребный шаг подвесок больше, чем максимально допустимый шаг кареток, то в промежутках между рабочими каретками, несущими подвески для груза, устанавливают холостые каретки. По грузоподъемности каретки разделяют на легкие, средние и тяжелые.

Для перемещения грузов, масса которых превышает грузоподъемность одной каретки, две или четыре соседние каретки соединяют общими подвесками в виде траверс.

Расчетная статическая нагрузка

$$N_{\Gamma} = I_{\kappa} \left(\frac{S_{\Pi}}{R'_{\text{в}}} + gq_{\Pi} \right) + m'_{\kappa} g, \quad (2.128)$$

где I_{κ} — шаг кареток; S_{Π} — максимальное натяжение цепи в зоне вертикального перегиба трассы, направленного выпуклостью вверх (точка 9 на рис. 2.63, е); q_{Π} — распределенная масса цепи; m'_{κ} — масса каретки; $R'_{\text{в}}$ — расстояние от центра окружности перегиба трассы до точки крепления каретки к цепи.

Каретки толкающих конвейеров предназначены для поддержания тяговой цепи. Кроме того, на них закрепляют толкатели. Каретки снабжают катками. В качестве каретки толкающего конвейера можно использовать тележку грузонесущего конвейера без ее нижней части, предназначенной для крепления подвесок.

Каретки толкающих конвейеров чаще бывают четырехкатковыми.

Элементы подвесных путей. Подвесные пути грузонесущих конвейеров бывают однорельсовые и двухрельсовые. Однорельсовые пути изготовляют из двутавровых балок, полосовой стали или специальных гнутых профилей. Пути кареток тяговой цепи подвесных толкающих конвейеров по конструкции аналогичны направляющим грузонесущих тележек и расположены над ними, сбоку или рядом с ними. Пути прикреплены к перекрытиям здания тягами, а к стенам и колочнам — кронштейнами.

Подвесные пути рассчитывают на изгиб в вертикальной плоскости, местный изгиб полки под катками каретки, деформацию изгиба в вертикальной плоскости (допускаемая стрела прогиба 1/400 пролета), устойчивость формы при изгибе и кручении при эксцентричном расположении катков.

Подвесные пути толкающих конвейеров состоят из двух параллельных путей — тягового и грузового. По тяговому пути перемещаются каретки, присоединенные к тяговой цепи, а по грузовому — тележки с грузом. Ходовые пути изготовляют из стального проката (двутавров, швеллеров, угольников) или из гнутых профилей, а для легких конвейеров — из труб. Тяговый и грузовой пути соединяют хомутами 1 (рис. 2.66). Ходовые пути составляют из прямолинейных участков, а также криволинейных в горизонтальной (повороты) и в вертикальной (перегибы) плоскостях. Элементы ходовых путей рассчитывают на прочность и гибкость. Допускаемое напряжение на изгиб элементов из стали Ст3 составляет 150 МПа; допускаемый изгиб 1/400 пролета.

Устройство криволинейных участков, отклоняющие звездочки и шкивы. Поворот трассы подвесных конвейеров обеспечивается при помощи изогнутых участков направляющих, роликовых батарей (рис. 2.67, а), отклоняющих звездочек или блоков (рис. 2.67, б). Радиус изгиба направляющих на горизонтальных

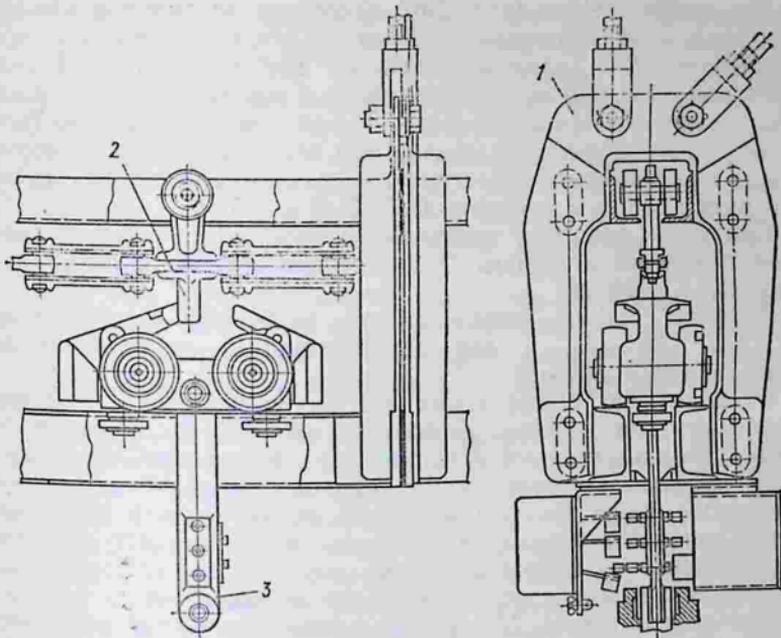


Рис. 2.66. Подвесной путь толкающего конвейера

поворотах определяется радиусом отклоняющих цепь роликовых батарей или звездочек. Радиус изгиба направляющих в вертикальной плоскости можно получить из уравнения (1.32), решив последнее относительно R_2 :

$$R_2 \geq \frac{S'}{N_k' l_k - (q + q_0) g} \quad (2.129)$$

Между соседними криволинейными участками направляющих должны находиться прямолинейные участки, причем их выполняют длиной не менее $2l$.

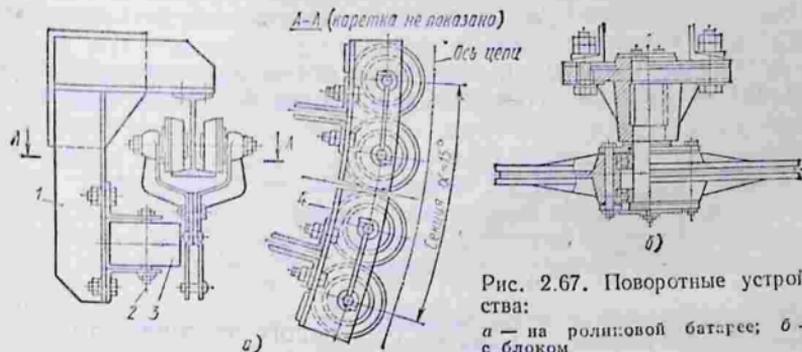


Рис. 2.67. Поворотные устройства:

а — на роликовой батарее; б — с блоком

Роликовые батареи (рис. 2.67, а) состоят из роликов 3 на вертикальных осях 2, смонтированных на вспомогательной раме 4, прикрепляемой к направляющей на кронштейнах 1. Ролики диаметром 80 ... 140 мм устанавливают с шагом, обеспечивающим зазор между образующими соседних роликов около 20 мм. Роликовые батареи применяют обычно при небольших углах поворота трассы для разборных пластинчатых и комбинированных цепей. Они имеют радиусы поворота 1; 1,25; 2 и 2,5 м.

При углах поворота трассы 90° и более применяют отклоняющие звездочки и шкивы. Отклоняющие звездочки имеют диаметр 600 ... 1300 мм.

Профили зубьев звездочек для разборных цепей строят по ГОСТ 593—75, а для двухшарнирных и пластинчатых цепей по ГОСТ 592—81.

Отклоняющие блоки таких же диаметров, как звездочки, используют для сварных, разборных, пластинчатых, комбинированных роликовых цепей и канатов. Эти блоки снабжают канавками, профиль которых зависит от вида тягового органа. Отклоняющие блоки дешевле звездочек, но могут быть применены только для цепей конвейеров, работающих в беспыльных условиях при нормальной температуре, когда силы трения тягового органа о поверхность шкива достаточны для преодоления сил трения в подшипниках шкива. При работе в плохих условиях и при низкой температуре, а также в зоне действия невысоких натяжений в цепи более надежными являются отклоняющие звездочки.

Приводы. Приводы подвесных конвейеров разделяют на угловой и гусеничный. Те и другие могут иметь постоянную или переменную скорость. Угловой привод помещают в местах горизонтального перегиба трассы конвейера на угол 90° . Этот привод состоит из электродвигателя 6, клиноременной передачи 5, вариатора скорости 4 (для обеспечения переменной скорости цепи), муфты 3, редуктора 2 и приводной звездочки 1 (рис. 2.68, а). Гусеничный привод (рис. 2.68, б) устанавливают на прямолинейном участке трассы конвейера. Он имеет гусеничную цепь 8 с кулачками 7, входящими в зацепление с тяговой цепью конвейера 9. Последняя удерживается в зоне сцепления от смещения вверх роликовой батареей.

Гусеничный привод в настоящее время является основным, так как его можно установить в наиболее благоприятном месте

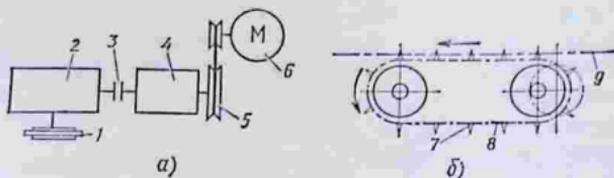


Рис. 2.68. Приводы конвейера;
а — угловой; б — гусеничный

(для получения минимального значения $S_{расч}$), а угловой — только на перегибе трассы. Для подвесных конвейеров место для расположения привода определяют общим методом, изложенным в п. 1.3.4, причем наименьшее натяжение цепи, на основании опытных данных, принимают обычно 0,5 ... 1 кН, а коэффициент сопротивления ψ при хороших условиях работы 0,015, средних 0,02, а при тяжелых 0,027 (при подшипниках качения и положительной температуре); при отрицательной температуре окружающей среды и морозостойком смазочном материале ψ увеличивают в 1,5 раза.

Если при тяговом расчете подвесного конвейера требуемое максимальное натяжение цепи превысит допустимое для выбранного типоразмера, то конвейер следует проектировать с несколькими приводами (многoprиводной) в соответствии с общими принципами, изложенными в п. 1.2.4.

При расчете многоприводных подвесных конвейеров часто мощность отдельных угловых приводов отличается по значению, а применение гусеничных приводов нежелательно. В этом случае следует выбирать унифицированные угловые приводы, оснащенные асинхронными двигателями с фазовым ротором, причем в цепь последнего включается сопротивление, смягчающее его характеристику так, чтобы на расчетной частоте вращения, общей для всех двигателей, он давал требуемое по расчету тяговое усилие.

Натяжные устройства. Подвесные конвейеры снабжают грузовыми натяжными устройствами (см. п. 1.2.5) или пневматическими (в тесных помещениях). В редких случаях для конвейеров малой длины и мощности применяют винтовые и пружинно-винтовые натяжные устройства.

Грузовое натяжное устройство подвесного конвейера состоит из отклоняющей звездочки (или блока) 1 (рис. 2.69), ось которой закреплена на тележке 8 с опорными катками 6 и направляющими роликами 7, перемещающейся по направляющим рамы натяжного устройства под действием веса груза 5. К той же тележке прикреплен подвижный криволинейный путь 3, соединенный с неподвижными путями тележек конвейера раздвижными стыками 2. Длина пути тележки ограничена выключателями 4. Натяжное устройство установлено в зоне минимального натяжения цепи.

Толкатели. В подвесных толкающих конвейерах толкатели, присоединенные к кареткам или цепи между каретками, предназначены для перемещения тележек с подвесками по грузовому пути, расположенному параллельно тяговому пути, под ним. Толкатели могут быть также прикреплены к механизмам, используемым для передвигания тележек с грузами по вспомогательным путям или для перевода тележек на пути другого подвесного конвейера.

Толкатели разделяют на управляемые и неуправляемые. Первые могут быть поворотными и выдвигными.

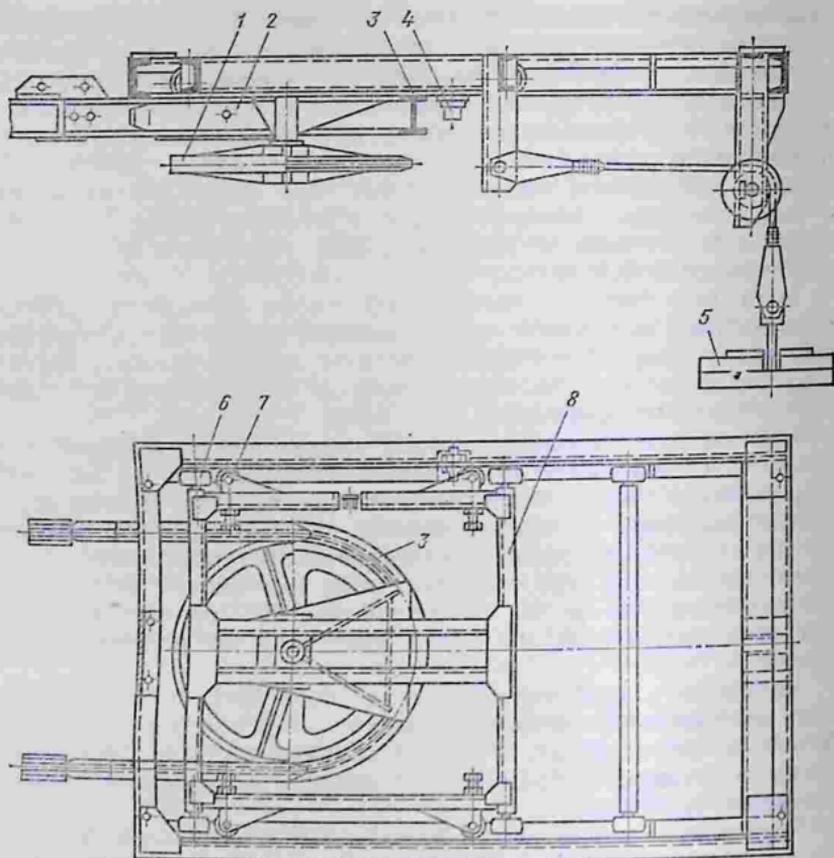


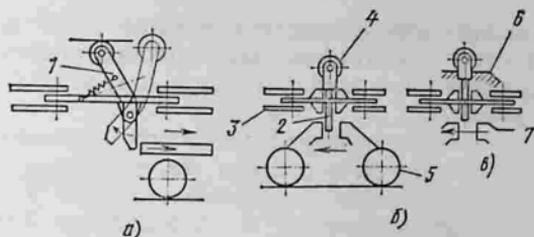
Рис. 2.69. Грузовое натяжное устройство

Неуправляемые толкатели применяют при небольшом числе остановочных пунктов. Неуправляемый толкатель с жестким креплением показан на рис. 2.66. Один из поворотных захватов тележки взаимодействует с толкателем 2 при движении по горизонтальному участку и на подъемах, а другой — на спусках. В остановочных пунктах тяговый путь поднимается над грузовым путем, толкатель 2 выходит из зацепления с захватом, и тележка останавливается.

Поворотные толкатели 1 (рис. 2.70, а) монтируют на каретках для ведения тележек на горизонтальных участках и подъемах и удержания тележек на спусках.

Выдвижной толкатель 2 (рис. 2.70, б, в) монтируют на цепи 3 между каретками и снабжают роликом 4, который в остановочном пункте наезжает на управляющую шину 6 и выводит толкатель 2 из зацепления с захватом 7 тележки 5.

Рис. 2.70. Толкатели:
 а — поворотный; б и в —
 выдвижной в рабочем и не-
 рабочем положениях соот-
 ветственно



Стрелочные переводы. Они предназначены для вывода грузо-
 вых тележек толкающих конвейеров с основного пути на вспомога-
 тельные (встречные стрелки) или для ввода тележек с вспомога-
 тельных путей на основной (попутные стрелки).

Стрелки в подвесных толкающих конвейерах являются эле-
 ментом, определяющим работоспособность машины.

По принципу передвижения тележек в зоне поворотного уча-
 стка различают уклонные и механические стрелки. На уклонных
 стрелках тележки перемещаются под действием силы тяжести.
 Рабочим элементом стрелки является поворотный участок направ-
 ляющей, называемый пером. Перо поворачивается вокруг оси
 сердечника при помощи ручного, механизированного или автома-
 тического привода. Перевод пера у механизированных стрелок
 осуществляется электромагнитом или пневмоцилиндром.

Криволинейный участок пути имеет вид пологой спирали
 с уклоном по средней линии $7 \dots 9^\circ$. При таком уклоне обеспечи-
 вается самокатное движение тележек после прекращения действия
 толкателей тяговой цепи. Перо у попутных уклонных стрелок
 переводится грузонесущей тележкой, поступающей с уклонного
 вспомогательного пути. Уклон криволинейных направляющих
 попутной стрелки составляет $6 \dots 7^\circ$.

В механических стрелках грузовые тележки перемещаются
 при помощи кулаков, прикрепленных к бесконечной цепи, огиба-
 ющей звездочки и приводимой в движение приводной цепью,
 взаимодействующей с тяговой цепью конвейера. Механизм пере-
 движения грузовых тележек с приводом от тяговой цепи конвейера
 включается электромагнитом, воздействующим на сцепную муфту.

Адресующие устройства. Различают две системы автоматиче-
 ского адресования грузов, перемещаемых толкающим конвей-
 ером: централизованную, действующую при помощи централь-
 ного запоминающего устройства, и децентрализованную, адресо-
 носитель 3 (см. рис. 2.66) которой размещается на грузовой те-
 лежке. Централизованная система адресования является наиболее
 совершенной и позволяет осуществить полную автоматизацию
 транспортного процесса благодаря применению электронно-вы-
 числительных машин, обеспечивающих самоуправление и само-
 настройку системы.

Аппаратура системы централизованного адресования, пол-
 ностью моделирующая работу конвейера, но не имеющая непосред-

ственных механических контактов с его движущимися частями, работает в благоприятных условиях, поэтому отличается высокой надежностью в эксплуатации и не требует больших затрат на уход и ремонт.

Система децентрализованного адресования предусматривает установку адресоносителя на грузовой тележке. Кроме него система включает следующие основные узлы: адресователь, считывающие устройства и сбрасыватели адреса. Эти устройства монтируют вдоль трассы конвейера. Различают децентрализованные системы адресования с контактным и бесконтактным считыванием адреса.

Системы с контактным считыванием адреса разделяют на электромеханические и электроконтактные. Из электромеханических систем наибольшее распространение получила штыревая (см. рис. 2.66). Ее адресоноситель Z имеет верхнюю и нижнюю проушины. Верхняя проушина предназначена для присоединения к грузовой тележке, нижняя соединена с подвеской для транспортируемого груза. В средней части корпуса адресоносителя имеются отверстия, в которые вставлены круглые штыри с фиксирующими канавками. Штыри устанавливаются в заданное положение электромеханическим адресователем в соответствии с кодом адреса и фиксируются в этом положении подпружиненными шариками. При подходе к пункту прибытия штыри адресоносителей взаимодействуют с рычагами считывающего устройства, а последние приводят в действие конечные выключатели исполнительных механизмов конвейера (стрелки). Адресователь имеет ряд управляемых электромагнитных рычагов по числу штырей адресоносителя. Электромагниты включаются кнопочным пультом адресователя, расположенным вблизи рабочего места оператора или диспетчера. При прохождении адресоносителя внутри адресователя рычаги последнего устанавливают штыри адресоносителя в соответствии с заданным адресом. После прибытия тележки по заданному адресу и выполнения требуемой операции с транспортируемым изделием тележка, перед тем как получить новый адрес, проходит через сбрасыватель адреса, который ставит штыри адресователя в нейтральное положение.

Кроме штыревой существует клавишная система электромеханического адресования с контактным считыванием. По принципу действия она подобна штыревой системе, но у нее вместо штырей имеется ряд клавишей.

В электроконтактной системе адресования предусмотрено использование укрепленного на тележке адресоносителя в виде изоляционной панели, несущей медные контакты, присоединенные к переключателю, установленному на тележке. Установка и сброс адреса переключателем осуществляются вручную. Считывающее устройство содержит две щетки, питаемые током низкого напряжения и шунтируемые при соприкосновении с медными контактами адресователя через переключатель.

Рис. 2.71. Загрузочное устройство

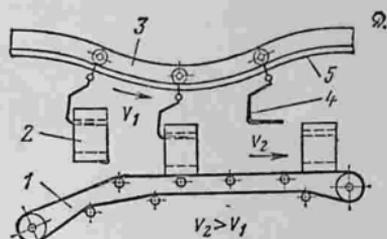
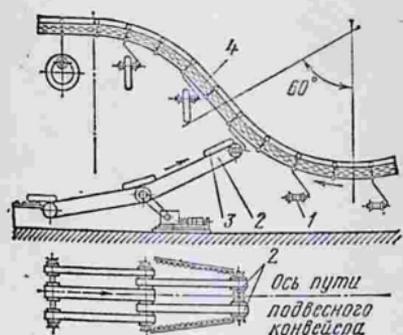


Рис. 2.72. Разгрузочное устройство

Загрузочные и разгрузочные устройства. Подвесные конвейеры загружают и разгружают вручную или при помощи полуавтоматических и автоматических устройств. При ручной загрузке рабочий устанавливает подлежащие транспортированию объекты на медленно движущиеся подвески. Такой способ загрузки допустим при перемещении грузов небольших размеров и небольшой массой при малой скорости.

При полуавтоматической погрузке на конвейер крупногабаритных грузов рабочий только прикрепляет перемещаемый груз к подвескам, а поднимает его конвейер, имеющий в загрузочном пункте двойной вертикальный перегиб со спуском и подъемом, аналогичный показанному на рис. 2.71. Полуавтоматическая разгрузка происходит аналогичным способом; конвейером на спуске грузы устанавливаются на стол, и рабочий отцепляет их от подвесок вручную.

Автоматические загрузочные (рис. 2.71) и разгрузочные устройства (рис. 2.72) не требуют присутствия рабочего. Перемещаемый груз 2 (см. рис. 2.72) опускается на двойном вертикальном перегибе подвешного пути 3 на конвейерную ленту 1, скорость которой v_2 больше скорости v_1 цепи 5 подвешного конвейера, благодаря чему груз 2 автоматически снимется с подвески 4.

Автоматическая разгрузка подвесок 1 (см. рис. 2.71) конвейера 4 осуществляется двухленточным конвейером 2, подающим перемещаемые грузы 3 в позицию загрузки, где они удерживаются остановом до тех пор, пока очередная порожняя подвеска 1 не захватит очередной груз 3 [10].

2.5.2. РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРОВ

Определение производительности конвейеров, скорости движения и шага подвесок. Производительность конвейеров рассчитывают по формуле (1.37). Шаг грузонесущих подвесок (см. рис. 2.63, б)

$$a = \frac{3600vz_e}{Z} = \frac{3,6v_m z_e}{Q} \quad (2.130)$$

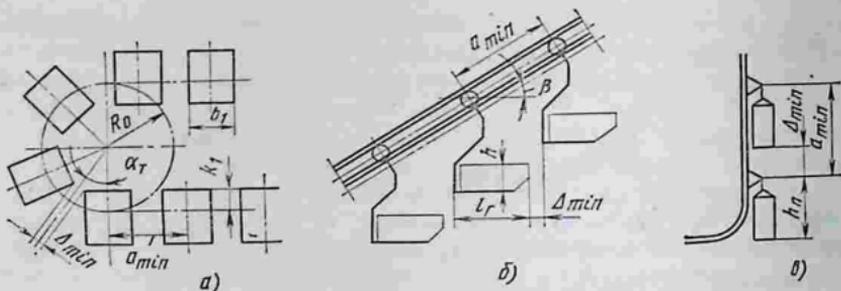


Рис. 2.73. Схемы для расчета шага подвесок на участке:
 а — горизонтальном; б — наклонном; в — вертикальном

Число грузов на подвеске

$$z_e \geq \frac{(l_r + \Delta_{\min}) Z}{3600v \cos \beta},$$

где l_r — длина подвески с грузом (рис. 2.73, б); $\Delta_{\min} = 100 \dots 150$ мм — минимальный зазор между подвесками; β — угол наклона трассы к горизонтали.

Шаг a проверяют на проходимость груза при огибании звездочек по условию

$$a \geq a_{\min}, \quad (2.131)$$

где a_{\min} — минимальный шаг, при котором подвески не задевают друг друга при обходе звездочек (рис. 2.73, а);

$$a_{\min} = 2R_0\alpha_T; \quad (2.132)$$

здесь R_0 — радиус начальной окружности звездочки;

$$\operatorname{tg} \alpha_T \approx \frac{b_{\text{л}} + 1,5\Delta_{\min}}{2(R_0 - k_1)}, \quad (2.133)$$

где $b_{\text{л}}$ — ширина подвески с грузом.

На наклонных участках трассы конвейеров (см. рис. 2.73, б) наименьший шаг между осями подвесок проверяют по условию свободной проходимости:

$$a_{\min} = (l_{\max} + \Delta_{\min})/\cos \beta, \quad (2.134)$$

где l_{\max} — максимальная длина подвески с грузом; β — угол наклона трассы к горизонтали ($\beta \leq 45^\circ$).

На вертикальных участках (рис. 2.73, в)

$$a_{\min} = h_{\text{н}} + \Delta_{\min}, \quad (2.135)$$

где $h_{\text{н}}$ — максимальная высота подвески.

Скорость конвейера $v = 3 \dots 21$ м/мин и редко достигает 30 м/мин. Допустимый вес грузов на подвеске $[G_r]$ определяется максимальной нагрузкой на тележку $[N_r]$, которая учитывает массу каретки, и видом трассы конвейера:

$$[G_r] = [N_r] - (m'_n + q_n l_k) g, \quad (2.136)$$

где m'_n — масса подвески, кг; q_u — распределенная масса цепи; l_k — шаг кареток, м.

Шаг кареток $l_k = a$, если $a \leq 900$ мм. При этом шаг подвесок a должен быть крайним удвоенному шагу t разборной цепи.

При наличии вертикальных перегибов подвесного пути шаг кареток или подвесок не должен превышать $10t$.

Если $a \geq 900$ мм, то ставятся промежуточные каретки с шагом l_k , кратным удвоенному шагу t цепи, но не более 900 мм.

Для конвейеров, имеющих перегибы трассы в вертикальной плоскости (см. рис. 2.63, з), к основной нагрузке (вес груза, подвески, тягового органа) прибавляется дополнительная нагрузка от натяжения цепи S . Для конвейеров с такой трассой

$$[G_r] = [N_r] - g(m'_n + q_u l_k) - Sl_k/R_n, \quad (2.137)$$

где R_n — радиус вогнутого участка.

При ориентировочных расчетах $[G_r]$ можно принять, что дополнительная нагрузка составляет 30 ... 50 % основной. Размер a , входящий в формулу (1.37), определяется размерами штучных грузов. Зазоры между соседними грузами в горизонтальном направлении равны 100 мм, а в вертикальном 200 мм. Размер a зависит также от положения центра массы груза (центр массы груза, уложенного на подвеску, должен находиться под центром шарнира подвески).

Определение сил сопротивления на характерных участках трассы. Силы сопротивления движению ходового полотна подвесных конвейеров W_i определяют по общим формулам, приведенным в п. 1.3.2. Тяговое усилие на приводной звездочке подвесного конвейера рассчитывают по формуле (3.70). Величину q вычисляют по формуле (1.38), а распределенную массу ходовой части по выражению

$$q_0 = m'_n/a + m'_k/l_k + q_u, \quad (2.138)$$

где m'_k — масса каретки; m'_n — масса подвески.

Для грузоведущих конвейеров величину q_0 определяют по формуле (2.138) при $m'_n = 0$. Сила сопротивления тележек грузоведущих конвейеров

$$W'_r = m'_t g L_r \omega'_r/a, \quad (2.139)$$

где m'_t — масса тележки; ω'_r — коэффициент сопротивления.

Коэффициент сопротивления ω'_r для катков на подшипниках качения грузоведущих конвейеров при средних условиях работы следующий:

Дорожное покрытие	Асфальтовое	Бетонное	Деревянный настил	Грунт
ω'_r для катков:				
на резиновых грузошинах	0,033	0,028	0,03	—
на пневмошинах	0,025	0,02	0,024	0,08

Для хороших условий работы значения ω'_r уменьшают по сравнению с приведенными на 20 %, а для тяжелых условий — увеличивают на 50 %.

Сила сопротивления роликовой батарее

$$W_{\text{с}} = (0,015 \dots 0,04) S_{\text{нб}}, \quad (2.140)$$

а двойного вертикального перегиба

$$W_{\text{п}} = 2k'_в S_{\text{нб}} + (1 + k'_в)(q + q_0)(\omega L_r \pm H)g, \quad (2.141)$$

где $k'_в = 0,01 \dots 0,03$ — коэффициент сопротивления вертикального перегиба; L_r и H — см. на рис. 2.63 (знак «плюс» ставят перед H при подъеме, а знак «минус» — при спуске).

Установочную мощность привода определяют по формуле (1.56).

Тяговый расчет. Наибольшее натяжение цепи горизонтальных конвейеров находят по формуле (1.110), в которую подставляют значение $\sum_{i=1}^z W_i = W_0$, определяемое тяговым расчетом, и $S_{\text{min}} = 50 \dots 100$ даН.

Наибольшее натяжение цепи пространственных конвейеров в зависимости от расположения точки S_{min} определяют по формулам (1.110) или (1.121); в последней под H следует понимать высоту порожнего участка тягового органа (см. рис. 2.63, з). Минимальное натяжение цепи принимают как для горизонтальных конвейеров. Когда разгрузка выполняется на спуске (рис. 2.74), то S_{min} будет в точке 1, если

$$H_{1-2}/L_{1-2} < \omega \text{ и } H_{1-3}/L_{1-3} < \omega; \quad (2.142)$$

в точке 2, если

$$H_{1-2}/L_{1-2} > \omega > H_{2-3}/L_{2-3}; \quad (2.143)$$

в точке 3, если

$$H_{1-2}/L_{1-2} > \omega \text{ и } H_{1-3}/L_{1-3} > \omega.$$

Особенности расчета многоприводных конвейеров. Применение нескольких приводов у одного подвесного конвейера позволяет снизить максимальное натяжение цепи. Отдельные приводы многоприводного конвейера называются парциальными. Необходимое число $z_{\text{п}}$ парциальных приводов на конвейере определяют по формуле

$$z_{\text{п}} \geq P_{\text{общ}}/P_{\text{max}},$$

где $P_{\text{общ}}$ — общая мощность, необходимая для привода конвейера; P_{max} — максимальная возможная мощность одного привода.

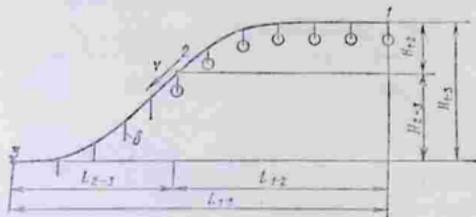


Рис. 2.74. Схема для определения натяжения цепи при разгрузке на спуске

Мощность $P_{\text{общ}}$ рассчитывают предварительно для конвейера, оснащенного одним приводом. Мощность P_{max} углового парциального привода находят по формуле

$$P_{\text{max}} = k_3 v \frac{S_{\text{доп}} - S_{\text{min}} + \omega_{\text{об}} \sqrt{S_{\text{доп}}^2 + S_{\text{min}}^2}}{\eta_0},$$

где k_3 — коэффициент запаса мощности; v — скорость цепи; $S_{\text{доп}}$ — максимальное допустимое натяжение цепи; $S_{\text{доп}} = Q_p/n_k$ (здесь Q_p — разрушающая нагрузка цепи; n_k — запас прочности цепи); S_{min} — минимальное натяжение цепи; $\omega_{\text{об}}$ — обобщенный коэффициент сопротивления приводной звездочки; η_0 — КПД передаточного механизма привода.

Фактическая мощность отдельных угловых парциальных приводов определяется расчетом по точкам отдельных приводных участков конвейера. Как правило, расчетные мощности парциальных приводов получаются неодинаковыми. В этом случае следует выбирать унифицированные асинхронные электродвигатели с фазовым ротором (4АК) по наибольшей мощности парциальных приводов. В цепь фазового ротора отдельных двигателей включают сопротивление, смягчающее его характеристику так, что на общей частоте вращения всех двигателей он дает требуемое по расчету тяговое усилие.

Особенности расчета толкающих конвейеров. Основными параметрами толкающих конвейеров являются производительность, шаг толкателей, скорость цепи, грузоподъемность тележки, максимальное натяжение цепи, мощность привода. Производительность конвейера указывается в техническом задании на проектирование; при проверочных расчетах ее определяют по формуле (1.37). Шаг толкателей должен быть кратным двойному шагу цепи, но не больше, чем шаг, определяемый по формуле (2.130). Шаг толкателя проверяют на проходимость грузов при размерах зазоров 0,2 ... 0,3 м.

Максимальное натяжение тяговой цепи толкающего конвейера определяют методом расчета по точкам, изложенным в п. 1.3, причем минимальное натяжение цепи принимают в пределах $S_{\text{min}} = 1,5 \dots 3$ кН, а коэффициент сопротивления ω следующим:

Условия работы	Легкие	Средние	Тяжелые
Коэффициент сопротивления:			
кареток тяговой цепи на			
подшипниках качения . .	0,025	0,035	0,05
кареток на ползунах . . .	0,2	0,27	0,35
грузонесущих тележек . .	0,015 ... 0,025	0,02 ... 0,035	0,027 ... 0,045

При расчете сил сопротивления распределенную массу тяговой цепи определяют по формуле

$$q_0 = q_{\text{ц}} + m'_k/l_k + m_t/l_t, \quad (2.144)$$

где $q_{\text{ц}}$ — распределенная масса цепи; m'_k и m_t — массы соответственно кареток и толкателей; l_k и l_t — шаг соответственно кареток и толкателей.

Распределенная масса грузового пути

$$q_{гп} = (m'_т + m'_п + m_г)/a, \quad (2.145)$$

где $m'_т$, $m'_п$ и $m_г$ — масса соответственно тележки, подвески и груза.

Сила сопротивления на горизонтальном повороте

$$W = S_i (k_i - 1) + \omega_{т.п} (m'_т + m'_п + m_г) g i_m, \quad (2.146)$$

где k_i — коэффициент сопротивления гибкого тягового элемента при огибании отклоняющих устройств; $\omega_{т.п}$ — коэффициент сопротивления тележки на повороте; i_m — число тележек на повороте.

Значения коэффициента $\omega_{т.п}$ тележек приведены ниже.

Условия работы	Легкие	Средние	Тяжелые
$\omega_{т.п}$ при угле поворота тележек, °:			
90	0,05	0,06	0,07
180	0,08	0,1	0,12

2.6. ТЕЛЕЖЕЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

2.6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия, разновидности. Тележечными называют грузонесущие конвейеры, перемещающие грузы на тележках, движущихся по замкнутым направляющим путям, при этом тележки являются неотъемлемыми частями конвейеров. Полная совокупность указанных признаков характерна для эскалаторов, но по традиции их относят к пластинчатым конвейерам, что сделано и в данной книге. Некоторые из этих признаков присущи и другим видам машин непрерывного транспорта. Так, тележки и рельсовые пути имеют рассмотренные выше подвесные толкающие конвейеры, но грузы здесь не располагают на тележках, а подвешивают к ним.

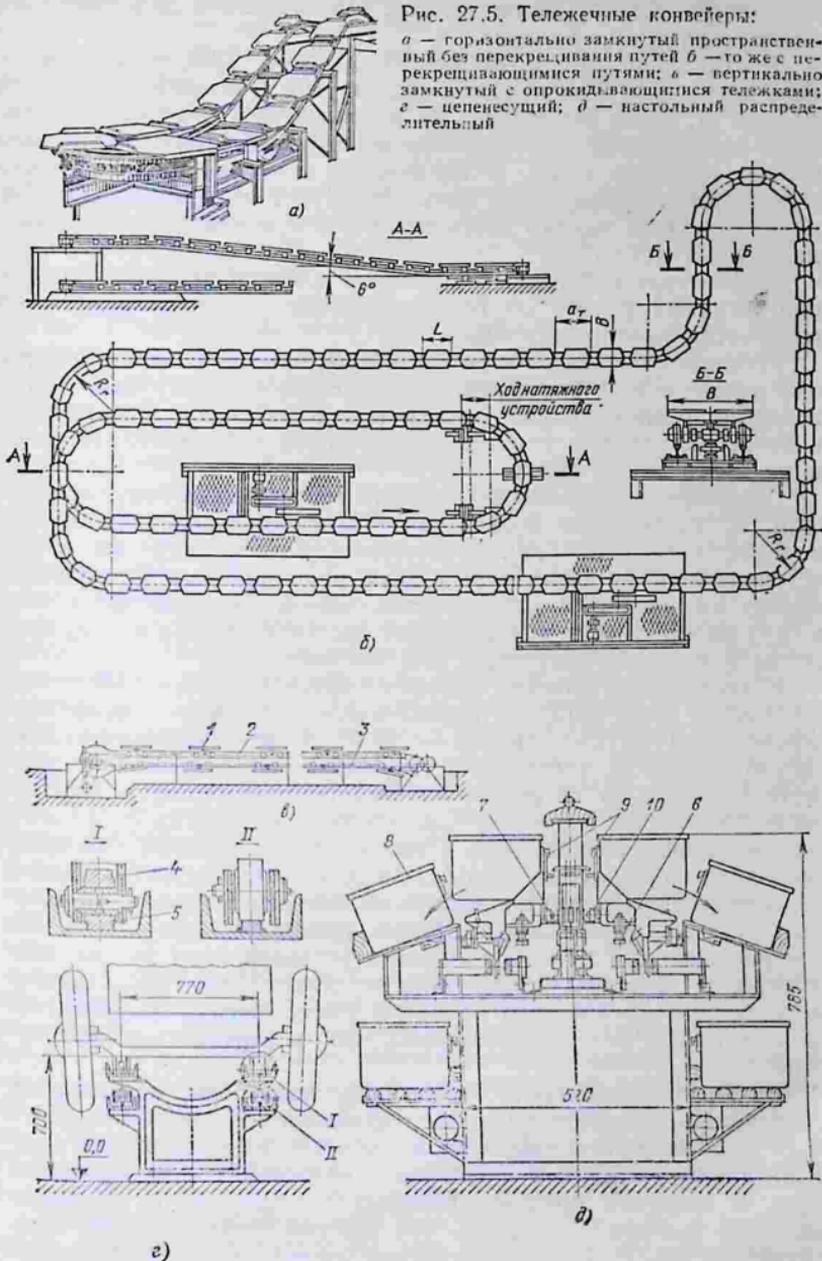
В напольных грузоведущих конвейерах грузы перемещают на тележках, но рельсовых путей для тележек они не имеют. Кроме того, в обеих этих машинах тележки не являются их неотъемлемой частью, число тележек, подключаемых к тяговому элементу, может меняться произвольно. Поэтому данные машины отнесены к другому классу, рассмотренному в п. 2.5.

Тележечные конвейеры могут быть как горизонтально, так и вертикально замкнутыми.

Горизонтально замкнутые конвейеры могут иметь трассу, располагающуюся в одной плоскости (одноплоскостные) или изгибающуюся в пространстве (пространственные). Пространственные конвейеры выполняют без перекрещивания рельсовых путей (рис. 2.75, а), например, при перемещении грузов с одного этажа на другой, или с перекрещивающимися на разных уровнях путями (рис. 2.75, б), когда по условиям использования требуется увеличить длину конвейера, не увеличивая чрезмерно размеры производственного помещения в плане. В горизонтально замкнутых конвейерах груз находится на тележке при ее движении по всей

Рис. 27.5. Тележечные конвейеры:

a — горизонтально замкнутый пространственный без перекрещивания путей *b* — то же с перекрещивающимися путями; *a* — вертикально замкнутый с опрокидывающимися тележками; *г* — цепенесущий; *д* — настольный распределительный



длине трассы, а при необходимости (например, при длительных технологических процессах сушки, охлаждения и др.) совершает по ней круговые движения.

Вертикально замкнутые конвейеры (рис. 2.75, *в*), в которых одна ветвь цепи 2 расположена над другой в одной вертикальной плоскости, более компактны, но в конвейерах с опрокидывающимися тележками 1 для перемещения груза можно использовать только верхнюю ветвь. В конвейерах с неопрокидывающимися тележками рабочими могут быть обе ветви 2 и 3, что является их преимуществом, однако достигается это существенным усложнением конструкции.

Тележечные конвейеры применяют в основном для перемещения штучных грузов по горизонтальным участкам, реже — по горизонтальным и наклонным.

Горизонтально замкнутые конвейеры, как правило, выполняют одноцепными или без цепей, а вертикально замкнутые — двухцепными, реже одноцепными или также без цепей. В бесцепных конвейерах тележки связаны между собой шарнирно, но могут и не иметь такой связи.

Перемещение тележек может быть непрерывным и пульсирующим. К тележечным конвейерам условно относят цепенесущие конвейеры (рис. 2.75, *г*), в которых транспортируемые грузы перемещаются на пластинах 4 двух параллельных вертикально замкнутых катковых пластинчатых цепей. Тележек здесь нет, а груз на себе несут параллельные звенья катковых цепей, пластины 4 которых выступают над катками 5.

К тележечным относят также распределительные настольные конвейеры (рис. 2.75, *д*), применяемые для межоперационного перемещения легких грузов — швейных и обувных изделий, радиоприемников, телевизоров, приборов, по ходу технологического процесса их изготовления. Эти грузы размещают или непосредственно на тележках, или в контейнерах 8 (рис. 2.75, *д*), прикрепляемых (защелкой 9) к тележкам 6. Катками 10 тележки опираются на рельсовые пути 7. Для выполнения технологической операции с грузом контейнер можно снимать с тележки и устанавливать на неподвижной стол на уровне рабочего места. На освобождающемся при этом тележки устанавливают другие контейнеры с изделиями, требующими дальнейшего продвижения по ходу технологического процесса. Распределительные конвейеры выполняют как горизонтально, так и вертикально замкнутыми.

Основные параметры. Тележечные конвейеры изготавливают с тележками, имеющими широкий диапазон грузоподъемности — от 10 ... 50 кг в распределительных конвейерах до 10 000 кг в горизонтально замкнутых напольных конвейерах для литейных форм. В широких пределах колеблется и ширина B платформ (настила) тележек — от 200 ... 300 мм (распределительные конвейеры) до 1200 ... 1600 мм (литейные конвейеры). Длину L плат-

форм тележек принимают обычно в 1,2 ... 2 раза больше их ширины, и она достигает 3 м и более.

Скорость v движения полотна определяется конкретными условиями работы. При обслуживании технологических процессов большой продолжительности, когда необходимо длительное пребывание груза на конвейере (например, литейном), скорость принимается небольшой (1,2 ... 7,5 м/мин).

Преимущества и недостатки. Преимуществами тележных конвейеров являются возможность транспортирования разнообразных штучных грузов, включая горячие, тяжелые и крупногабаритные; совмещение процесса перемещения с технологическими операциями (с нагревом, охлаждением, сушкой, сборкой и т. п.). К недостаткам относятся сложность конструкции, высокая стоимость изготовления, монтажа и эксплуатации по сравнению с ленточными, пластинчатыми и подвесными грузонесущими и люлечными конвейерами. В значительной мере это обусловлено тем, что тележные конвейеры являются машинами индивидуального назначения, изготавливаемыми мелкими сериями.

Области применения. Тележные конвейеры применяют преимущественно для межоперационного транспортирования штучных грузов в поточном производстве; горизонтально замкнутые тяжелого типа (ГОСТ 5938—73) — для перемещения литейных форм в процессе сборки, заливки, охлаждения, выбивки и возврата пустых опок; вертикально замкнутые с опрокидывающимися тележками — для переноса изделий в процессе сборки; с опрокидывающимися тележками — в литейном производстве; цепенесущие — на линиях главной сборки автомобилей и тракторов, а также для перемещения тяжелых горячих грузов, в том числе в качестве подвижного пода в нагревательных печах; распределительные настольные — для перемещения между рабочими местами легких грузов — заготовок и изделий в обувной, швейной, радиотехнической и других отраслях промышленности.

2.6.2. ГОРИЗОНТАЛЬНО ЗАМКНУТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ ДЛЯ ЛИТЕЙНЫХ ФОРМ

Устройство и основные параметры. Горизонтально замкнутые напольные тележные конвейеры для литейных форм, разработанные ГПКИ «Союзпроммеханизация», изготавливают трех типов: Г — с отдельными тележками-платформами для транспортирования литейных форм по горизонтально замкнутой одноплоскостной трассе (рис. 2.76); П — с такими же тележками, но с пространственной трассой их движения (рис. 2.75, б и 2.77) и ГС — с перекрывающимися друг друга платформами (со сплошным настилом) и одноплоскостной трассой (рис. 2.78).

Устройство конвейера типа Г — одноплоскостного с отдельными тележками показано на рис. 2.76. Его несущее полотно состоит из одноосных двухкатковых тележек 11, жестко прикреп-

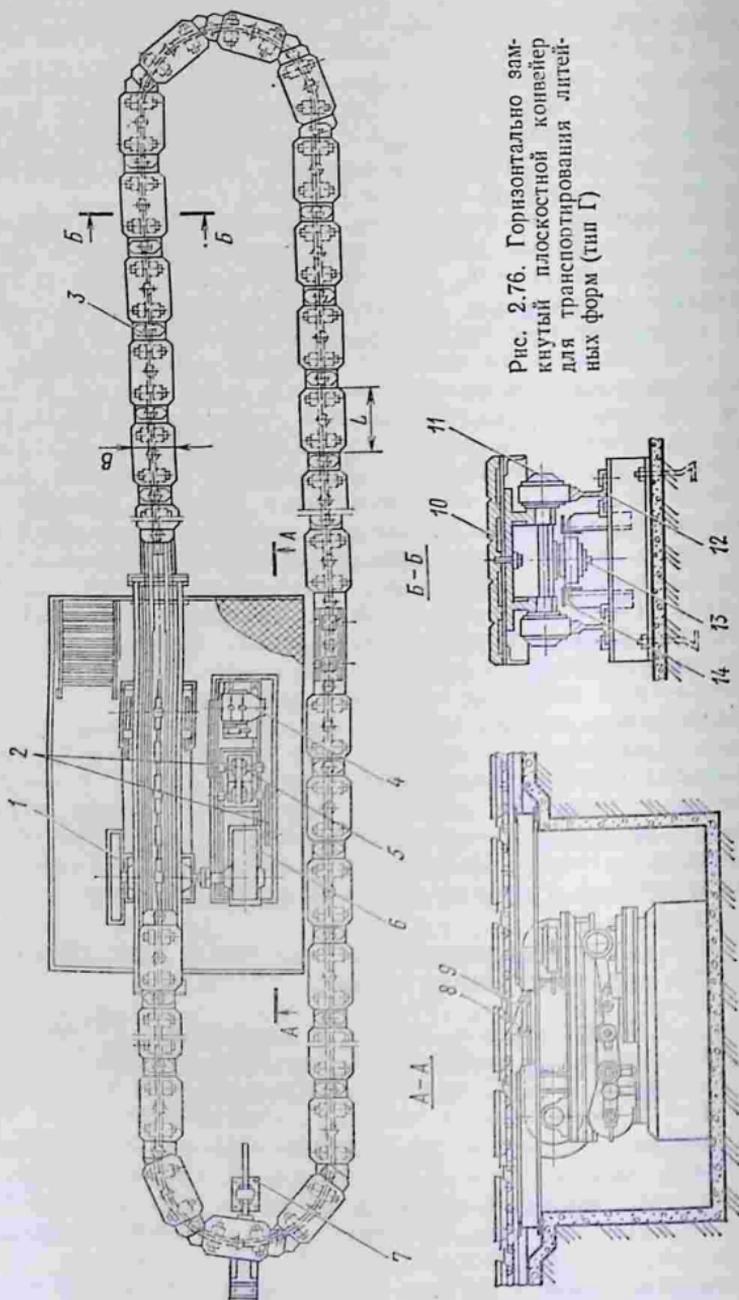


Рис. 2.76. Горизонтально замкнутый плоскостной конвейер для транспортирования легких форм (тип Г)

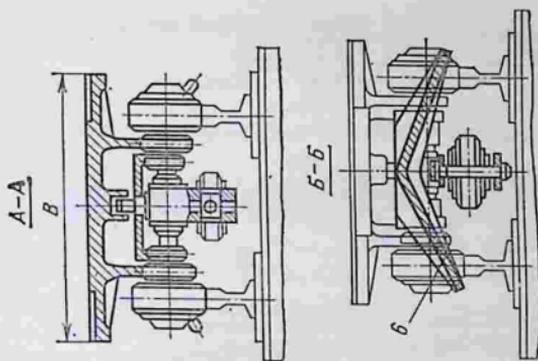
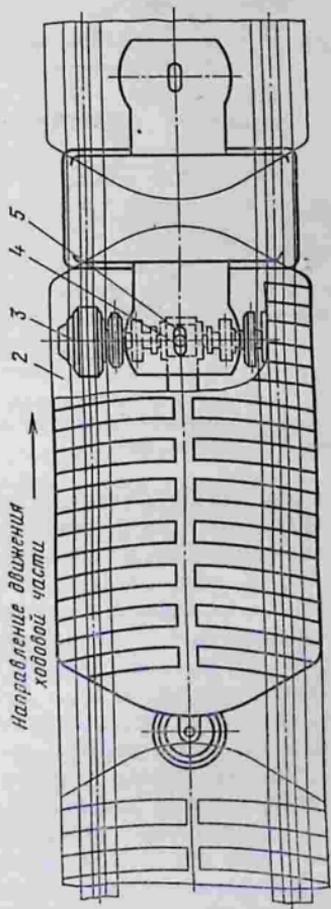
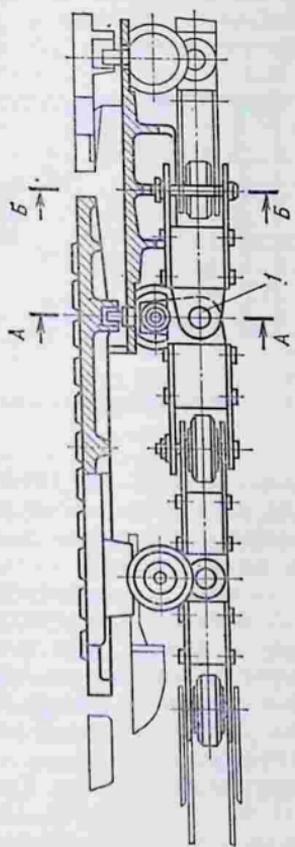


Рис. 2.77. Ходовая часть горизонтально замкнутого пространственного конвейера (тип II)



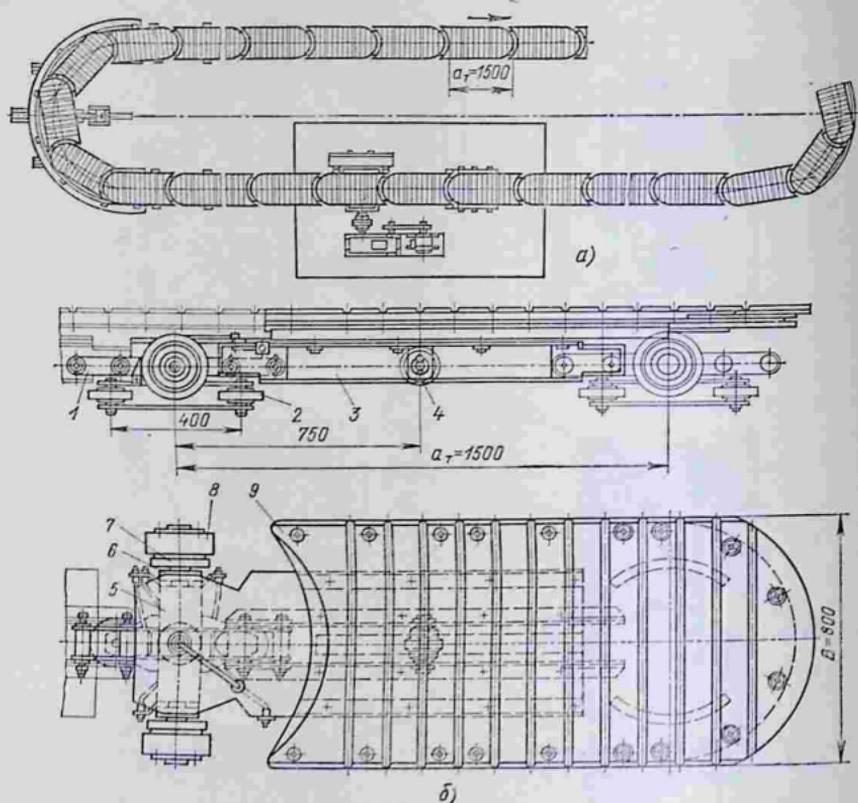


Рис. 2.78. Горизонтально замкнутый конвейер со сплошным настилом (тип ГС): а — схема; б — ходовая часть

ленных к пластинам тяговой цепи 13, платформ 10 для размещения груза и щитков 3, предохраняющих цепь и рельсовые пути от загрязнения. Оси шарниров тяговой цепи 13 расположены вертикально. Колеса тележек опираются на рельсы 12. Полотно приводится в движение гусеничным приводом, включающим электродвигатель 4, ременные передачи 2, вариатор 5, редуктор 6, открытую зубчатую передачу 1 и вертикально замкнутую втулочно-роликную гусеничную цепь 9 с кулаками 8. Боковое смещение полотна конвейера предотвращают направляющие 14, охватывающие катки тяговой цепи 13 с двух сторон. Предварительное натяжение цепи обеспечивает натяжное устройство 7.

Конвейер типа П (см. рис. 2.75, б) устроен аналогично. Существенные отличия имеет лишь его ходовая часть (рис. 2.77). Тяговая цепь этого конвейера двухшарнирная. Она имеет дополнительные шарниры 1 с горизонтально расположенными валиками. Эти шарниры обеспечивают поворот цепи в вертикальной плоско-

сти. В остальном ходовые части конвейеров типов Г и П аналогичны.

Грузонесущая платформа 2 в конвейерах типа П опирается на две тележки 3 и соединяется с ними шкворнями 4. Одно из отверстий под шкворень выполняется цилиндрическим, а другое — овальным с большой осью, расположенной вдоль трассы конвейера. Длину овального отверстия выбирают так, чтобы она компенсировала разницу расстояний между шкворнями на прямолинейных и криволинейных участках трассы и обеспечивала беспрепятственное сближение шкворней при переходе тележки с прямолинейного участка на криволинейный и удаление их при обратном переходе.

Щитки 6, перекрывающие пространство между платформами смежных тележек и защищающие цепи и рельсовые пути от попадания на них просыпей груза, выполняют с наклонными боковыми гранями, с расчетом, чтобы просыпи ссыпались с них за пределами рельсовых путей и катков тележек.

Конвейер типа ГС (см. рис. 2.78, а) — одноплоскостной со сплошным настилом отличается от двух первых не только по конструкции настила, но и тем, что не имеет тяговой цепи, а связь между тележками осуществляется с помощью соединительных звеньев. В этом конвейере замкнутое тележечное полотно (рис. 2.78, б) образовано из секций, включающих тележку 5, платформу 9, продольную балку 3 и соединительные звенья 1. Оно приводится в движение гусеничным приводом, аналогичным показанному на рис. 2.76. При этом кулаки гусеничной цепи взаимодействуют с роликами 4, прикрепленными к продольной балке 3. Нагрузка на опорные рельсовые пути передается через катки 8 тележки, а от бокового смещения полотно удерживается катками 2, движущимися в направляющих. Дополнительные ролики 7 и 6 на оси тележек предназначены для уменьшения сопротивления повороту платформы на криволинейных участках трассы.

Литейные тележечные конвейеры трех рассмотренных типов изготавливают с параметрами по ГОСТ 5938—73. Ширину платформы В принимают равной 500, 650, 800, 1000 и 1200 мм. Каждому из этих значений ширины соответствуют 3—4 значения грузоподъемности по ряду 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 кг, 3—4 значения длины L платформы по ряду 650, 800, 1000, 1250, 1600, 2000 и 2500 мм и 3—4 значения шага платформ T по ряду 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500 и 3150 мм. Секцию тяговой цепи, приходящуюся на одну платформу, составляют из двух или четырех звеньев. В ряде случаев цепь выполняют разношаговой.

В конвейерах типов Г и П (ГОСТ 5938—73) приняты скорости от 1,2 до 7,5 м/мин [меньшие значения (1,2 ... 1,9 м/мин) при большой грузоподъемности платформ (4 ... 8 т), большие (3 ... 7,5 м/мин) — при малой (0,5 т)].

Платформы. Платформы тележек разделяют на три вида: с плоским настилом (рис. 2.79, а) для тяжелых форм (массой более

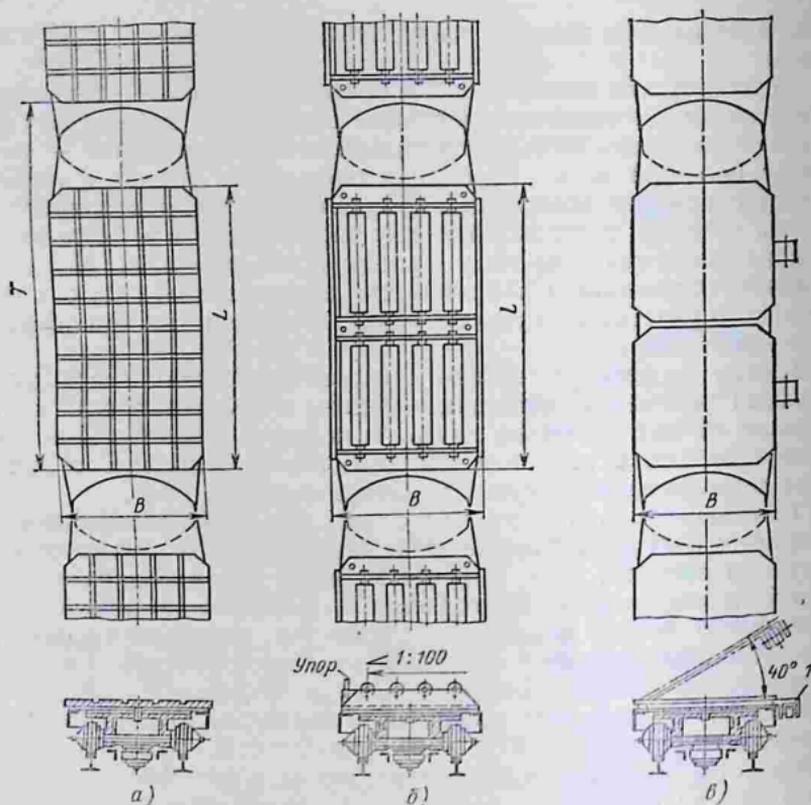


Рис. 2.79. Платформы горизонтально замкнутых конвейеров для литейных форм с настилом:

a — плоским; *б* — роликовым; *в* — поворотным

2000 кг), устанавливаемых и снимаемых краном или электро-талью; с роликовым настилом (рис. 2.79, б) для форм массой до 2000 кг, загружаемых с роликовых конвейеров и разгружаемых при помощи толкателя; с поворотным настилом (рис. 2.79, в) для беспочных отливок, разгружаемых автоматически при изезде ролика *I* на криволинейную разгрузочную шину, установленную в пункте выгрузки отливок с конвейера на выбивную решетку. Плоские настилы изготовляют чугунными. На внутренней стороне они имеют ребра жесткости, а на наружной — канавки для выхода газов из нижней опоки. Настилы пространственных конвейеров снабжают упорами, препятствующими сползанию груза на наклонных участках. Роликовый настил (см. рис. 2.79, б) выполняют в виде двух откидывающихся секций для удаления из-под него просыпанной земли.

Для повышения надежности катков тележек, работающих в исключительно неблагоприятных условиях из-за попадания на

них просыпей абразивных частиц (горелая земля, песок и пр.), их изготавливают из стали с термически обработанным ободом, применяют подшипники качения и хорошую защиту рабочей поверхности рельсов и подшипниковых узлов от засорения.

Тяговые цепи. Конвейеры типов Г и П — одноцепные. В горизонтальных конвейерах (тип Г, см. рис. 2.76) применяют пластинчатые цепи (ГОСТ 588—81) с гладкими безребордными катками, в конвейерах с пространственной трассой (тип П, см. рис. 2.75, б) — специальные двухшарнирные (см. рис. 2.77). Катки и детали шарнирных цепей, условия работы которых такие же неблагоприятные, как и катков тележек, подвергают термической обработке, обеспечивающей высокую износостойкость при абразивном загрязнении. Твердость обода катков должна быть не ниже *HRC 35 ... 45*, а деталей шарниров (валиков и втулок) — в пределах *HRC 50 ... 62*. Катки цепей изготавливают с подшипниками качения — шариковыми или коническими роликовыми.

Для компенсации несоответствия длины цепи и контура направляющих путей в каждой секции в звене между платформами один шарнир цепи должен быть подвижным. Для этого отверстия в пластинах под втулку этого шарнира делают удлиненными. Пластины в средней части (в месте крепления тележки) выполняют расширенными.

Привод. В горизонтально замкнутых литейных конвейерах обычно применяют гусеничный привод (см. рис. 2.76). Взаимодействие вертикально замкнутой втулочно-роликовой гусеничной цепи 4 привода с тяговой цепью 1 конвейера показано на рис. 2.80. В местах установки толкателей 2 гусеничная цепь опирается на четыре катка 3 (по два с каждой стороны). На каток тяговой цепи толкатель воздействует также с двух сторон. Шаг толкателей t_* принимают на 2 ... 4 мм меньше шага t (или двух шагов) катков тяговой цепи конвейера, благодаря чему каждый толкатель включается в работу до выхода из зацепления с тяговой цепью идущего впереди него смежного толкателя и этим обеспечивается непрерывное (без рывков) движение тяговой цепи.

Гусеничный привод обычно устанавливают в конце наиболее загруженного участка конвейера. Для предохранения от поломки при перегрузке привод снабжают предохранительным устройством (чаще всего — срезным штифтом).

Натяжные устройства. Натяжное устройство горизонтально замкнутых тележечных конвейеров обычно устанавливают в местах поворота трассы на 180° . Его выполняют в виде подвижной рамы, перемещаемой с помощью винта. Подвижные и неподвижные концы рельсовых и направляющих путей в зоне натяжного устройства сопрягаются при помощи раздвижных стыков, аналогичных применяемым в подвесных конвейерах (см. п. 2.5).

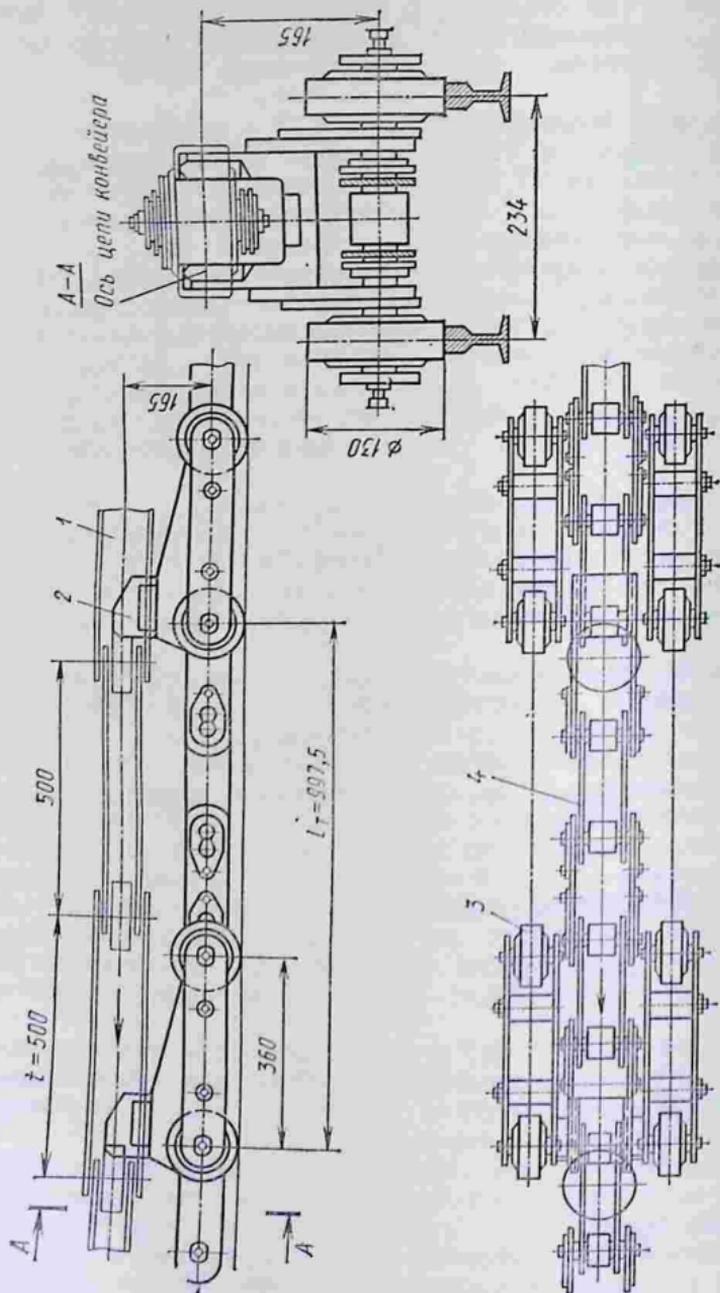


Рис. 2.80. Приводная цепь гусеничного привода

2.6.3. ВЕРТИКАЛЬНО ЗАМКНУТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Устройство. Конвейер с опрокидывающимися тележками для сборки автомобильных двигателей показан на рис. 2.81, а. Четырехколесные тележки 4 присоединены к тяговым цепям 3, приводимым в движение приводом 8 через ведущие звездочки 1. На верхней рабочей и нижней холостой ветвях тележки опираются катками на направляющие 5 и 7. В зоне перехода с верхнего участка на нижний катки опрокидывающихся тележек направляются контршинами 2, плавно сопрягаемыми с нижними направляющими 7, а на натяжной звездочке 6 тележки опираются на поддерживающие диски, установленные на общей оси с натяжной звездочкой. Для облегчения сборочных работ каждая тележка снабжена установочным кондуктором 9 и поворотным приспособлением 10. По бокам конвейер имеет сплошное или сетчатое ограждение 12, а его нижняя ветвь отделена коробом 11.

Скорость полотна сборочных конвейеров принимают в пределах 0,6 ... 6 м/мин при непрерывном его движении и 6—8 м/мин — при пульсирующем движении.

Конвейер с опрокидывающимися тележками показан на рис. 2.81, б. Каждая тележка 14 имеет две оси, одна из которых (ВЩ) шарнирно соединена с тяговыми цепями 15, расположенными за пределами габарита тележек. Для прохода их на приводных 13 и натяжных 18 звездочках последние установлены на консольных полуосях 17, благодаря чему между звездочками имеется необходимое свободное пространство. Движение тележек без опрокидывания обеспечивается специальным устройством направляющих путей 16 для катков ведомых осей тележек (ВМ), не связанных с цепью.

Конвейеры этого типа используют в литейных цехах при малой массе литейных форм (до 300 ... 400 кг), а также для других технологических целей (окраски, сушки, сборки и т. п.) при ограниченной площади производственных помещений.

Тележки. Тележки выполняют четырехколесными. Для перемещения длиномерных грузов применяют короткие двухколесные тележки с размещением груза на двух тележках. Центр тяжести груза должен располагаться внутри опорного контура. При несоблюдении этого условия, например при перемещении грузов с тяжелыми консольными частями, над колесами устанавливают контршины.

Каркасы тележек — сварные из прокатных профилей. Катки выполнены на подшипниках с ребордным ободом, препятствующим боковому смещению ходовой части. Тележки сборочных конвейеров оборудуют специальными приспособлениями, обеспечивающими полную безопасность и высокую производительность сборочных работ.

Тяговые цепи. В конвейерах с опрокидывающимися тележками тяговый орган может быть как двухцепным, так и одноцеп-

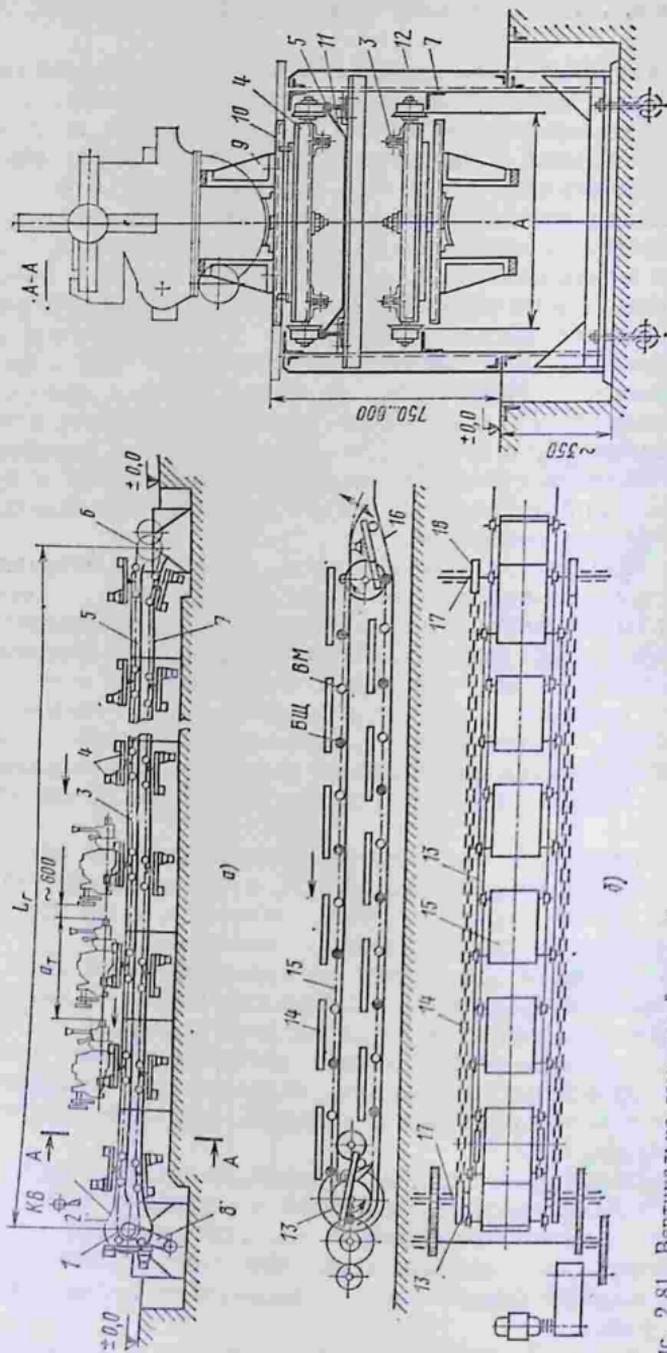


Рис. 2.81. Вертикально замкнутый конвейер с тележками:
 а — опрокидывающийся; б — неопрокидывающийся

ным, а с неопрокидывающимися — только двухцепным. Наиболее часто используют пластинчатые цепи (ГОСТ 588—81), но возможно применение других цепей — разборных, круглозвенных и др.

Привод. Применяют в основном механический редукторный привод. Как правило, в нем предусматривают вариатор для изменения скорости движения полотна и устройства безопасности на случай перегрузки, прохождения тележки с грузом за пределы последнего пункта разгрузки и др.

Натяжные устройства. Натяжное устройство выполняют винтовым или пружинно-винтовым.

2.6.4. РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРОВ

Выбор основных параметров. Параметры ходовой части и грузоподъемность тележек выбирают в зависимости от размеров и массы перемещаемых грузов. Оптимальным является такое их размещение на тележках, при котором длинная сторона располагается вдоль конвейера. Длину L и ширину B платформы принимают на 100 ... 150 мм больше соответствующих габаритных размеров груза. По принятому значению выбирают шаг тележек a_T , а по нему, в свою очередь, — шаги звеньев тяговой цепи с таким расчетом, чтобы их сумма в отрезке, приходящемся на одну тележку, была равна шагу тележек.

Скорость v движения тележек конвейеров выбирают в зависимости от темпа t_c съема (схода) одного готового изделия с конвейера. При непрерывном движении полотна и размещении на каждой тележке по z_e изделий

$$v = a_T / (z_e t_c). \quad (2.147)$$

При пульсирующем движении конвейера и выполнении технологической операции на данной позиции при неподвижном полотне за время t_0

$$v = a_T / (z_e t_p) = a_T / [z_e (t_c - t_0)], \quad (2.148)$$

где t_p — время, потребное для перемещения тележки на расстояние, равное ее шагу (на новую позицию).

Длину конвейера (конвейерной линии) l_n , необходимую для выполнения однородной технологической операции (например, сборки) на N_n позициях определяют по выражению

$$l_n = a_T N_n. \quad (2.149)$$

Определение производительности конвейера. Производительность (шт/ч) тележного конвейера при однородном характере технологических операций и непрерывном движении полотна определяют также, как и производительность других конвейеров для перемещения штучных грузов:

$$Z = 60 v z_e / a_T, \quad (2.150)$$

где v — скорость конвейера, м/мин; a_T — в м.

Тяговый расчет. Тяговый расчет тележечных конвейеров ведут методом, изложенным в п. 1.3.2. Его начинают с точки минимального натяжения $S_{\min} = 1 \dots 3$ кН. При расчете сопротивлений распределенную массу q_0 движущихся частей определяют суммированием распределенных масс цепей (если они имеются) и тележек. Коэффициент сопротивления движению тележек на прямолнейных участках ω определяют по формуле (1.83), при этом принимают $C_1 = 1,05$ при безребордных катках и $C_1 = 1,25 \dots 1,5$ при ребордных катках.

Для конвейеров типов Г и П конструкции ГПКИ «Союзпромеханизация» принимают $\omega = 0,025$ при ширине платформ $B = 500$ мм; $\omega = 0,02$ при $B = 650$ и 800 мм; $\omega = 0,015$ при $B = 1000$ и 1200 мм.

Силу сопротивления перегибу тяговой цепи, возникающего вследствие ее жесткости, обусловленной трением в шарнирах, находят по формуле (1.87). По ней же определяют и сопротивление взаимному повороту тележек на криволинейных участках конвейеров, не имеющих тяговых цепей (конвейер типа ГС), подставляя вместо диаметра валика цепи диаметр оси шарнира соединительного звена.

При расчете сил сопротивлений на криволинейных участках горизонтально замкнутых тележечных конвейеров к силам сопротивлений, определяемым по формуле (1.86), необходимо добавить силу сопротивления от трения между поверхностями соприкосновения тележек и грузонесущих платформ на входном и выходном участках поворота, а также силу сопротивления движению катков тележек. Сила сопротивления $W_{o.t}$ от трения одноосной тележки о платформу при переходе с прямого участка на криволинейный и обратно возникает в двухрельсовых конвейерах с центральным расположением цепи. Приближенно

$$W_{o.t} = (q_{пл} + G_{т.п}) \mu_{п} r_0 / R_{г},$$

где $G_{т.п}$ — вес платформы; $\mu_{п}$ — коэффициент трения платформы о тележку; при пластичном смазывающем материале $\mu_{п} = 0,1 \dots 0,3$, причем минимальные значения должны соответствовать легким условиям работы, а максимальные — тяжелым; $R_{г}$ — радиус поворота; r_0 — радиус трения, определяемый по формуле

$$r_0 = \frac{1}{F_T} \int r dS;$$

здесь r — расстояние от центра вращения до элементарной площадки поверхности трения dS ; F_T — площадь поверхности трения одной тележки.

Для опорной поверхности в виде прямоугольника со скошенными углами радиус трения

$$r_0 = 0,15b_{п} + 0,2a_{п},$$

где $a_{п}$, $b_{п}$ — стороны прямоугольника.

Силу сопротивления катков тележек на участке поворота определяют по формуле (1.51), в которой $L_{г}$ приравнивают длине дуги окружности поворота.

При переходе тележек с прямолинейного участка пути на криволинейный (звездочку) и обратно происходит осевое смещение цепи. Сила сопротивления этому смещению

$$W_0 = 3(q_0 + q) \mu_n (R_0 - \sqrt{R_0^2 - l_0^2/4}),$$

где μ_n — коэффициент трения катков по рельсам ($\mu_n = 0,2$ и $0,4$ соответственно при легких и тяжелых условиях работы); R_0 — радиус поворота (радиус начальной окружности звездочки).

Силу сопротивления движению на вертикальных перегибах конвейеров с пространственной трассой определяют так же, как и для подвесных конвейеров.

При боковом расположении тяговой цепи горизонтально замкнутого тележного конвейера относительно ее тележек (в отличие от рассмотренного центрального ее расположения, см. рис. 2.76—2.78) возникает дополнительная сила сопротивления от трения реборды ходового катка о рельс вследствие нецентрального расположения тягового органа. Эту силу определяют по формуле (1.51), в которую вместо ω подставляют коэффициент дополнительного сопротивления ω_d в ребордах катков:

$$\omega_d = \frac{2\mu_a \left(\frac{k_d}{2} + k_0 \right) \sqrt{D_n^2 + D_k^2}}{B_k D_k},$$

где μ_a — коэффициент трения реборды о рельс (среднее значение $\mu_a = 0,2$); k_d — колея по центрам катков; k_0 — расстояние от оси катка до оси тяговой цепи; D_n — диаметр реборды ходового катка; D_k — диаметр ходового катка; B_k — база катков.

2.7. ГРУЗОВЕДУЩИЕ КОНВЕЙЕРЫ

2.7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Устройство, области применения. Грузоведущие конвейеры предназначены для перемещения грузов (вагонов, автомобилей в процессе сборки и т. п.), имеющих собственный колесный ход, и тележек с грузами при помощи гибкого тягового органа (цепей, канатов), снабженного захватами (толкателями) или тягами для присоединения перемещаемого объекта.

Грузоведущие конвейеры применяют в сборочных машиностроительных цехах, на складах для сортирования крупных штучных грузов и грузов, пакетированных на поддонах. Кроме того, их используют в строительстве, на заводах железобетонных изделий.

Конвейер, показанный на рис. 2.82, а, выполнен с бесконечной цепью 4, приводимой в движение звездочкой 7. Натяжение цепи создается натяжным устройством 5. Направляющие 6 для рабочей и холостой ветвей цепи расположены в канале под полом цеха.

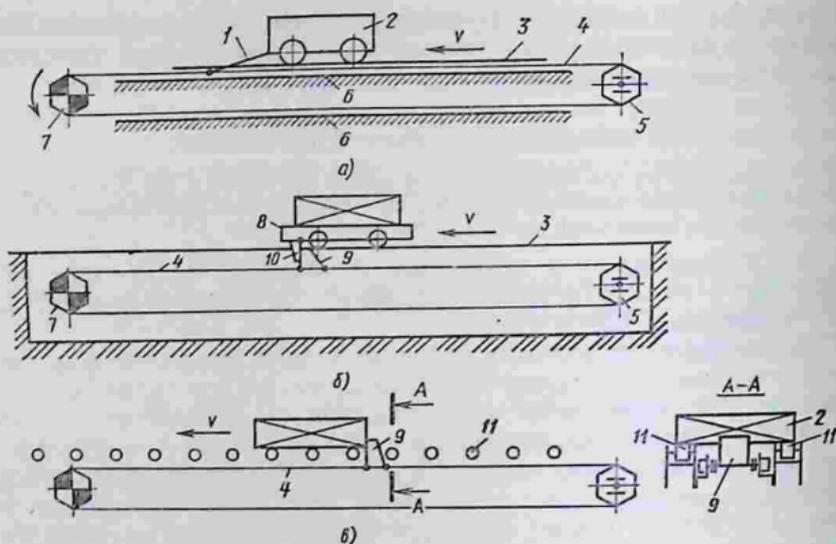


Рис. 2.82. Грузоведущие конвейеры:

а — с тягами; *б* — с тележками; *в* — с опорными роликами

При помощи тяги 1 цепь 4 присоединяется к перемещаемому грузу 2.

Для грузов, не имеющих ходовой части, применяют грузоведущие конвейеры с тележками, роликами или направляющими скольжения. Схема конвейера с тележками приведена на рис. 2.82, б. Тележка 8, несущая груз, перемещается по путям 3 при помощи кулачка 9, прикрепленного к тяговой цепи 4. Кулачок взаимодействует с упором 10, присоединенным к тележке при помощи одностороннего шарнира, пропускающего тележку беспрепятственно над кулачком при ее вводе на конвейер.

Грузоведущий конвейер с опорными роликами показан на рис. 2.82, в. Грузы лежат на роликах 11 и перемещаются в направлении стрелки при помощи кулачков 9, закрепленных на цепи.

По виду трассы грузоведущие конвейеры разделяют на прямолинейные горизонтальные (см. рис. 2.82, а) и наклонные, комбинированные из прямолинейных и криволинейных участков и пространственные, имеющие изгибы трассы в вертикальной плоскости и повороты в горизонтальной. В таких конвейерах применяют разборную штампованную или двухшарнирную цепь, допускающую изгибы в двух плоскостях.

Преимуществом грузоведущих конвейеров является компактность и простота конструкции, надежность в эксплуатации, большой срок службы. При помощи этих конвейеров можно механизировать транспортные процессы в цехах, не занимая большого объема производственного помещения. К недостаткам относятся необходимость возврата пустых тележек другими транспортными средствами (для конвейеров с тележками), необходимость устрой-

ства каналов под полом цеха, что не всегда возможно (для напольных конвейеров).

В ГОСТ 15517—77 приведены основные параметры грузоведущих напольных тележечных конвейеров, у которых тяговые разборные цепи, выполненные по ГОСТ 589—85, с шагом 80, 100 и 160 мм расположены над полом или под полом. Грузоподъемность тележек 50, 125, 250, 500, 1000, 2000 и 3200 кг при скорости движения 0,3 ... 23,6 м/мин. Канал в полу для размещения тяговой цепи имеет глубину не более 250 мм.

В СССР выпускаются грузоведущие конвейеры с тележками грузоподъемностью 50 ... 250 кг. Конвейер типа НК-32 грузоподъемностью 50 кг оснащен двухшарнирной цепью с шагом звена 160 мм. Мощность привода 0,75 ... 4,5 кВт. Конвейер ЦК-450 имеет двухшарнирную цепь с шагом 200 мм; мощность привода до 3 кВт при грузоподъемности 250 кг. Такую же грузоподъемность имеет конвейер ГВК-100, оснащенный разборной цепью с шагом 100 мм и приводом мощностью до 7,5 кВт.

Основные элементы. Основными элементами грузоведущих конвейеров являются гибкие тяговые элементы, привод, натяжное устройство, тележки, направляющие для цепей и пути для тележек или грузов на собственном ходу. К дополнительным относятся устройства автоматического адресования, сигнализации, безопасности и обратной связи.

В качестве гибких тяговых элементов применяют преимущественно пластинчатые цепи с шагом 80 ... 200 мм (ГОСТ 588—81), но также и канаты, которые приводятся при помощи реверсивных одно- и или двухбарабанных лебедок.

В современных грузоведущих конвейерах используют редукторный привод с вариаторами скорости, если скорость движения цепи должна регулироваться. Привод оснащают предохранительными устройствами (муфтами предельного момента или срезными пальцами) на случай возможного попадания в цепь посторонних предметов и застопоривания тележек.

Натяжные устройства обычно винтовые или пружинно-винтовые. Тележки снабжают колесами на подшипниках качения; платформы тележек наклонных и комбинированных конвейеров имеют бортики, препятствующие сползанию вниз перемещаемых грузов.

Направляющими для тяговых цепей служат профили стального проката (швеллеры, уголки, полосовая сталь и узкоколейные рельсы). Пути для тележек и колес собственного хода перемещаемых объектов выполняют из крупных швеллеров и полосовой стали, а для тяжелых объектов — из рельсов широкой колес.

2.7.2. РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРОВ

В задании на расчет грузоведущих конвейеров указывают требуемую штучную производительность Z и размеры перемещаемых единичных грузов. При расчете бестележечных

конвейеров (см. рис. 2.82, а) шаг a тяг I должен быть больше, чем сумма длин перемещаемого груза и тяги I . Кроме того, шаг a должен быть кратным удвоенному шагу цепи, что обеспечивает унификацию узла крепления тяг к цепи. При заданных Z (шт/ч) и a (м) необходимая скорость (м/мин) движения цепи

$$v = Za/60. \quad (2.151)$$

Скорость движения цепи грузоведущих бестележечных конвейеров поточной сборки обычно не превышает 6 м/мин.

Скорость движения цепи грузоведущих тележечных конвейеров

$$v = Za/(3600z_a). \quad (2.152)$$

Мощность приводного двигателя определяют по формулам (1.56), (1.57), причем тяговое усилие W_0 вычисляют как сумму сил сопротивлений, рассчитанных по формулам (1.79) и др. Натяжение гибкого органа в характерных точках трассы определяют по формуле (1.109). Для расчета максимального натяжения гибкого органа грузоведущих тележечных конвейеров принимают минимальное натяжение, как у подвесных толкающих конвейеров, для того, чтобы обеспечить требуемую устойчивость толкателей, прикрепленных к цепи. Усилие натяжного устройства вычисляют по формуле (1.155) при значении $S'_{но}$, определяемом методом тягового расчета по характерным точкам трассы.

2.8. ЭЛЕВАТОРЫ

2.8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Классификация. Элеваторы имеют гибкие тяговые элементы (цепи, ленты, канат), огибающие приводные и натяжные элементы (звездочки, барабаны, блоки). К гибким тяговым элементам крепят грузонесущие элементы: ковши, полки, люльки. Кроме того, элеваторы включают привод, натяжное, загрузочное и разгрузочное устройства, а также кожух, закрывающий движущиеся части. Приводы оснащают стопорными устройствами для устранения опасности обратного движения тягового элемента под действием силы тяжести поднимаемого груза при выключении двигателя.

По способу перемещения грузов элеваторы относятся к грузонесущим конвейерам, перемещающим порции насыпного груза или штучные грузы с помощью грузонесущих элементов: ковшей, полок или люлек.

По роду грузонесущего элемента различают следующие типы элеваторов: ковшовые (ГОСТ 2036—77), люльчатые и полочные. Ковшовые элеваторы служат для подъема насыпных грузов, а люльчатые и полочные — штучных.

По виду тягового элемента различают ленточные и цепные ковшовые элеваторы. Последние по числу цепей, к которым крепятся

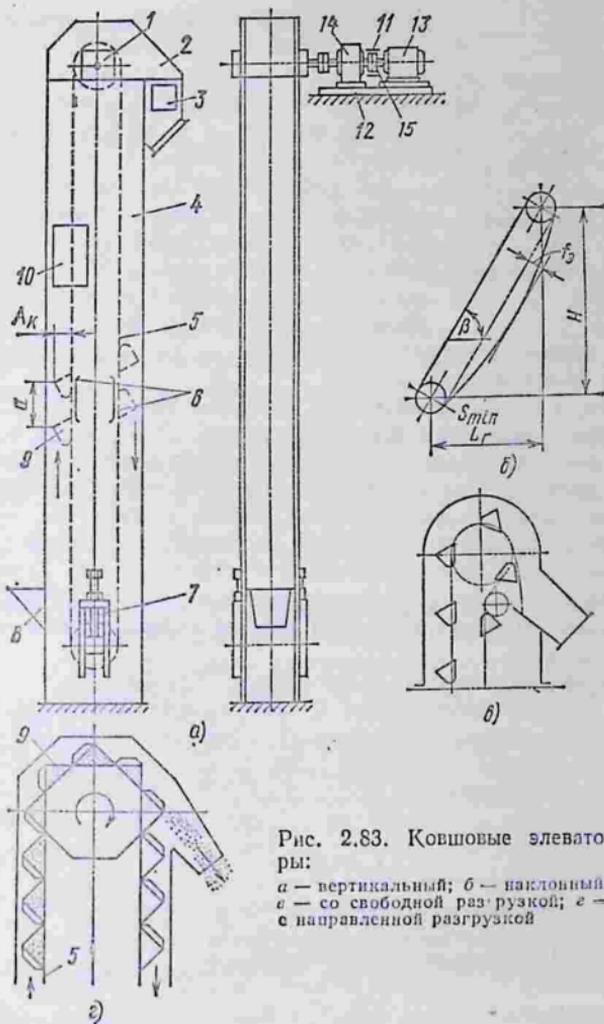


Рис. 2.83. Ковшовые элеваторы:

а — вертикальный; б — наклонный;
 в — со свободной разгрузкой; г —
 с направленной разгрузкой

ковши, разделяют на одно- и двухцепные. По расположению в пространстве элеваторы бывают вертикальные (рис. 2.83, а) и наклонные (угол наклона $60 \dots 82^\circ$ к горизонту). Наклонные элеваторы могут быть со свободно свисающей (рис. 2.83, б) или движущейся по направляющим роликоопорам холостой ветвью. Рабочая ветвь ленточных наклонных элеваторов опирается на стационарные ролики, а рабочая ветвь цепных наклонных элеваторов может опираться как на стационарные ролики, так и на направляющие шины при наличии ходовых катков в цепи.

2.8.2. КОВШОВЫЕ ЭЛЕВАТОРЫ

Устройство. Для подъема насыпных грузов предназначены ковшовые элеваторы (см. рис. 2.83, а), имеющие тяговый элемент 5 (ленты или цепи), к которому прикреплены ковши 9. Лента приводится в движение барабаном 1 (а цепь звездочкой), соединенным муфтой с приводом 12. Необходимое прижатие ленты к барабану создается силой тяжести движущихся частей элеватора и транспортируемого груза, а также усилием натяжного устройства 7. Насыпной груз через загрузочный патрубок 8 засыпается в ковш или подается в нижнюю часть (башмак) элеватора и зачерпывается ковшами, поднимается вверх и выдается через разгрузочный патрубок, расположенный в головной части 2. В кожухе элеватора имеются люки 10 для осмотра и ремонта рабочих элементов.

Расположение загрузочного патрубка 8 на нижней части кожуха 4 может быть высоким и низким. Высокий патрубок имеет днище под углом 60° к горизонтали и предназначен для загрузки влажных плохосыпучих грузов. У низкого патрубка днище расположено под углом 45° , и через него подаются сухие хорошо сыпучие грузы.

Разгрузочные патрубки прикреплены к верхней части кожуха (головке) элеваторов и снабжены боковыми люками 3 для осмотра и очистки. Нижние кромки разгрузочного патрубка окантованы уголками, образующими фланец, к которому крепят самотечные трубы приемных устройств.

При перерыве в подаче электрического тока загруженное плотно с ковшами элеваторов, не имеющих предохранительных устройств, может переместиться вниз под действием силы тяжести груза, что в тяжелых элеваторах приводит к аварии. Для предотвращения этого применяют тормоза 11 и стопорные устройства. Закрытые колодочные тормоза выполняют электромагнитными или с гидротолкателями и устанавливают на входном валу редуктора 14, а остановки — непосредственно на валу приводного барабана (звездочки). Применяют центробежно-храповые и роликовые остановки.

К противоаварийным устройствам относятся также сигнализаторы завала загрузочного патрубка транспортируемым грузом. Для предохранения элементов элеватора от поломок в случае застопоривания тягового элемента (завал приемной части грузом или попадание в ковши посторонних предметов вроде лома и т. п.) применяют срезные пальцы, встраиваемые в элементы привода.

В СССР выпускаются ленточные и цепные элеваторы производительностью 3 ... 70 т/ч. Ленточные элеваторы модели ЛГ-160 оснащены глубокими расставленными ковшами шириной 160 мм с шагом $a = 320$ мм и имеют производительность 8 ... 13 т/ч. Ту же производительность дают цепные элеваторы модели ЦГ-160 с аналогичными ковшами вместимостью 1,1 л. Производительность

соответствующих элеваторов с мелкими ковшами моделей ЛМ-160 и ЦМ-160 меньше на 3 ... 5 т/ч при тех же скоростях движения 0,8 ... 1,6 м/с. Более мощные элеваторы моделей ЛГ-400 и ЦТ-400 обеспечивают производительность 52 ... 70 т/ч при скорости 1 ... 2 м/с; производительность аналогичных элеваторов с мелкими ковшами моделей ЛМ-400 и ЦМ-400 равна 36 ... 50 т/ч.

В ГОСТ 10190—79 приведены параметры ковшовых элеваторов для зерна и муки (эти элеваторы носят название норий) производительностью 5 ... 500 т/ч, используемых на зернохранилищах, а также на мукомольных, комбикормовых предприятиях при высоте подъема до 60 м и скорости ковшей до 4 м/с.

Способы наполнения и разгрузки. Существуют два способа наполнения ковшей: зачерпыванием и насыпанием. Процесс зачерпывания протекает при обходе ковшами нижнего барабана элеватора и создает дополнительную нагрузку на ковши и тяговый элемент. Силу сопротивления (H) зачерпыванию определяют по эмпирической формуле

$$W_{\text{зач}} = qk_{\text{зач}},$$

где q — распределенная масса груза, кг/м; $k_{\text{зач}}$ — удельная работа зачерпывания, Н·м/кг, $k_{\text{зач}} = 1,25 \dots 2,5$ для мелкофракционных грузов (до мелкокусковых) и $k_{\text{зач}} = 17,5 \dots 4,0$ для среднекусковых грузов при скорости ковшей 1 ... 1,25 м/с, причем меньшие значения $k_{\text{зач}}$ принимают для двухцепных элеваторов, а большие — для одноцепных и ленточных.

По способу разгрузки ковшей различают элеваторы с центробежной, самотечной свободной и самотечной направленной разгрузкой. Центробежную разгрузку применяют в быстроходных элеваторах. При обходе ковшами верхнего барабана (звездочек) происходит выбрасывание насыпного груза из ковшей под действием центробежной силы.

Центробежная разгрузка может быть как у наклонных, так и у вертикальных элеваторов. Самотечную свободную разгрузку применяют только в элеваторах, холостая ветвь которых наклонена (в наклонных элеваторах, комбинированных вертикально-наклонных или двухцепных элеваторах с отклоняющими звездочками, см. рис. 2.83, в). Самотечная направленная разгрузка (см. рис. 2.83, г) осуществляется при помощи лотка, образованного торцевой стенкой с бортами впереди идущего опрокинутого, вплотную расположенного ковша. Эту разгрузку применяют в тихоходных элеваторах, которые могут быть как вертикальными, так и наклонными.

Тихоходные элеваторы с расставленными ковшами могут иметь только самотечную свободную разгрузку, а поэтому должны быть наклонными, хотя бы в верхней части. При использовании двухцепных элеваторов в зоне разгрузки необходимо устанавливать отклоняющие звездочки.

Элеваторы с сомкнутыми ковшами выполняют только тихоходными; они имеют самотечную направленную разгрузку, могут

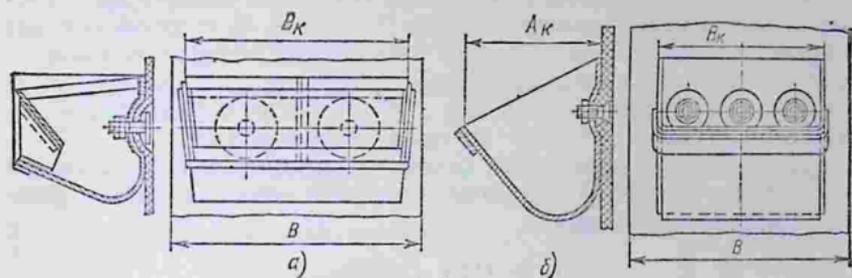


Рис. 2.85. Ковши:

а — жалюзийный; б — с цилиндрическим дном

быть вертикальными и наклонными. Ковши загружаются насыпанием. В качестве тяговых органов этих элеваторов обычно используют одну или две цепи, но можно применять и ленту.

Тяговые элементы. В качестве тягового элемента ленточных элеваторов используют тканевую прорезиненную многопрокладочную ленту (ГОСТ 20—76), реже проволочно-сетчатую ленту. В цепных элеваторах применяют пластинчатые (ГОСТ 588—81, с шагом 100 ... 630 мм) и круглозвенные сварные (ГОСТ 2319—81) цепи из стали диаметром 16 ... 28 мм с термической обработкой. В вертикальных элеваторах используют втулочные и втулочно-роликовые цепи, а в наклонных элеваторах — втулочно-катковые. Круглозвенные сварные цепи, а также специальные пластинчатые цепи с увеличенными зазорами (0,4 ... 0,6 мм) между пальцем и втулкой применяют при транспортировании грузов, содержащих абразивную пыль или вызывающих коррозию деталей цепей.

Ковши. В элеваторах применяют ковши с цилиндрическим дном (рис. 2.85, б), остроугольные или с полукруглым дном с бортами на торцевой стенке (ГОСТ 2036—77) и жалюзийные (рис. 2.85, а).

Ковши с цилиндрическим дном бывают глубокие и мелкие. Глубокие ковши применяют для подъема сухих хорошо сыпучих грузов (песка, зерна и т. п.), а мелкие — для влажных плохо сыпучих и слеживающихся грузов. Остроугольные и с полукруглым дном с бортами ковши предназначены для тяжелых кусковых абразивных грузов. Ковши крепят к тяговым органам болтами и гайками, причем с лентой их соединяют специальными болтами с плоской головкой. Ковши изготовляют из листового металла толщиной до 6 мм или отливают из ковкого чугуна.

Привод. Привод ковшового элеватора состоит из электродвигателя 13 (см. рис. 2.83, а), редуктора 14 и муфт 15. Вал электродвигателя соединен с входным валом редуктора упругой муфтой, а выходной вал редуктора с приводным валом элеватора — зубчатой муфтой.

Приводные барабаны и звездочки ковшовых элеваторов расположены в верхней секции кожуха (головке). В исключительных случаях, когда привод элеватора невозможно разместить наверху, допустимо располагать приводные барабаны и в нижней части кожуха, но следует иметь в виду, что это ведет к увеличению натяжения гибкого органа и потерь в подшипниках.

Диаметр (мм) приводного барабана принимают в зависимости от скорости движения и способа разгрузки ковшей с учетом рекомендуемого соотношения

$$D_{\sigma} = (125 \dots 150) i_{\sigma},$$

где i_{σ} — число прокладок ленты.

Диаметр приводного барабана округляют до ближайшего большего или меньшего размера из ряда размеров барабанов по ГОСТ 22644—77. Числа z_0 зубьев звездочек выбирают из следующего ряда: 6, 8, 10, 12, 13, 14, 16, 20.

Натяжные устройства. В ковшовых элеваторах применяют винтовые и пружинно-винтовые натяжные устройства. Ход натяжного устройства 200 ... 500 мм. Натяжные барабаны ленточных элеваторов выполняют с решетчатым ободом для предохранения от налипания на обод частиц насыпного груза. В ленточных ковшовых элеваторах применяют также рычажно-грузовое натяжное устройство, автоматически поддерживающее постоянное натяжение ленты, что важно при наличии фрикционного привода.

В двухцепных элеваторах одна из звездочек крепится на натяжной оси шпонкой, а вторая может свободно поворачиваться вокруг оси для самоустановки и компенсации неточностей изготовления и сборки комплекта приводного вала и цепей.

Направляющие шины. Направляющие шины b (см. рис. 2.83, а) крепят к кожуху наклонных и вертикальных элеваторов. В наклонных элеваторах они расположены по всей высоте и служат опорой катков цепей. По концам шины имеют приемные скругления, обеспечивающие плавный вход на них катков пластинчатой цепи. В вертикальных элеваторах направляющие шины выполнены в виде коротких отрезков и служат для ограничения поперечного раскачивания лент или цепей с ковшами.

Расчет элеваторов. Определение производительности, скорости тягового элемента и размеров ковшей. Производительность ковшового элеватора вычисляют по формуле (1.36) при значении q , найденном по формуле (1.39). Скорость тягового элемента v и параметры ковша выбирают по табл. 2.10 и 2.11.

Коэффициент наполнения ковшей φ принимают в пределах 0,4 ... 0,85 в зависимости от транспортируемого груза (см. табл. 2.10).

Ширину и шаг a ковшей определяют по табл. 2.11 в зависимости от требуемой емкости на 1 м длины ковша i_k/a (где i_k — вместимость ковша, л, a — в м) и типа ковша.

2.10. Значения скорости тягового элемента и коэффициента ψ наполнения ковша в зависимости от вида транспортируемого груза

Груз	Типичные грузы	Тип ковша	Скорость, м/с		ψ	Вид разгрузки
			ленты	цепи		
Пылевидный хорошо сыпучий	Угольная пыль	Г	—	0,6 ... 0,8	0,85	Св
	Цемент	Г	1,25 ... 1,8	—	0,8	Ц
	Земля, песок (влажные); химикаты (влажные)	М	1 ... 2	0,8 ... 2	0,6	Ц
Зернистый и мелкокусковой: малообразивный	Пищевое зерно	Ж	3,9 ... 4	—	0,7	—
	Древесные опилки, глина сухая, каменный уголь, торф	Г	1,25 ... 2	1 ... 1,6	0,8	Ц
сильнообразивный	Гравий, руда, шлак	О, С	0,4 ... 0,8	0,4 ... 0,63	0,8	СН
	Средне- и крупнокусковой: малообразивный	Каменный уголь	О, С	—	0,4 ... 0,63	0,6 ... 0,8
сильнообразивный		Торф	Г	—	0,8 ... 1,6	0,6 ... 0,7
	Щебень, руда, шлак	О, С	—	0,4 ... 0,63	0,6 ... 0,8	СН
	Грузы, крошение которых не допустимо	О, С	0,4 ... 0,63	0,4 ... 0,63	0,6	СН

Условные обозначения. Типы ковшей: Г — глубокий, М — мелкий; О — с бортовыми направляющими, остроугольный; С — с бортовыми направляющими и полукруглым днищем; Ж — жалюзийный. Виды разгрузки: Ц — центробежная; СН — самотечная наклонная; Св — самотечная свободная.

2.11. Параметры ковшей

Ширина ковша B_K , мм	Ковш					
	глубокий			мелкий		
	ГОСТ 2136-77					
	a , м	$\frac{i_K}{a}$	$\frac{l}{m}$	A_K , мм	a , м	$\frac{i_K}{a}$, $\frac{l}{m}$
125	0,32	1,3	90	0,32	0,66	65
160	0,32	2	105	0,32	1,17	75
200	0,4	3,24	125	0,4	1,87	95
250	0,4	5	140	0,4	3,5	120
320	0,5	8	175	0,5	5,4	145
400	0,5	12,6	195	0,5	8,4	170
500	0,63	19	235	0,63	10,8	195
650	0,63	26,6	250	0,63	18,2	225
800	—	—	—	—	—	—

Ширина ковша B_K , мм	Ковш						Толщина стенки, мм	Масса одного ковша m_K , кг			
	с бортовыми направляющими							глубокого	мелкого	с бортовыми направляющими	
	остроугольный			с полукруглым днищем						остроугольного	с полукруглым днищем
	a , м	$\frac{i_K}{a}$	$\frac{l}{m}$	A_K , мм	a , м	$\frac{i_K}{a}$		$\frac{l}{m}$	A_K , мм		
125	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
160	0,16	4,06	105	—	—	—	—	—	—	—	
200	0,2	6,5	125	—	—	—	2	0,9	0,7	1,2	
250	0,2	10	140	—	—	—	3	3	2	3	
320	0,25	16	165	—	—	—	3	3	2	3	
400	0,32	24,4	225	—	—	—	4	11	11	12	
500	—	—	—	0,4	70	270	5	—	—	—	
650	—	—	—	0,5	120	340	—	—	—	—	
800	—	—	—	0,63	187	435	6	—	—	—	

Выбранные из табл. 2.11 ковши проверяют по размеру максимальных кусков a_{\max} , который должен быть

$$a_{\max} \leq A_K/k_K'' \quad (2.153)$$

где A_K — вылет ковша (см. табл. 2.11 и рис. 2.83, а); k_K'' — коэффициент, зависящий от гранулометрического состава насыпного груза:

Массовое содержание группы наибольших кусков (размером $0,8a_{\max} \dots a_{\max}$), %	10	25	50	100
k_K''	2	2,5	4,25	4,75

Для жалюзийных ковшей значения a (см. рис. 2.83) и A_K принимают, как и для глубоких, а i_K/a на 30 ... 40 % больше.

2.12. Значения коэффициента массы ходовой части элеваторов k'_3

Производительность Q , т/ч	Тяговый орган		
	Лента	Одна цепь	Две цепи
До 10	0,6/—	1/1	—
1,0 ... 2,5	0,5/—	0,8/1,1	1,2/—
2,6 ... 5,0	0,45/0,6	0,6/0,85	1,0/—
5,1 ... 10,0	0,4/0,55	0,5/0,7	0,8/1,1
100	0,35/0,5	—	0,6/0,9

Примечание. В числителе даны значения k'_3 для ковшей типов Г и М, в знаменателе — для ковшей типов О и С.

Если содержание максимальных кусков груза неизвестно, то для рядовых грузов принимают $k''_k = 2 \dots 2,5$, а для сортированных $k''_k = 4 \dots 5$.

Тяговый расчет. При выполнении тягового расчета распределенную массу (кг/м) ходовой части элеватора определяют по приближенной эмпирической формуле

$$q_0 = k'_3 Q,$$

где k'_3 — коэффициент (табл. 2.12).

Более точно распределенную массу ходовой части элеватора находят по выражению

$$q_0 = q_T + k'_k m_k / a, \quad (2.154)$$

где q_T — распределенная масса тягового органа; $k'_k \approx 1,14$ — коэффициент, учитывающий массу крепежных деталей ковша; m_k — масса порожнего ковша; a — шаг ковшей.

Распределенную массу цепей определяют по соответствующим таблицам, а массу ленты по формуле (1.78). Масса ковшей приведена в табл. 2.11.

Тяговое усилие элеватора W_0 вычисляют по формуле (1.104), а максимальное натяжение гибкого элемента по выражению

$$S_{\max} = W_0 + S_{\min} + W_{\text{п. в}}, \quad (2.155)$$

где $W_{\text{п. в}}$ — сила сопротивления нисходящей ветви;

$$W_{\text{п. в}} = q_0 H (\sin \beta - \omega \cos \beta);$$

здесь H — высота подъема груза (см. рис. 2.83, б); β — угол наклона элеватора к горизонтالي.

Для наклонных элеваторов со свободно провисающей ветвью (см. рис. 2.83, б) минимальное натяжение гибкого органа

$$S_{\min} \geq \frac{q_0 g L_T}{8 f_a} \sqrt{\left(H - \frac{4 f_a}{\cos \beta}\right)^2 + L_T^2}, \quad (2.156)$$

где f_a — допустимое максимальное отклонение цепи холостой ветви элеватора от прямой, касательной к начальным окружностям верхней и нижней звездочек.

Значение f_3 определяется допустимыми габаритными размерами элеватора (по ширине). Минимальное натяжение цепи должно быть не менее 500 Н, а ленты 1000 Н.

Число прокладок ленты

$$i_n = S_{\max} n_k k_a / (k_p B), \quad (2.157)$$

где k_a — коэффициент, учитывающий ослабление ленты в местах крепления ковшей (обычно $k_a = 0,9$); $n_k = 11 \dots 12$ — коэффициент запаса прочности; k_p — см. табл. 2. 4.

Ширина ленты на 35 ... 40 мм больше ширины ковша. Применяют ленты с резиновыми обкладками толщиной 1 ... 1,5 мм, причем более толстые обкладки используют при транспортировании абразивных и влажных материалов. Ширина ленты должна соответствовать нормальному ряду.

Цепи выбирают по разрывной нагрузке, причем запас прочности следующий:

Условия работы	Хорошие	Средние	Тяжелые
Запас прочности n_k цепей со звеньями:			
сварными без термообработки . . .	12	15	20
сварными с термообработкой, пластинчатыми литыми или штампованными	10	12	15

Усилие натяжного устройства определяют по формуле (1.155). По мощности привода выбирают редуктор и вычисляют фактическую скорость рабочего органа v_{ϕ} . Скорость должна соответствовать способам разгрузки.

Тормозной момент

$$M_T = [qgH - C_T (W_0 - qgH)] \frac{D_0 \eta_T}{2u_0}, \quad (2.158)$$

где $C_T = 0,55 \dots 0,6$ — коэффициент, учитывающий возможное снижение сил сопротивления трению; D_0 — номинальный диаметр приводного элемента, измеренный по средней линии тягового элемента; $\eta_T = 1 - C_T (1 - \eta_n \eta_0)$ — тормозной КПД передаточного механизма привода (здесь η_n — КПД приводного элемента; η_0 — КПД передачи от двигателя к приводному валу); u_0 — передаточное число передачи от двигателя к приводному валу.

По тормозному моменту выбирают тормоз. Тяговый расчет элеваторов с зубчатым приводом начинают с точки минимального натяжения цепи, а с фрикционным приводом — с точки сбегания тягового органа с приводного барабана. Натяжение гибкого органа в этой точке

$$S_{сб} = W_0 / (e^{\mu_0 \alpha} - 1). \quad (2.159)$$

Коэффициент сцепления тягового органа с барабаном (блоком) выбирают по табл. 1.10. Сила сопротивления на прямолинейных участках

$$W = (q_0 + 1,05q) gL (\omega \cos \beta \pm \sin \beta), \quad (2.160)$$

где L — длина участка; 1,05 — коэффициент, учитывающий сопротивление, вызванные поперечным раскачиванием ковшей.

Чаще всего $\beta = 90^\circ$.

Определение полюсного расстояния. На сыпучий груз, находящийся в ковше, в процессе обхода последним верхнего барабана (звездочки) действуют объемные и граничные силы. К объемным силам относятся сила тяжести G' (см. рис. 2.85) и центробежная сила F'_u , а к граничным — реакции стенок ковша. Равнодействующая объемных сил G' и F'_u пересекается с вертикалью, проведенной через центр барабана O , в точке P . Эта точка называется полюсом разгрузки, а расстояние l_u от нее до точки O — полюсным расстоянием. Из подобия треугольников OPb и bcd

$$l_u/r = G'/F'_u, \quad (2.161)$$

где r — расстояние от центра массы сыпучего груза до центра барабана.

Полюсное расстояние

$$l_u = G'r/F'_u. \quad (2.162)$$

При $G' = mg$

$$F'_u = mv^2/r, \quad (2.163)$$

где m — масса сыпучего груза; g — ускорение свободного падения; v — окружная скорость точки b .

Подставляя значения G' и F'_u в формулу (2.162), получаем

$$l_u = gr^2/v^2. \quad (2.164)$$

Так как $v = \omega r$ (где ω — угловая скорость барабана), находим

$$l_u = g/\omega^2. \quad (2.165)$$

Из формулы видно, что полюсное расстояние не зависит от радиуса-вектора r и является функцией только угловой скорости приводного органа.

Построение контура разгрузочной головки. Частицы груза, вылетающие из ковша при разгрузке, описывают параболы. Контур разгрузочного устройства составляют обычно из прямых линий, касательных к огибающей всех парабол полета частиц груза. Способ построения парабол подробно изложен в работе [12].

Динамический расчет элеваторов. Динамическое усилие в цепи при установившемся режиме работы элеватора определяют по формуле (1.136), в которой принимают $k_u = 1,5$; $k'' = 1$; $i_0'' = 1$. Расчетное усилие при установившемся движении вычисляют по выражению (1.138), а в период пуска по (1.139), причем эффективную массу m_a определяют по уравнению (1.142) при $k_g = 0,5$.

2.8.3. ПОЛОЧНЫЕ И ЛЮЛЕЧНЫЕ ЭЛЕВАТОРЫ

Одно- и двухцепные элеваторы. Для вертикального перемещения штучных и тарных грузов применяют люлечные (рис. 2.86, а) и полочные (рис. 2.86, б) элеваторы. Люлечные элеваторы транспортируют грузы в качающихся люльках (рис. 2.87, а) и могут разгружаться в любом месте на нисходящей

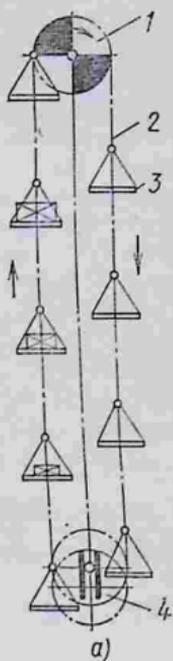
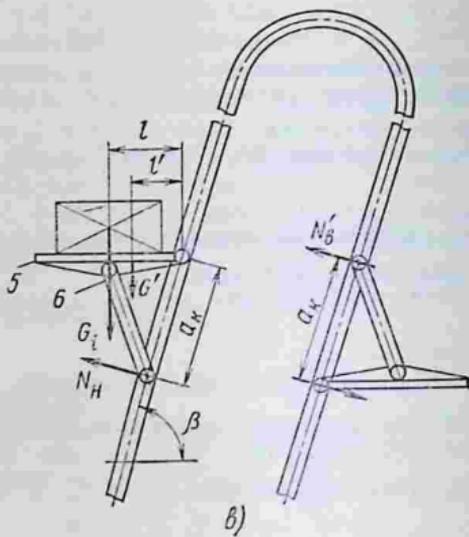


Рис. 2.86. Схемы элеваторов:

a — люльчатого; *б* — вертикального полочного; *в* — наклонного полочного



ветви конвейера, а полочные—на полках (рис. 2.87, б) или других грузонесущих устройствах, неподвижно прикрепленных к цепи. Люльки не опрокидываются, а полки опрокидываются, это приводит к различию в способах разгрузки. Люльчатые элеваторы (см. рис. 2.86, а) состоят из цепей 2, к которым прикреплены люльки 3, свободно качающиеся относительно пальца узла крепления цепи. Цепи огибают сверху приводные консольные звездочки 1, а внизу — натяжные звездочки 4. Приводной механизм обеспечивает синхронное движение обеих цепей. Люльки загружаются (вручную или автоматически) на восходящей ветви, а разгружаются — на нисходящей.

По числу тяговых цепей люльчатые элеваторы разделяют на двух- и одноцепные. У последних люльки расположены консольно. Для устранения раскачивания люлек в поперечном направлении (в плоскости цепи) цепи снабжены ходовыми роликами и направляющими шинами.

Люльки бывают двух- и однопальцевые. Первые применяют в двухцепных конвейерах, а вторые — в одноцепных.

Ручная загрузка люльчатых элеваторов производится непосредственно установкой грузов на медленно движущиеся люльки элеваторов. Устройства ручной разгрузки снабжены направляющими, стабилизирующими положение люльки в зоне загрузки, и предохранительными устройствами.

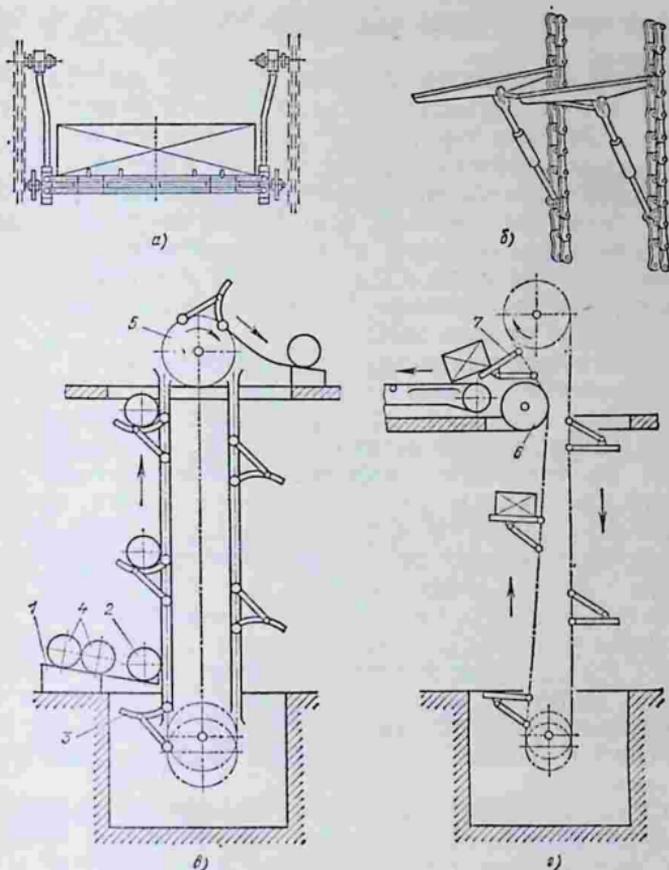


Рис. 2.87. Узлы элеваторов:
 а — люлька; б — поля; в и г — соответственно загрузочное и разгрузочное устройства

Устройство для автоматической загрузки люлек состоит из выдвижного колосникового стола, на который грузы подаются конвейерами или вилочными погрузчиками. Колосниковый стол с грузом движется в шахту конвейера, и идущая снизу люлька снимает груз клыками вилочного захвата, входящими между колосниками загрузочного стола. После съема груза стол автоматически выдвигается в приемное положение.

Устройство для автоматической разгрузки элеватора состоит из поворотного колосника, связанного через наклонную площадку с роликовым столом. Поворотный колосник при получении сигнала автоматической разгрузки поворачивается внутрь шахты и снимает груз с вилочного захвата очередной спускающейся люльки.

Затем груз проходит через наклонную площадку на роликовый стол.

В верхней части люлечного элеватора (см. рис. 2.86, б) расположена приводная станция, а в нижней части имеется натяжное устройство. Штучные или тарные грузы подаются на полки восходящей ветви элеватора и разгружаются в верхней его части.

По виду трассы полочные элеваторы разделяют на вертикальные и наклонные (см. рис. 2.86, б, в). Полки могут быть плоскими или вогнутыми в зависимости от вида транспортируемого груза. Полки состоят из захватов 5 (см. рис. 2.86, в) и подкосов 6, шарнирно прикрепленных к цепям. Такое крепление позволяет цепям беспрепятственно огибать звездочки.

Полки загружаются вручную или автоматически. При автоматической загрузке элеватора бочками последние по скатам 1 (см. рис. 2.87, в) поступают к пункту загрузки, причем одна бочка 2 находится в зоне действия захвата 3 (полки), а остальные 4 удерживаются на требуемом расстоянии автоматическим упором. После того как захват с бочкой переместится вверх, автоматическое устройство опустит в зону загрузки следующую бочку.

По способу загрузки различают элеваторы, выдающие груз при обходе головных звездочек 5 (см. рис. 2.87, в) и на восходящей ветви при помощи отклоняющих звездочек 6 (см. рис. 2.87, г). В последнем случае полка 7 должна быть размещена между звездочками, а отклоняющие звездочки смонтированы на консольных осях, как в люлечных элеваторах. Существуют также элеваторы, разгружающиеся на восходящей ветви при помощи шарнирных наклоняющихся полок, автоматически управляемых упорами или шинами.

В СССР выпускаются вертикальные люлечные элеваторы грузоподъемностью люльки от 10 (модель ВЛК-1) до 100 кг (ВЛК-5). Размеры поднимаемых грузов в плане достигают 300×500 и 500×700 мм при скорости подъема соответственно 0,25 и 0,16 м/с. Средний по мощности элеватор модели ВЛК-4 имеет грузоподъемность люльки 50 кг и мощность электродвигателя 1 кВт при скорости движения 0,5 м/с. Люлечные элеваторы используются как накопители.

Четырехцепные полочные элеваторы. Для вертикального транспортирования крупногабаритных штучных грузов применяют четырехцепные полочные элеваторы; порожние полки в них после освобождения от груза спускаются вниз в вертикальном положении, что позволяет значительно уменьшить поперечное сечение шахты, в которой устанавливается элеватор. Четырехцепной элеватор состоит из двух наружных пластинчатых бесконечно замкнутых цепей 8 (рис. 2.88) и двух внутренних цепей 10. Наружные цепи огибают звездочки 6, а внутренние — звездочки 9. Цепи приводятся в синхронное движение электродвигателем 4 через редуктор 3, который передает крутящий момент на вал головных звездочек 1. Полки 7 элеватора имеют вид четырехуголь-

ных платформ, которые двумя передними углами прикреплены к внутренним цепям 10, а задними углами — к наружным цепям 8. Полки 7 обладают односторонней гибкостью, позволяющей им огнуть головные звездочки 1 и затем опускаться вниз в вертикальном положении (полка 12). Штучные грузы подаются на полки с помощью роликового стола 11, а для приема поднятых вверх грузов используется роликовый стол 5. Чтобы устранить опасность самопроизвольного опускания грузов вниз при выключении тока, привод элеватора снабжают автоматическим стопорным устройством 2.

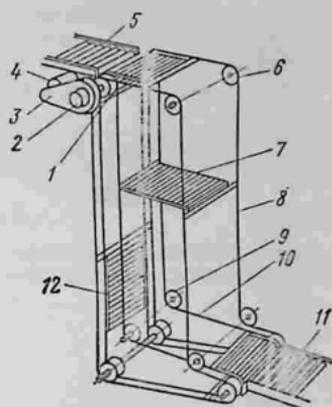


Рис. 2.88. Схема четырехцепного полочного элеватора

Полки элеватора состоят из шарнирно сочлененных балок 1 (рис. 2.89) корытного сечения и крепятся к цепям 2 с помощью пальцев, входящих в отверстия втулок пластинчатых цепей.

Грузоподъемность одной полки четырехцепного полочного элеватора составляет 75 ... 1500 кг, высота подъема 5 ... 30 м, скорость подъема 10 ... 40 м/мин, шаг цепи 25 ... 100 мм, размеры полок 600 × 800 ... 1100 × 1200 мм, мощность привода до 15 кВт.

Расчет конвейеров. Производительность полочных элеваторов определяют по формуле (1.37), причем скорость движения цепей принимают равной 0,2 ... 0,3 м/с.

Мощность привода находят предварительно по формулам (1.57) и (1.61) при значении $k_d = k_b = 1,05$, тяговое усилие по формуле (1.107), а максимальное натяжение цепи по формуле (2.155). Необходимый в расчетах диаметр приводных звездочек выбирают из условий конструкции по размерам груза и полок. По максимальному натяжению выбирают цепь, причем разрывное усилие вычисляют по формуле

$$P_D = S_{расч} n_K c_H / z_K,$$

где $S_{расч}$ — усилие, определяемое по формулам (3.104), (3.105); $n_K = 7 ... 10$ — запас прочности цепи; $c_H = 1,1 ... 1,25$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между параллельными ветвями цепи; z_K — число параллельных ветвей цепи.

Затем уточняют диаметр звездочки, определяют передаточное число редуктора и выбирают последний. Тормозной момент обратного хода вычисляют по формуле (2.158) и выбирают тормоз. На этом предварительное определение параметров элеватора заканчивается и проводится его проверочный расчет, причем сначала определяют вес 1 м длины движущихся частей.

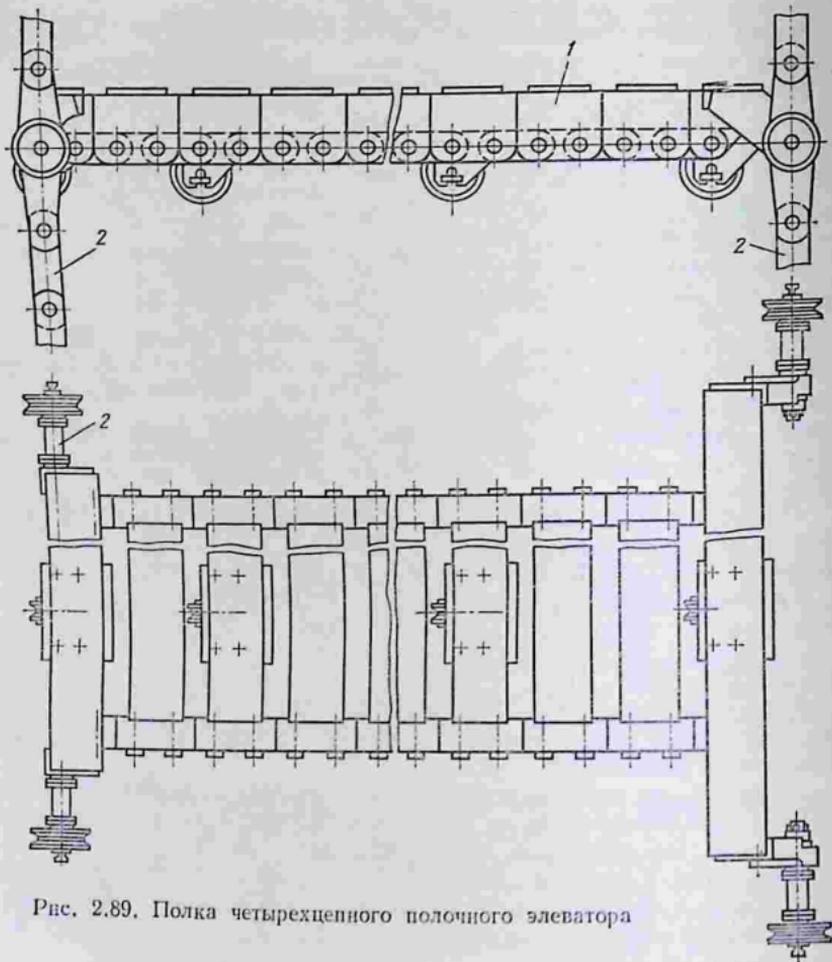


Рис. 2.89. Полка четырехцепного полощного элеватора

Натяжение цепи в точке набегаания на натяжную звездочку принимают $S_{\min} \geq 500$ Н. Приращение натяжения цепи на натяжных звездочках

$$W_{\text{н}} = 2,15 S_{\text{л}} \omega_{\text{п.з}} \sin(\alpha_{\text{п}}/2), \quad (2.166)$$

где $\omega_{\text{п.з}} = 0,05$.

Приращение тягового усилия, расходуемое на сообщение перемещаемым грузам в точке погрузки кинетической энергии,

$$W'_{\text{ин}} = \frac{Q(v^2 - v_0^2)g}{7,2v} \text{ Н}, \quad (2.167)$$

где v_0 — скорость груза при поступлении на несущий орган конвейера.

Силы сопротивления на прямолинейных участках

$$W_{\text{п.у}} = (1 \pm 0,05) W + W_{\text{доп}}, \quad (2.168)$$

где W — сила сопротивления, определяемая по формуле (1.79) (знак «плюс» ставят при подъеме груза, а знак «минус» — при спуске); $W_{\text{доп}}$ — сила дополнительного сопротивления движению катков по направляющим и контрштанам, обусловленная консольным расположением полок и груза.

Сила дополнительного сопротивления может быть как на рабочей, так и на холостой ветви полочного элеватора. На рабочей ветви (см. рис. 2.86, в) она возникает при

$$N_{\text{н}} > g(m + q_0 a_{\text{п}}) \cos \beta, \quad (2.169)$$

где $N_{\text{н}}$ — реакция нижних катков; m — масса перемещаемого груза; q_0 — распределенная масса рабочего органа (цепи с полками); $a_{\text{п}}$ — шаг полок; β — угол наклона элеватора к горизонтали.

Реакция нижних катков

$$N_{\text{н}} = g(ml + m''l')/a_{\text{к}}, \quad (2.170)$$

где m'' — масса порожней полки; l — плечо силы тяжести груза; l' — плечо силы тяжести полки; $a_{\text{к}}$ — расстояние между катками.

Дополнительная сила сопротивления рабочей ветви

$$W_{\text{доп}} = 2\omega \frac{L}{a_{\text{п}}} [N_{\text{н}} - (m + q_0 a_{\text{п}}) g \cos \beta], \quad (2.171)$$

где ω — коэффициент сопротивления; L — длина конвейера.

На холостой ветви дополнительное сопротивление возникает при

$$N'_{\text{в}} > gq_0 a_{\text{п}} \cos \beta, \quad (2.172)$$

где $N'_{\text{в}}$ — реакция верхних катков;

$$N'_{\text{в}} = m'' g l' / a_{\text{к}}. \quad (2.173)$$

Дополнительная сила сопротивления холостой ветви

$$W_{\text{доп}} = 2\omega \frac{L}{a_{\text{п}}} (N'_{\text{в}} - gq_0 a_{\text{п}} \cos \beta). \quad (2.174)$$

Усилие натяжного устройства вычисляют по формуле (1.155). Мощность выбранного двигателя проверяют по выражению (1.57).

3.1. ВИНТОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

3.1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Устройство и основные параметры. По виду трассы различают горизонтальные, наклонные и вертикальные винтовые конвейеры. Горизонтальный конвейер (рис. 3.1, а) состоит из желоба 5, в котором вращается винт 3; вал винта поддерживается двумя концевыми подшипниками и промежуточными подвесными подшипниками 2. Привод конвейера включает электродвигатель 8, редуктор 7 и две муфты 6. При вращении винта в направлении стрелки на транспортируемый груз действуют поперечные составляющие сил давления винтовых лопастей на перемещаемый груз и сил трения этого груза о лопасти, в результате чего центр массы груза C смещается влево. Возникающий при этом момент силы тяжести груза относительно центра винта O препятствует дальнейшему вращательному движению груза, и последний перемещается вдоль оси конвейера в направлении транспортирования, как гайка вдоль винта, а затем высыпается из разгрузочного отверстия 4.

Наклонные винтовые конвейеры по значению угла наклона разделяют на полого- и крутонаклонные. К пологонаклонным относятся конвейеры, угол β наклона которых (рис. 3.1, б) не превышает угол α_0 естественного откоса транспортируемого материала. Для крутонаклонных конвейеров $\beta > \alpha_0$.

Пологонаклонные конвейеры по конструкции и принципу действия подобны горизонтальным, а крутонаклонные — вертикальным (рис. 3.1, в). Винт вертикального конвейера расположен в вертикальной трубе и вращается с большой скоростью, увлекая при этом насыпной груз, подаваемый горизонтальным питателем. Центробежная сила, возникающая в материале, заполняющем вертикальную трубу, вследствие его вращения, прижимает его к стенкам трубы, в результате чего возникает тангенциальная сила трения, и материал под действием винта начинает совершать восходящее движение, как гайка. Траектория его представляет собой винтовую линию с малым шагом. Вертикальные винтовые конвейеры могут быть снабжены лопастными питателями.

Диаметр винта конвейера должен быть в 12 раз больше размера типичных кусков сортированных грузов и в 4 раза больше размера типичных кусков рядовых грузов. Если это условие

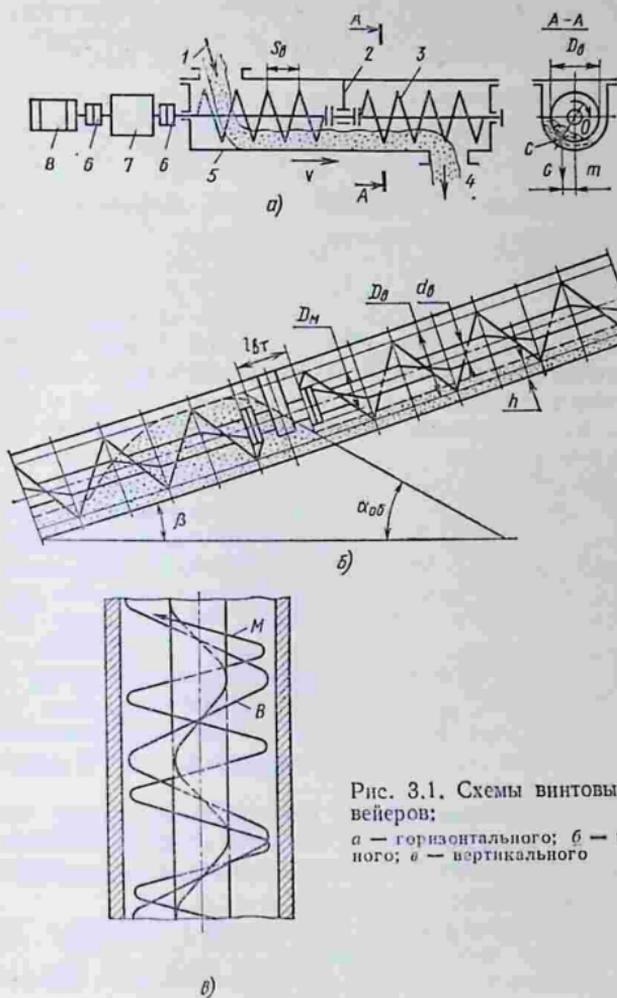


Рис. 3.1. Схемы винтовых конвейеров:

а — горизонтального; б — наклонного; в — вертикального

не будет соблюдено, то возможно образование в зоне подвесных подшипников заторов, нарушающих нормальную работу конвейера.

Диаметр винта выбирают из ряда 100, 125, 150, 200, 250, 320, 400, 500 и 630 мм (ГОСТ 2037—82).

Диаметр вала винта (мм)

$$d_{\text{в}} \approx 35 + 0,1D_{\text{в}}, \quad (3.1)$$

где $D_{\text{в}}$ — диаметр винта, мм.

Шаг винта равен диаметру винта горизонтального конвейера и составляет 0,8 диаметра винта наклонных конвейеров, работаю-

щих на подъем. Меньшие значения шага принимают для абразивных грузов, имеющих значительный коэффициент трения о стенки желоба.

Длина горизонтальных винтовых конвейеров составляет обычно не более 60 м, хотя известны такие конвейеры длиной до 76 м. Вертикальные винтовые конвейеры имеют высоту до 20 м, но в основном 5 ... 10 м.

Области применения, преимущества и недостатки. Винтовые конвейеры используют в химической, пищевой и других отраслях промышленности для перемещения преимущественно сухих хорошо сыпучих грузов (от пылевидных до мелкокусковых). Транспортирование абразивных материалов винтовыми конвейерами приводит к быстрому изнашиванию винта и желоба. Очень липкие грузы нельзя транспортировать винтовыми конвейерами со сплошными винтами; они налипают на винт и вращаются вместе с ним, не перемещаясь вдоль желоба. Для перемещения глины применяют лопастные винты. Специальные винтовые конвейеры без подшипников с малыми зазорами между плавающим винтом и кожухом применяют для транспортирования металлической стружки [2].

Винтовые конвейеры не рекомендуются для перемещения грузов, крошение которых снижает их стоимость (например, кокс).

К преимуществам винтовых конвейеров относятся надежность в эксплуатации, простое обслуживание, безопасность при транспортировании ядовитых, пылящих материалов; компактность, удобство загрузки и разгрузки. Недостатками являются повышенный расход энергии, крошение транспортируемых грузов, ограниченная длина (как правило, до 60 м), недопустимость перегрузки при наличии подвесных подшипников, а также возможность образования заторов.

Элементы конвейеров. *Винт* конвейера выполнен из трубы, к которой приварены лопасти. В качестве опор винтов применяют подшипники скольжения и качения. Подшипники качения требуют надежных уплотнений.

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

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

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

Желоб винтового конвейера изготавливают из листовой стали толщиной 3 ... 6 мм. Для транспортирования абразивных и горячих (до + 200 °С) грузов применяют желоба из чугуна, а для легких неабразивных грузов — из дерева с внутренней обшивкой листовой сталью.

Привод наклонных конвейеров выполняют с конической передачей для обеспечения горизонтального расположения редукторов, которое необходимо для правильного функционирования смазочной системы.

Загрузочное устройство состоит из люка 1 (см. рис. 3.1, а) в крышке желоба конвейера и впускного патрубка, обеспечивающего герметичность при переходе сыпучего материала в желоб конвейера из бункеров, других конвейеров или технологических машин (мельниц и т. п.).

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

3.1.2. РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРОВ

Выбор частоты вращения вала винта. Принятые на практике частоты вращения винта горизонтальных и пологонаклонных конвейеров общего назначения приведены в табл. 3.1.

Частота вращения, принимаемая для вертикальных винтовых конвейеров, зависит от диаметра винта: при диаметре, равном 150, 250, 400 и 500 мм, частота вращения составляет соответственно 210, 170, 140 и 80 об/мин.

Определение производительности конвейера. Производительность (т/ч) горизонтальных и пологонаклонных винтовых конвейеров вычисляют по приближенной формуле

$$Q = 48n_{вт} \rho h^2 \sqrt{D_{вт}/h - 1}, \quad (3.2)$$

где $n_{вт}$ — в об/мин; t — шаг винта, м; ρ — насыпная плотность груза, т/м³; h — расчетная высота слоя движущегося груза, м.

Расчетная высота движущегося груза (см. рис. 3.1, в)

$$h = D_{вт} - l_{вт} \operatorname{tg}(\beta + \alpha_{об}) > 0, \quad (3.3)$$

где $l_{вт}$ — расстояние между концами соседних витков в зоне подвешенного подшипника; $\alpha_{об}$ — угол обрушения сыпучего груза;

$$\operatorname{tg} \alpha_{об} \approx f; \quad (3.4)$$

здесь f — коэффициент внутреннего трения груза.

Если значения $l_{вт}$, β и $\alpha_{об}$ неизвестны, то производительность конвейера можно определить по формуле $Q = \rho V$, где объемная производительность (м³/ч)

$$V = 60\psi \pi D_{вт}^2 t n_{вт} / 4; \quad (3.5)$$

здесь ψ — коэффициент наполнения желоба конвейера, имеющий следующие значения для конвейеров без подвешенных подшипников: для легкоподвижных грузов (муки, зерна) $\psi = 0,45$; для грузов средней подвижности (песка, мелкокусковой соли и угля) $\psi = 0,3$; для тяжелых абразивных грузов (руды, гравия, золы) $\psi = 0,15$.

3.1. Коэффициент сопротивления ω_0 и частота вращения n_B для горизонтальных и пологонаклонных конвейеров

Насыпной груз	ω_0	n_B об/мин	Насыпной груз	ω_0	n_B об/мин
Гипс	4,0	50 ... 120	Пшеница	1,2	—
Глина:			Семена хлопка (очищенные)	1,5	80 ... 140
сухая	4,0	—	Опилки древес-	1,3	50 ... 120
сырая	—	20 ... 60	ные		
Гравий	3,2	50 ... 100	Песок:		
Земля:			сухой	3,2 ... 4,0	40 ... 100
грунтовая	2,5	—	сырой	4,0	40 ... 71
формовочная	4,0	—	Сахар	4,0	—
Зола	4,0	40 ... 120	Сера	4,0	—
Известь	4,0	50 ... 120	Соль:		
Кокс	—	—	каменная	2,5	63 ... 100
Мел	—	—	поваренная	4,0	63 ... 100
Овес	1,2	—	мелкозернистая		
Цемент	4,0	40 ... 120	Уголь бурый	2,5 ... 4,0	63 ... 100
Шлак гранулиро-	—	50 ... 100	орешковый		
ванный			Угольная пыль	4,0	50 ... 120

Если значение h , определяемое по формуле (3.3), больше чем $h_{\max} = (D_B - D_M)/2$ (где D_M — диаметр муфты, соединяющей винты), то в формулу (3.2) вместо h подставляют значение h_{\max} .

Правомерность определения производительности через h обосновывается тем, что высота слоя является основным параметром, характеризующим производительность многих конвейеров (ленточных, пластинчатых и др.).

Производительность вертикального винтового конвейера вычисляют по формуле (1.36) при распределенной массе груза (кг/м):

$$q \approx (D_B - d_B^2) \pi \rho / 4. \quad (3.6)$$

Скорость v , входящую в формулу (1.36), определяют с учетом того, что в вертикальном винтовом конвейере материал движется по винтовой линии M (см. рис. 3.1, *в*), направление которой противоположно направлению винтовой линии B винта конвейера. Для нахождения скорости разделяют вектор окружной скорости винта u_B (рис. 3.2, *а*) на два отрезка cb и ba . Из рисунка видно,

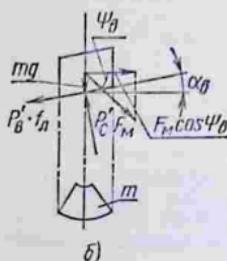


Рис. 3.2. Схемы для расчета винтового конвейера:

а — схема для определения скорости; *б* — эпюра действующих сил

что $ba = v \operatorname{ctg} \psi_B$ (здесь ψ_B — угол подъема винтовой траектории груза). Но $u_B = cb + ba = v (\operatorname{ctg} \psi_B + \operatorname{ctg} \alpha_B)$ (где α_B — угол подъема винта). Тогда составляющая скорости материала, направленная вдоль оси желоба (см. рис. 3.2, а),

$$v = u_B / (\operatorname{ctg} \alpha_B + \operatorname{ctg} \psi_B). \quad (3.7)$$

Зависимость угла ψ_B от угла α_B можно вывести следующим образом.

Уравнения проекций сил, действующих на секторный вырез материала (рис. 3.2, б), имеют вид

$$mg + F_M \sin \psi_B = P'_B (\cos \alpha_B - f_L \sin \alpha_B); \quad (3.8)$$

$$F_M \cos \psi_B \approx P'_B (\sin \alpha_B + f_L \cos \alpha_B), \quad (3.9)$$

где m — масса выделенного объема; F_M — сила трения материала о стенки желоба, вызываемая центробежной силой; P'_B — сила давления груза на лопасть винта; f_L — коэффициент трения материала о лопасти винта.

Для определения центробежной силы условно считают, что вся масса выделенного объема транспортируемого материала сосредоточена в одной точке, расположенной на расстоянии $0,5D_B$ от оси винта. Сила трения материала о стенки

$$F_M = 2mv^2 \operatorname{ctg}^2 \psi_B f_B / D_B, \quad (3.10)$$

где f_B — коэффициент трения материала о стенки желоба.

Решая совместно уравнения (3.8) и (3.9) и подставляя значения v и F_M из формул (3.7) и (3.10), получаем

$$\frac{gD_B (\operatorname{tg} \psi_B \operatorname{ctg} \alpha_B + 1)^2}{2u_B^2 f_B \cos \psi_B} + \operatorname{tg} \psi_B = \frac{1 - f_L \operatorname{tg} \alpha_B}{\operatorname{tg} \alpha_B + f_L}. \quad (3.11)$$

Определяя по этому уравнению ψ_B и подставляя это значение угла подъема в формулу (3.7), находим скорость подъема v .

Если принять $\cos \psi_B \approx 1$, что допустимо ввиду малых значений угла ψ_B , то из формулы (3.11) получим квадратное уравнение, решая которое находим

$$\operatorname{tg} \psi_B = [\sqrt{E_B (2F_B + E_B)} - E_B - 1] \operatorname{tg} \alpha_B, \quad (3.12)$$

где E_B и F_B — безразмерные функции;

$$E_B = u_B^2 f_B \operatorname{tg} \alpha_B / (gDb); \quad (3.13)$$

$$F_B = \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_B}{(f_L + \operatorname{tg} \alpha_B) \operatorname{tg} \alpha_B}. \quad (3.14)$$

Определение мощности привода. У положоноклонного винтового конвейера энергия привода затрачивается на преодоление следующих сопротивлений: усилия вдоль винта для подъема груза; сил трения груза о дно желоба винта о груз; силы трения в подвесных и упорных подшипниках, сил внутреннего трения материала и трения между частицами груза, находящимися в относительном движении около подвесных подшипников.

Мощность привода горизонтальных и пологонаклонных конвейеров определяют по формулам (3.22) и (3.24), причем значение ω_0 выбирают по табл. 3.1, коэффициент запаса $k'_3 = 1,15 \dots 1,25$.

Для грузов, не указанных в табл. 3.1, мощность привода (кВт) можно вычислить по приближенной формуле

$$P = \frac{Q(\omega''L_r + H)g}{3600} + \frac{D_v L_r}{20}, \quad (3.15)$$

где Q — в т/ч; ω'' — коэффициент сопротивления ($\omega'' = 1,9$ для графита, картофеля, кукурузы, муки, риса; $\omega'' = 2,2$ для руды и $\omega'' = 3$ для кокса и шлака); H — высота подъема груза, м; D_v — в м; L_r — длина горизонтальной проекции траектории перемещения груза, м.

Мощность привода вертикальных винтовых конвейеров складывается из следующих составляющих: мощности, затрачиваемой на подъем материала, потерь на трение материала о стенки желоба, потерь на трение материала о винт, внутренних потерь в материале (перемешивание, крошение и т. д.).

Мощность (кВт), затрачиваемая на подъем материала,

$$P_1 = QHg/3600.$$

Потери мощности (кВт) на трение материала о стенки желоба

$$P_2 = E_m v / \sin \psi_v,$$

где F_m — сила трения груза о стенки желоба (кН), которую можно определить по формуле (3.10), если в последнюю вместо m подставить $QH/(3,6 \cdot v)$; v — скорость, рассчитываемая по формуле (3.7).

Потери мощности (кВт) на трение материала о винт

$$P_3 = P'_v f_v v / \sin \alpha_v,$$

где P'_v — сила давления груза на лопасть винта, определяемая из уравнения (3.10), если в последнее подставить описанную выше величину F_m .

Внутренние потери в материале не могут быть вычислены теоретически и должны быть определены экспериментально. Приближенно их учитывают коэффициентом k''_1 , значения которого для различных материалов следующие:

Легкий, неабразивный, мелкозернистый	1,1 ... 1,2
Средний, абразивный:	
уголь, сода, соль	1,2 ... 1,4
кокс	1,6
Тяжелый абразивный (цемент, зола, песок)	1,8—2

Таким образом, полная потребная мощность для вертикальных конвейеров

$$P = k''_1 (P_1 + P_2 + P_3) / \eta_0,$$

где η_0 — КПД привода.

При наличии питающего шнека дополнительные затраты мощности вычисляют по формуле (3.15).

Если неизвестны параметры $F_m, v, \psi_b, P'_b, t_b, \alpha_{ср}, k'_1$, то мощность (кВт) привода вертикального конвейера можно определить приближенно по формуле

$$P \approx \frac{k_3 Q H g}{3600 \eta_0} (\omega'_0 + 1),$$

где k_3 — коэффициент запаса, равный 1,1 ... 1,2 для легких неабразивных мелкозернистых грузов, 1,2 ... 1,4 для средних и тяжелых грузов и 1,8 ... 2 для абразивных грузов; Q — производительность конвейера, т/ч; H — высота подъема груза, м; ω'_0 — коэффициент сопротивления; при перемещении зерна $\omega'_0 = 5,5 \dots 7,5$, соли $\omega'_0 = 6,5 \dots 8,3$ (большие значения ω'_0 принимают для конвейеров, работающих с малой производительностью).

Расчет винта. Диаметр винта можно найти по приближенной формуле

$$D_b = \sqrt[3]{\frac{Q}{47 \psi_{нб} \rho k'_b}},$$

$$\text{где } k'_b = \frac{t}{D_b} = \begin{cases} 1 & \text{при } \beta = 0^\circ \\ 0,8 & \text{при } \beta > 0^\circ. \end{cases}$$

Проверяют диаметр винта по кусковатости груза

$$D_b \geq \begin{cases} (4 \dots 6) a' & \text{— для рядового груза;} \\ (10 \dots 12) a' & \text{— для сортированного груза.} \end{cases}$$

Винт рассчитывают на сложное напряженное состояние от изгиба под действием собственного веса, растяжения или сжатия под действием продольной силы P'_b и кручения под действием крутящего момента.

Крутящий момент на валу винта

$$M_b = P \eta_0 / (k_3 \omega),$$

где ω — угловая скорость винта, c^{-1} .

Действующая на винт продольная сила

$$P''_b = \frac{2k''_c M_b}{D_b \operatorname{tg}(\alpha_{ср} + \psi_n)},$$

где k''_c — коэффициент, равный 1,25 ... 1,43 и учитывающий, что радиус винта больше, чем радиус, на котором приложена равнодействующая сил сопротивления винта вращению; ψ_n — угол трения насыщенного груза о материал винта; $\alpha_{ср}$ — средний угол подъема винтовой линии;

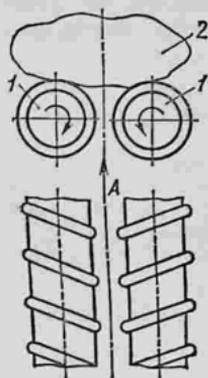
$$\operatorname{tg} \alpha_{ср} \approx k_{ш} t / D_b,$$

где $k_{ш}$ — коэффициент, равный 0,4 ... 0,45.

3.1.3 ДВУХВИНТОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ ДЛЯ ШТУЧНЫХ ГРУЗОВ

Рабочими органами двухвинтовых конвейеров для штучных грузов являются два параллельных винта I (рис. 3.3), выполненных из труб с приваренными к ним винтовыми спиралями из проволоки, имеющими противоположную навивку.

Рис. 3.3. Схема рабочих органов двухвинтового конвейера



При вращении винтов навстречу друг другу штучный груз 2 (мешки, ящики, поленья и т. п.) перемещается в направлении стрелки А. Преимуществами этих конвейеров являются простота конструкции, возможность изменения длины и конфигурации трассы (гибкость), высокая производительность, а недостатками — возможность повреждения грузов при наличии неровностей на поверхности винтов и самопроизвольное сбрасывание груза в неполюженном месте.

Параметры двухвинтовых конвейеров: расстояние между осями винтов 200 ... 300 мм; диаметр наваренной проволоки 8 ... 10 мм; длина секции 2,5 ... 3 м.

Допустимый угол поворота одной секции относительно другой составляет 15° в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Производительность (т/ч) конвейера

$$Q = 3,6m_e\psi_n v/t,$$

где m_e — масса единичного груза, кг; ψ_n — коэффициент, учитывающий проскальзывание груза, $\psi_n = 0,7 \dots 0,8$ и $0,8 \dots 0,9$ соответственно для ящиков и мешков; $v = 0,4 \dots 0,5$ м/с; t — шаг винта, м.

Мощность привода (кВт)

$$P = \frac{Q(H + \omega_d L_T)g}{3600\eta_0},$$

где ω_d — обобщенный коэффициент сопротивления, $\omega_d = 0,8 \dots 0,9$ и $0,7 \dots 0,8$ соответственно для мешков и ящиков.

3.2. ВРАЩАЮЩИЕСЯ ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ ТРУБЫ

3.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Устройство и основные параметры. Транспортирующие трубы предназначены для перемещения насыпных грузов. Их разделяют на винтовые и гладкостенные. Винтовые трубы перемещают насыпной груз с помощью винтовых ленточных спиралей, приваренных к внутренней поверхности трубы. Гладкостенные трубы не имеют спиралей; они бывают сплошного и поверхностного движения. В гладкостенных трубах сплошного движения насыпной груз течет сплошным потоком, перемещаясь как монолитное тело относительно стенок вращающейся трубы, причем груз распределяется равномерным слоем по всей длине трубы. В трубах поверхностного движения толщина слоя насып-

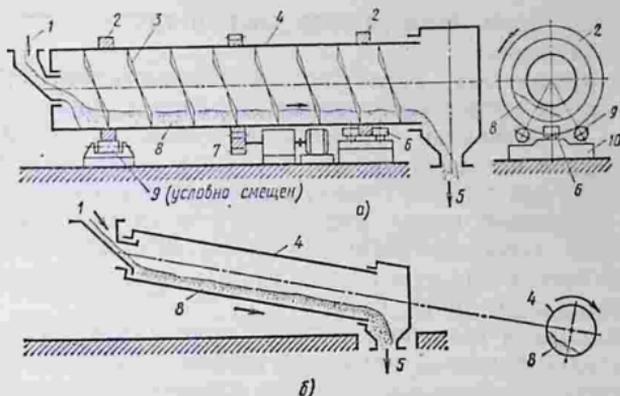


Рис. 3.4. Вращающиеся транспортирующие трубы:
 а — винтовая; б — гладкостенная

ного груза постепенно уменьшается в направлении транспортирования, и течение частиц груза происходит только по его свободной поверхности, имеющей пологий откос вниз в направлении транспортирования. Транспортирующие трубы невыгодно применять только для транспортирования. Это технологические машины. В настоящее время есть транспортирующие трубы (обжигательные печи) с диаметром 6 м и общей массой 6000 т.

Винтовая транспортирующая труба 4 (рис. 3.4, а) имеет внутри винтовые спиральные ребра 3 и опирается на парные ролики 9 прикрепленными к ней кольцевыми бандажами 2.

Осевое смещение трубы предотвращается роликами 6, взаимодействующими с торцевыми плоскостями кольцевых бандажей. Ролики установлены на раме 10. Труба медленно вращается от электропривода 7. Транспортируемый материал 8 подается в трубу через загрузочное устройство 1 и перемещается к разгрузочному устройству 5, ссыпаясь под действием собственного веса по вращающимся винтовым желобам, образуемым спиральными ребрами 3 и стенками трубы.

Гладкостенные транспортирующие трубы по конструктивному исполнению аналогичны винтовым, но не имеют внутри винтовых ребер. Их устанавливают горизонтально, с уклоном в сторону движения материала или с очень небольшим подъемом. Принцип действия гладкостенных труб заключается в гравитационном движении материала вдоль наклоненной вниз вращающейся трубы или вдоль откоса груза в горизонтальной или наклоненной вверх вращающейся трубе. В гладкостенных горизонтальных и полого — наклонных (вверх) трубах насыпной груз движется тонким слоем по поверхности откоса *ab* (см. рис. 3.6, а). В результате вращения трубы и постоянного пересыпания груза силы внутреннего трения реализуются по касательным цилиндрам вращения. Поэтому угол откоса насыпного груза в продольном направлении приближается

к нулю (поверхность движущегося слоя в трубе располагается почти горизонтально).

Области применения, преимущества и недостатки. Транспортирующие трубы применяют главным образом в качестве технологического оборудования поточного производства на предприятиях химической промышленности, в горном деле, на цементных заводах и т. п., для обжига, сушки, смешивания сыпучих материалов и др. Насыпные грузы загружаются в транспортирующую трубу обычно непосредственно из технологического агрегата при помощи лотков или самотечных труб, а разгружаются высыпанием материала в конце пути.

Преимуществами транспортирующих труб являются герметичность, сочетание транспортирующих технологических операций, а к недостаткам относятся высокая стоимость, значительные размеры и масса, сложность промежуточной загрузки-разгрузки, особенно при соблюдении герметичности.

3.2.2. РАСЧЕТ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ ТРУБ

Определение скорости перемещения материала.

В гладкостенной наклоненной вниз трубе под действием силы трения о стенки материал принимает вид смещенного вбок в поперечном сечении сегмента (рис. 3.5), причем ось последнего располагается под углом α'_b к вертикальной плоскости $a-a$.

Частицы лежащего на стенке трубы материала, находясь в абсолютном прямолинейном движении параллельно оси трубы, описывают относительно трубы винтовую линию с углом подъема δ' , определяемым по формуле

$$\operatorname{tg} \delta' = \frac{3600v}{\pi D_T n_T} = \frac{2v}{D_T \omega}, \quad (3.16)$$

где D_T — диаметр трубы в свету, м; n_T — частота вращения трубы, об/мин; ω — угловая скорость трубы, рад/с.

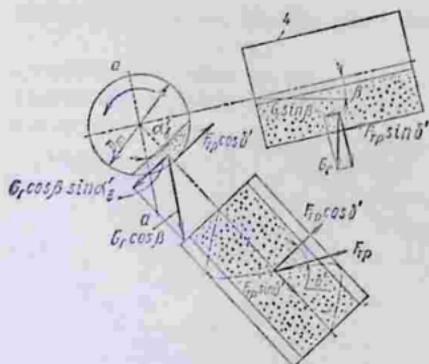


Рис. 3.5. Схема для определения скорости перемещения материалов в гладкостенной трубе

Сила трения материала о стенки трубы $F_{тр}$ направлена по касательной к винтовой линии.

Условия равновесия сил для выделенного объема груза весом G_r имеют вид

$$G_r \sin \beta = F_{тр} \sin \delta'; \quad (3.17)$$

$$G_r \sin \alpha'_b \cos \beta = F_{тр} \cos \delta', \quad (3.18)$$

где β — угол наклона трубы к горизонтالي.

Угол α'_b приблизительно равен углу трения насыпного груза о стенки трубы.

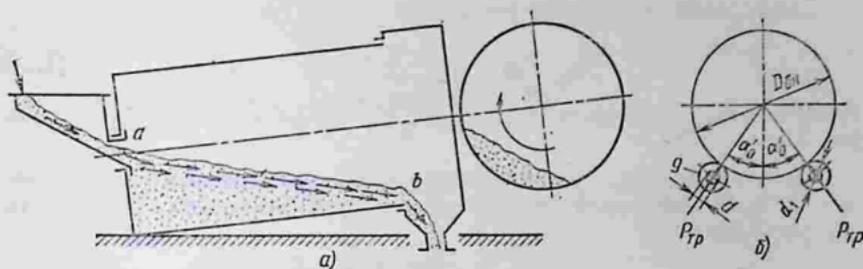


Рис. 3.6. Гладкостенная транспортирующая труба: а — схема движения груза; б — схема расположения роликов (обозначения позиций те же, что на рис. 3.4)

Из уравнений (3.17) и (3.18) получаем

$$\operatorname{tg} \beta / \sin \alpha'_b = \operatorname{tg} \delta'.$$

Подставляя в эту формулу значение $\operatorname{tg} \delta'$ из уравнения (3.16), находим

$$2v / (D_T \omega) = \operatorname{tg} \beta / \sin \alpha'_b,$$

откуда

$$v = D_T \omega \operatorname{tg} \beta / (2 \sin \alpha'_b). \quad (3.19)$$

Скорость перемещения материала в винтовой трубе

$$v = D_T \omega \operatorname{tg} \delta'' / 2 = t \omega / (2\pi), \quad (3.20)$$

где δ'' — угол подъема винтовой линии; t — шаг винтовой линии; $t = 0,5 D_T$.

Определение производительности и частоты вращения. Производительность транспортирующей трубы вычисляют по формуле (1.46), где $D = D_T$ — внутренний диаметр трубы, м; ψ — коэффициент заполнения, равный 0,2 ... 0,3; v — скорость перемещения материала, м/с.

Частота вращения трубы (об/мин)

$$n_T = 20 \dots 30 / \sqrt{D_T}, \quad (3.21)$$

где D_T — в м.

Определение сил сопротивления и мощности привода. Сила сопротивления вращению транспортирующей трубы состоит из силы сопротивления опорных роликов, силы трения перемещаемого груза о стенки трубы и составляющей веса груза в наклонных конвейерах.

Крутящий момент, необходимый для преодоления сопротивления опорных роликов (рис. 3.6),

$$M'_1 = P_{TP} z_p D_{он} \omega, \quad (3.22)$$

где P_{TP} — сила давления трубы на ролик; z_p — число двухроликовых опор; $D_{он}$ — диаметр опорного бандажа трубы; ω — коэффициент сопротивления подшипников ролика [см. формулу (1.83), в которой d_1 — диаметр ролика; d — диаметр цапфы ролика].

Сила давления трубы на ролик

$$P_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{г}} + G_0}{2z_{\text{р}} \cos \alpha'_0}, \quad (3.23)$$

где $G_{\text{г}} = mg$ — сила тяжести груза в трубе; G_0 — сила тяжести трубы; α'_0 — см. рис. 3.6, б.

Силу трения $F_{\text{тр}}$ груза о стенки трубы (см. рис. 3.5) ввиду малости шага винтовой линии можно приближенно определить по формуле

$$F_{\text{тр}} = G_{\text{г}} f_{\text{в}} \cos \alpha'_0,$$

где $f_{\text{в}}$ — коэффициент трения груза о стенки; α'_0 — см. рис. 3.5.

Момент силы трения

$$M_2 = F_{\text{тр}} D_{\text{т}}/2.$$

Подставляя в эту формулу $F_{\text{м}}$ при $f_{\text{в}} = \text{tg } \alpha'_0$, получаем

$$M_2 = (D_{\text{т}}/2) G_{\text{г}} \sin \alpha'_0. \quad (3.24)$$

Составляющая веса груза для наклонных труб равна $\pm G_{\text{г}} \cos \beta$, причем знак «плюс» ставят при подъеме груза винтовыми трубами, а знак «минус» — при опускании.

Мощность (кВт) привода определяют по формуле (1.57) при

$$P_{\text{в}} = (M'_1 + M_2) \omega \pm gQH/3600. \quad (3.25)$$

3.3. ГРАВИТАЦИОННЫЕ (САМОТЕЧНЫЕ) УСТРОЙСТВА

3.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В бункерных и транспортных установках широко применяют средства гравитационного (самотечного) транспорта, к которым относятся спускные желоба, лотки и трубы, каскадные и винтовые спуски. Гравитационные устройства предназначены для подачи насыпных грузов из бункеров и штучных грузов на погрузочных установках.

Распространенные на практике сечения лотков и желобов показаны на рис. 3.7, а—г.

Желоба бывают открытые и закрытые. Открытые желоба применяют для транспортирования кусковых, зернистых и порошкообразных материалов, не склонных к сильному пылению. Для перемещения пылящих грузов, материалов, загрязнение которых недопустимо, а также вредных для здоровья веществ, используют спускные трубы или закрытые желоба (рис. 3.7, д—ж). На рис. 3.7, з показано сечение закрытого желоба, по эксплуатационной характеристике подобного спускной трубе. Съёмная крышка облегчает осмотр желоба и ремонт его днища. Стальные желоба и трубы изготовляют из листов толщиной 3 ... 8 мм, а деревянные желоба — из досок толщиной 20 ... 30 мм.

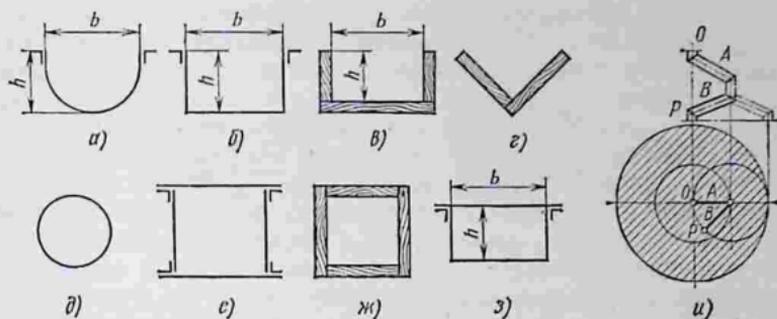


Рис. 3.7. Схемы спускных устройств:

a и *б* — стальные открытые полукруглый и прямоугольный желоба; *в* и *г* — деревянные открытые желоба; *д* и *е* — круглая и квадратная стальные трубы; *ж* — деревянная квадратная труба; *з* — стальной закрытый прямоугольный желоб; *и* — поворотный спуск

Преимуществом спускных желобов и труб, как транспортных средств, является то, что они не имеют приводного устройства, просты по конструкции, надежны и дешевы в эксплуатации. Недостатком спускных труб является их большая длина, что вызывает неудобство в размещении обслуживаемого ими оборудования и ограничивает область их применения. Для устранения этого недостатка применяют составные трубы с поворотными коленами *A* и *B* (рис. 3.7, *и*), расположенными под заданными углами наклона к горизонту. Поворотом этих колен в горизонтальной плоскости можно установить центр разгрузочного патрубка *P* в любой точке заштрихованной зоны, ограниченной окружностью, имеющей центр в точке загрузки *O*. В частности, разгрузочное отверстие трубы может находиться на одной вертикали с загрузочным отверстием.

Для вертикального самотечного транспортирования насыпных грузов с заданной скоростью применяют также каскадные и спиральные спуски. Каскадный спуск составляют из нескольких расположенных одна над другой полок, расстояние между которыми равно допустимой высоте падения кусков данного груза (например, для картофеля допустимая высота падения равна 0,3 м). Поступающий сверху в каскадный спуск материал пересыпается с полки на полку и движется вниз с допустимой скоростью.

Для каскадного спуска горной породы полки изготавливают из нескольких параллельных друг другу стальных стержней, проходящих через отверстия в стенках спуска. Для обеспечения нужного направления потока материала, сползающего с полок к центру, два крайних стержня в средней части выгибаются и изгибами ложатся на прилегающие к ним соседние стержни.

Спиральный спуск представляет собой открытый желоб, продольная ось которого изогнута по винтовой линии.

Для штучных грузов применяют вертикальные, наклонные и спиральные спуски.

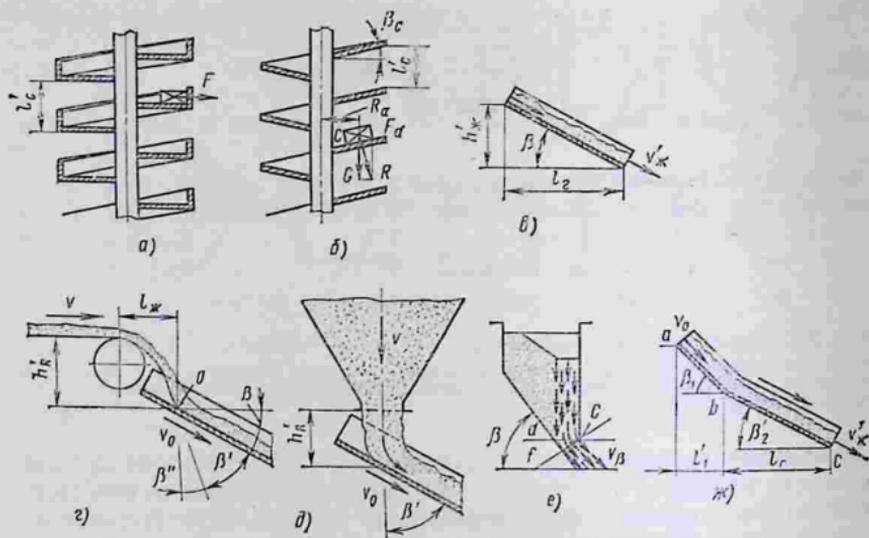


Рис. 3.8. Схемы к расчету спускных устройств:

a — витовая поверхность с вертикальными бортом; *б* — то же с наклонной образующей; *в* — схема спускного устройства; *г* — схема определения угла поворота струи груза; *д* — схема определения высоты свободного падения частицы груза; *е* — схема определения скорости истечения наклонной струи; *ж* — составной желоб

Вертикальные спуски в виде труб применяют при небольшой высоте спуска для грузов, не боящихся ударов при большой скорости падения, в условиях допустимости шума от ударов падающего груза.

При перемещении одинаковых по форме и размерам грузов сечение вертикальной трубы выполняют по форме груза. При движении груза в такой трубе под ним происходит сжатие воздуха и создается воздушная подушка, амортизирующая удары груза в нижнем положении.

Наклонные спуски имеют форму открытых прямолинейных лотков, угол наклона которых к горизонтали должен превышать угол трения штучного груза о поверхность лотка.

Углы наклона спусков для штучных грузов значительно меньше, чем для насыпных. Если для последних углы наклона спусков превышают 45° , то для первых угол наклона обычно составляет $20 \dots 25^\circ$.

Для уменьшения скорости выхода штучных грузов с наклонных лотков последние выполняют криволинейными или ломаными в вертикальной плоскости, причем угол наклона к горизонтали верхней части спуска превышает угол наклона нижней; последний в основном равен углу трения груза о поверхность лотка.

Спиральные спуски применяют, например, для перемещения штучных грузов между этажами. При движении груза по спиральному спуску возникает центробежная сила, стремящаяся пере-

местить груз к периферии винтовой поверхности. Для предохранения груза от сбрасывания центробежной силой применяют винтовые поверхности с вертикальным наружным бортом или винтовые поверхности с наклонной образующей (рис. 3.8, а, б).

Для перемещения грузов под действием силы тяжести способом качения по направляющим применяют скаты. Различают скаты двух видов: 1 — для грузов круглого сечения (цилиндров, бочек и т. п.), которые сами катятся по ним, и 2 — для грузов на тележках, перемещающихся по рельсам. Направляющие у скатов первого вида выполняют часто из двух параллельно расположенных труб, а у скатов второго вида из рельсов или профильного проката (из швеллеров, уголков и т. п.).

3.3.2. РАСЧЕТ ГРАВИТАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ

Угол наклона спускных устройств для насыпных грузов при отсутствии перегибов в вертикальной плоскости должен быть больше угла трения груза о днище лотка или трубу в покое. С учетом трения насыпного груза о боковые стенки допустимый минимальный угол наклона прямоугольного лотка

$$\operatorname{tg} \beta = \omega_{\text{ж}}, \quad (3.26)$$

где $\omega_{\text{ж}}$ — коэффициент сопротивления желоба, определяемый для прямоугольного желоба по формуле (2.104).

Формулу (3.26) можно также применять для приближенного определения допустимого минимального угла наклона полукруглых желобов и труб. Для желобов треугольного сечения (рис. 3.8, в)

$$\omega_{\text{ж}} = 1,4f_{\text{в}}. \quad (3.27)$$

Формула (3.26) справедлива для пылевидных, порошкообразных и зернистых насыпных грузов, а также для рядовых кусковых грузов, содержащих мелкие фракции. Значения углов наклона для сортированных кусковых грузов, как показывает опыт, могут быть меньше, чем для несортированных (рядовых). В табл. 3.2 приведены значения минимально допустимых углов наклона прямолинейных спускных желобов.

Приведенные в таблице углы наклона действительны также и для полукруглых желобов и труб. В отдельных случаях полукруглые желоба имеют меньшие углы наклона, чем прямоугольные, из-за отсутствия в них двугранных углов, вызывающих образование застойных зон, особенно при транспортировании пылевидных мелкофракционных материалов. Если сечение желоба представляет собой равнобедренный треугольник (рис. 3.7, в), то рекомендуется углы наклона таких желобов выполнять на 15 ... 25 % больше, чем указано в табл. 3.2.

Для стального спускного желоба с признаками ржавчины угол наклона должен быть на 2 ... 3° больше угла наклона лотка

3.2. Минимально допустимые углы наклона β прямолинейных желобов прямоугольного сечения и коэффициент трения $f_{в}$ о стенки, отполированные грузом

Насыпной груз	β , ° для желоба		$f_{в}$
	стального	деревянного	
Антрацит	—	—	0,1 ... 0,15
Гравий	32	—	0,35 ... 0,4
Зерно (гречиха, овес, пшеница, ячмень)	20 ... 26	22 ... 27	—
Известняк	35	—	0,35 ... 0,45
Каменный уголь	—	—	0,15 ... 0,3
Кокс	29	—	—
Пшеничная мука	33 ... 34	38 ... 43	—
Отруби	29 ... 37	32 ... 38	—
Песок:			
сухой	35 ... 50	—	—
естественной влажности, формовочная земля	50 ... 65	—	—
Песчаник	—	—	0,45 ... 0,55
Пшено	24 ... 25	27	—
Руда, шлак, каменная соль	35 ... 44	—	—
Сланец	—	—	0,3 ... 0,4

ков, находящихся в постоянной эксплуатации. Для деревянных лотков, когда отсутствуют соответствующие табличные данные, угол наклона должен быть примерно на 5° больше, чем для стальных.

Когда значение угла наклона прямого желоба выбрано, вычисляют конечную скорость движения насыпного груза по желобу

$$v_{ж} = \sqrt{2gl_{г}(\operatorname{tg} \beta - \omega_{ж, д}) + v_0^2}, \quad (3.28)$$

где $l_{г}$ — длина желоба, измеренная по горизонтали (см. рис. 3.8, в); β — угол наклона желоба к горизонтали; $\omega_{ж, д}$ — коэффициент сопротивления желоба во время движения груза по нему, определяемый по формулам (2.104) и (3.27), в которых вместо $f_{в}$ подставляют $f_{в, д}$ — коэффициент трения насыпного груза о стенки желоба в движении; v_0 — начальная скорость движения груза по желобу.

Если данных о коэффициенте трения в движении не имеется, то при расчете можно принимать $f_{в, д} = (0,7 \dots 0,9) f_{в}$ (здесь $f_{в}$ — коэффициент трения в покое).

При решении практических задач среди исходных данных для расчета спускного устройства используют высоту спуска $h'_{ж}$.

Подставляя в формулу (3.28) $l_{г} = h'_{ж} / \operatorname{tg} \beta$, находим

$$v_{ж} = \sqrt{2gh'_{ж} \left(1 - \frac{\omega_{ж, д}}{\operatorname{tg} \beta}\right) + v_0^2}. \quad (3.29)$$

Значение начальной скорости v_0 зависит от вида и расположения объекта, подающего насыпной груз в желоб.

В транспортных установках наиболее часто встречаются два случая: насыпной груз поступает в желоб из выпускного отверстия

бункера или с рабочего органа питателя или конвейера (рис. 3.8, з, д).

Начальная скорость

$$v_0 = k_n''' \cos \beta' \sqrt{v^2 + 2gh_R'} , \quad (3.30)$$

где $k_n''' = 0,97 \dots 0,98$ — коэффициент, учитывающий потери скорости при отклонении струи лотком; β' — угол отклонения лотком потока насыпного груза; v — скорость истечения материала из выпускного отверстия бункера (см. 2.0.3) или скорость рабочего органа питателя (конвейера); h_R' — высота свободного падения материала.

Угол β' поворота струи при истечении из бункера определяется геометрически как угол между вектором скорости v_{op} и дном лотка. Угол поворота струи груза, падающего на лоток (рис. 3.8, з), определяют по формуле

$$\beta' = 90^\circ - (\beta + \beta'') , \quad (3.31)$$

где угол β'' зависит от скорости v и от расположения питателя (конвейера) в пространстве.

При горизонтальном направлении скорости v

$$\operatorname{tg} \beta'' = v / \sqrt{2gh_R'} . \quad (3.32)$$

Высота h_R' свободного падения груза при истечении из бункера (рис. 3.8, д) определяется как высота расположения центра выпускного отверстия над днищем желоба. Для случая, показанного на рис. 3.8, з, высоту h_R' находят подбором. Задаваясь размером h_R' , вычисляют длину желоба

$$l_{ж} = v \sqrt{2h_R'/g} \quad (3.33)$$

и наносят значения h_R' и $l_{ж}$ на рисунок установки. Точка O должна лежать на дне желоба или немного выше дна.

Скорость истечения наклонной струи (рис. 3.8, е)

$$v_{ж} = v \sin \beta , \quad (3.34)$$

где β — угол наклона струи к горизонтالي; v — скорость истечения материала из выпускного отверстия, определяемая по формуле (4.93), причем R_f вычисляется для условного отверстия, являющегося проекцией отверстия cd на плоскость cf , перпендикулярную оси струи.

Если конечная скорость $v_{ж}$ движения груза по желобу не превышает допустимого значения, то угол наклона желоба выбран правильно, а если превышает — необходимо переходить от простого прямого желоба к составному (комбинированному), имеющему перегиб в вертикальной плоскости (рис. 3.8, ж).

Минимальный угол наклона нижнего участка bc составного желоба можно теоретически определить по формуле

$$\operatorname{tg} \beta_2' = \omega_{ж. д.}$$

где $\omega_{ж. д.}$ — коэффициент сопротивления лотка движению материала, определяемый по формулам (2.104) и (3.27) при $f_{в} = f_{в. д.}$

Угол β_1 составных желобов для кусковых, зернистых, порошкообразных грузов будет соответственно 40 ... 45, 45 ... 55, 55 ... 60°, для пылевидных — 75°. Если длину l_1 начального участка составного желоба (см. рис. 3.8, ж) выбрать такой, чтобы в конце этого участка достигалась заданная наибольшая скорость потока $v_{ж}$, то время пребывания груза на желобе будет минимальным. Длину l_1 в этом случае определяют по формуле

$$l_1 = \frac{v_{ж}^2 - v_0^2}{2g(\operatorname{tg} \beta_1 - v_{ж.д})}. \quad (3.35)$$

Длину участка l_1 увеличивать по сравнению с длиной, определяемой по последней формуле, нельзя, так как при этом скорость груза в конце первого участка будет выше допустимой. Уменьшать длину l_1 можно, если этого требуют условия установки, однако нежелательно, так как увеличивается длина участка с малым углом наклона, а его нужно выполнить возможно коротким, потому что на нем возможны задержки материала.

Размеры сечения желоба зависят от размеров a' кусков насыпного груза и требуемой пропускной способности. Для прямоугольных и полукруглых желобов ширина должна составлять не менее $8a'$ для мелкокусковых грузов, не менее $5a'$ — для среднекусковых и не менее $4a'$ — для крупнокусковых.

Высоту открытого желоба принимают равной около половины его ширины, а закрытого — $\frac{2}{3}$ ширины. Размеры поперечного сечения спускных труб для кусковых материалов выбирают в соответствии с данными для закрытых желобов. При этом размеры поперечного сечения спускных желобов и труб, примыкающих к выпускным отверстиям бункеров, должны быть не меньше размеров отверстия.

Угол наклона образующей спирального спуска к горизонтали (рис. 3.8, б)

$$\operatorname{tg} \beta_0 = v^2 / (gR_a), \quad (3.36)$$

где v — скорость движения центра масс груза по винтовой линии, м/с; R_a — расстояние центра масс груза от оси спуска, м.

Значения R_a и v предварительно задают, исходя из размеров и свойств груза.

Шаг винтовой линии спирального спуска

$$l_c = 2\pi R_a \operatorname{tg} \beta, \quad (3.37)$$

где β — угол наклона винтовой линии на радиусе R_a ;

$$\cos \beta = \sqrt{\frac{v_{вс}^2 + (1 + f_{вс}^2)(g^2 R_a^2 - v_{вс}^2 f_{вс}^2) - v_{вс}^2 f_{вс}}{(1 + f_{вс}^2)gR_a}}, \quad (3.38)$$

где $l_{вс}$ — коэффициент, который для спусков с горизонтальной образующей приравнивается коэффициенту трения $f_{в}$ штучного груза о поверхность спуска, а для спусков с наклонной образующей

$$l_{вс} = f_{в} \sin \beta_0. \quad (3.39)$$

Угол наклона β к горизонтали направляющих скатов первого вида определяется условием

$$\operatorname{tg} \beta \geq 2k_T/D_c, \quad (3.40)$$

где k_T — коэффициент трения качения груза по направляющим; D_c — диаметр груза в месте соприкосновения с направляющими.

Скорость движения груза в конце ската

$$v = \sqrt{\frac{2l_{ск}(D_c \sin \beta - 2k_T)g}{D_c}}, \quad (3.41)$$

где $l_{ск}$ — длина ската.

Задаваясь допустимой скоростью движения груза v , по формуле (3.41) можно вычислить максимально допустимый угол β .

Для скатов второго вида угол наклона β вычисляют по формуле

$$\operatorname{tg} \beta \geq \omega, \quad (3.42)$$

где ω — коэффициент сопротивления, определяемый по формуле (1.82).

Скорость движения тележки в конце ската

$$v = \sqrt{2l_{ск}(\sin \beta - \omega)g}. \quad (3.43)$$

Сечения желобов и труб проверяют на пропускную способность (т/ч), вычисляемую по формуле

$$Q = 3,6\psi v_{\min} \rho \omega_c, \quad (3.44)$$

где ψ — коэффициент заполнения желоба или трубы ($\psi = 0,5 \dots 0,6$ для открытых желобов и труб; $\psi = 0,35 \dots 0,5$ — для закрытых); v_{\min} — наименьшая скорость движения насыпного груза на данном участке желоба, м/с; ρ — в кг/м³; ω_c — площадь сечения желоба, м².

Для расчета сечения прямолинейных желобов скорость v_{\min} приравнивают к начальной скорости v_0 . У составных желобов нижний участок рассчитывают на допустимую скорость v_{\min} , а верхний участок на начальную скорость v_0 .

3.4. РОЛИКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

3.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Роликовые конвейеры — транспортирующие устройства для разнообразных массовых штучных грузов: опок, профильного проката, ящиков, досок, грузов на поддонах, мелких деталей, подаваемых россыпью в стандартной таре (тарные грузы) или уложенных в ней в специальных приспособлениях, грузов в коробках и т. д. Грузы перемещаются по стационарным опорным вращающимся роликам или дискам. Необходимым условием транспортирования является наличие у грузов основания с гладкой опорной плоскостью или прямолинейных ребер (для труб образующих). Роликовые конвейеры разделяют на приводные и не приводные. У не приводных конвейеров груз движется самоходом при небольшом уклоне роликового настила под дей-

ствием составляющей силы тяжести (гравитационные конвейеры) или принудительным способом от приложенной извне силы. У приводных конвейеров груз перемещается под действием сил сцепления с вращающимися опорными роликами от группового или индивидуального приводного устройства.

Роликовые конвейеры используют в качестве средства межоперационного внутрицехового транспорта, а также для погрузочно-разгрузочных и складских работ. Элементы роликовых конвейеров часто применяют в виде составных частей во многих погрузочных и перегрузочных устройствах, в пакетформирующих машинах, в технологических линиях на приеме и выдаче штучных грузов в сочетании с другими подъемно-транспортными машинами и технологическим оборудованием.

При использовании неприводных роликовых конвейеров можно создавать склады подвижного хранения, различные по длине накопительные секции и другие устройства. Приводные роликовые конвейеры на отдельных участках прокатного производства считаются единственно возможным транспортным средством.

Роликовые конвейеры могут составлять сложные транспортные системы, имеющие большую длину, многочисленные разветвления и пересечения трасс, прямолинейные и криволинейные секции, передающие и отборочные устройства, накопители, тормозные ролики, подъемные устройства и столы, а также другие элементы, служащие целям создания полной комплексной механизации и автоматизации производства.

Удобство примыкания (стыковки) роликовых конвейеров к грузоподъемным устройствам и другим видам машин непрерывного транспорта, к технологическому оборудованию, легкость изменения транспортирующих систем по конфигурации трасс, длине участков и типам используемых элементов открывают широкие перспективы применения этих конвейеров в гибких автоматизированных системах (ГАС) и переналаживаемых производствах. Возросшее благодаря этим качествам значение роликовых конвейеров требует совершенствования конструкции их элементов с использованием модульного принципа, разработки уточненных методов расчета и проведения комплексных исследований закономерностей движения груза на конвейерах с учетом податливости роликов, погрешностей их изготовления и монтажа, возможности применения современных неметаллических материалов.

3.4.2. НЕПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Неприводные роликовые конвейеры просты в эксплуатации, экономичны и отличаются удобством укладки и съема грузов. К их недостаткам относятся невысокая производительность, нестабильность скорости движения, возможность остановки и самопроизвольного сбрасывания грузов, необходимость восстановления потеряннй на наклонной трассе высоты.

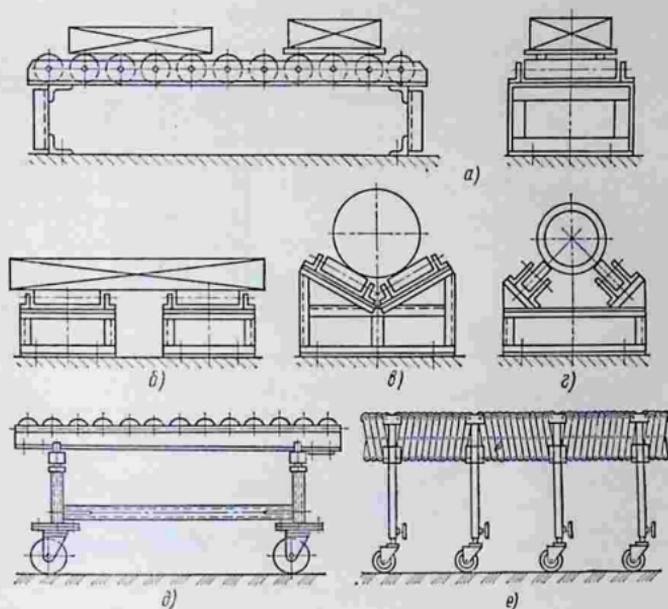


Рис. 3.9. Неприводные роликовые конвейеры:

а — стационарный однорядный; *б* — стационарный раздельный сдвоенный; *в* — сдвоенный с наклонными роликами для цилиндрических грузов; *г* — с наклонными роликами (дисками) для труб; *д* — передвижной; *е* — передвижной раздвигающийся

Неприводные роликовые конвейеры выполняют стационарными (рис. 3.9, *а*), легкими передвижными на колесном ходу (рис. 3.9, *д*), с постоянными и изменяющимися шагами (раздвижные) роликов (рис. 3.9, *е*) и переносными. В зависимости от вида груза применяют конвейеры различных исполнений. Для крупных тяжелых грузов используют сдвоенные конвейеры (рис. 3.9, *б*). Грузы цилиндрической формы (трубы, поковки, рулоны из полосовой стали) целесообразно транспортировать на наклонных роликах (рис. 3.9, *в*).

Неприводные роликовые конвейеры могут иметь прямолinéйные 1 (рис. 3.10, *а*, *б*), криволинейные 3 секции в одно- и двухрядном исполнении, а на местах пересечения трасс вращающиеся 2 (рис. 3.10, *а*) роликовые и невращающиеся 5 (рис. 3.10, *б*) шариковые поворотные столы. Для сохранения цеховых проходов применяют откидные секции 4. На разветвлении трассы устанавливают стрелки с укороченными роликами 9 (рис. 3.10, *д*) разной длины или механический стрелочный перевод (рис. 3.10, *в*). Для соединения нескольких линий роликовых конвейеров служат передаточные рельсовые тележки 7 с роликовыми настилами и канатным (цепным) приводом 8 (рис. 3.10, *г*).

При необходимости переориентации грузов по ходу движения в трассы конвейеров встраивают кантователи рычажного дейст-

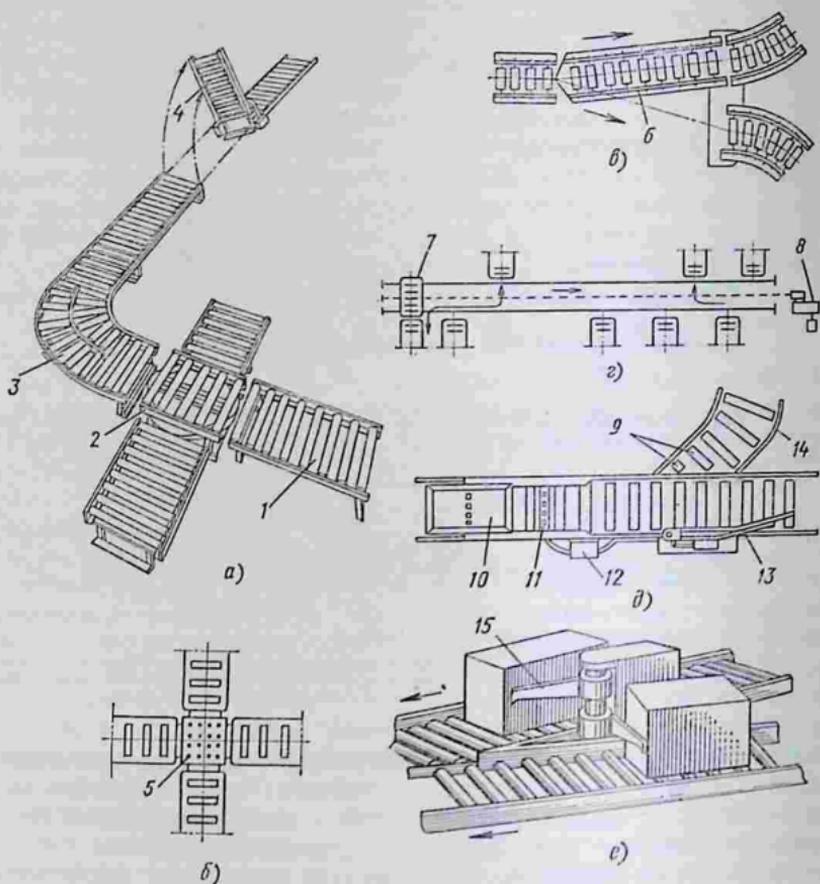


Рис. 3.10. Схемы элементов трасс неприводных роликовых конвейеров: *а* — участок трассы с пересечением и подъемной секцией; *б* — пересечение с шариковым столом; *в* — переходная стрелка; *г* — распределительная тележка; *д* — автоматическая передача на примыкающий конвейер; *е* — установка распределительного устройства

вия (рис. 3.11, *в*) или роторного типа (рис. 3.11, *г*). Для изменения направления движения груза (с *А* на *Б*) в местах пересечения трасс можно использовать подъемные столы (рис. 3.11, *д*) с двухрядными перпендикулярными друг к другу двумя группами укороченных роликов, расположенных на неподвижной *1* и подвижной *2* рамах. Подвижная рама поднимается на рычагах *4* параллелограмма с помощью пневмоцилиндра *3*. Остановленный в направлении *А* упором *5* груз после подъема рамы продолжает движение в направлении *Б*.

При эксплуатации роликовых конвейеров значительные осложнения вызывает работа криволинейных секций. Это связано прежде всего с кинематическими особенностями движения груза, скорости в момент прохождения секции с наружной и внутренней

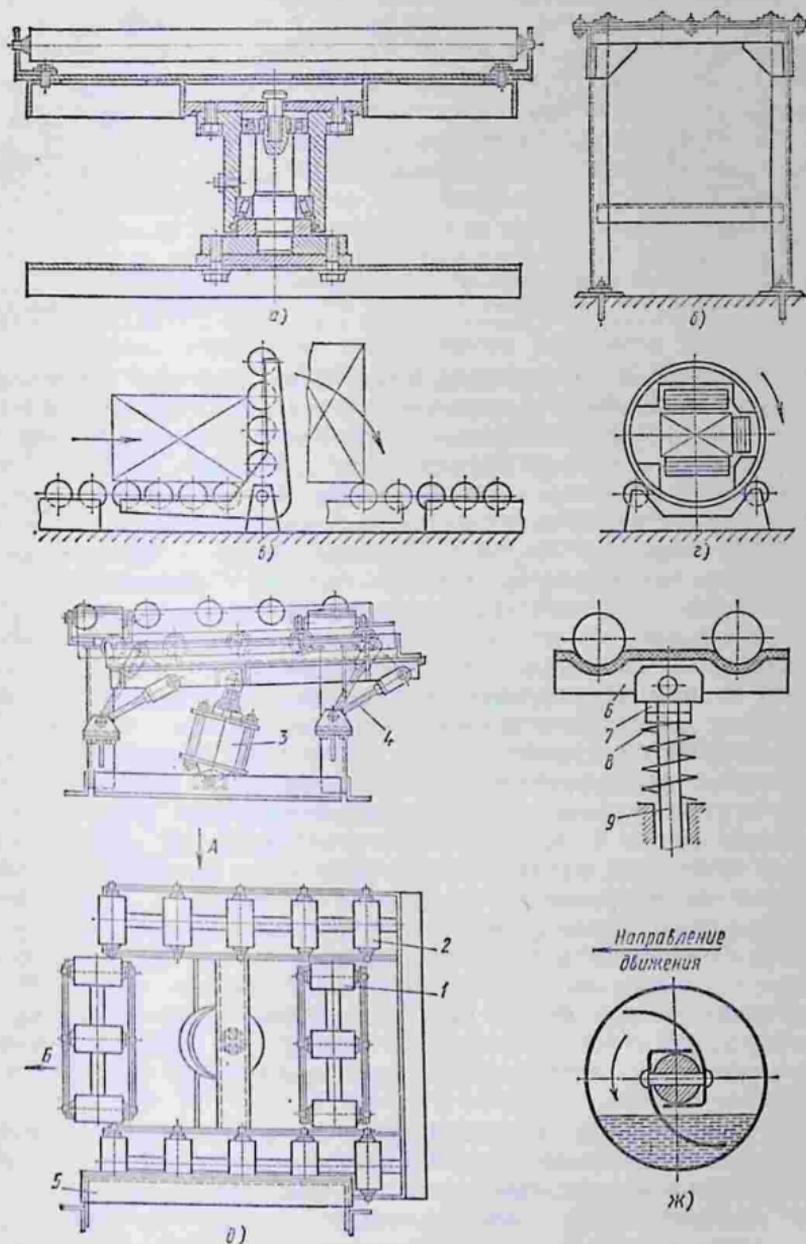


Рис. 3.11. Устройства трасс роликовых конвейеров:

а — поворотный роликовый стол конструкции ГПКИ «Союзпроммеханизация»; б — поворотный шариковый стол; в — схема рычажного кантователя; г — схема роторного кантователя; д — подъемный стол; е — схема колодочного тормозного устройства; ж — схема ролика с гидравлическим торможением

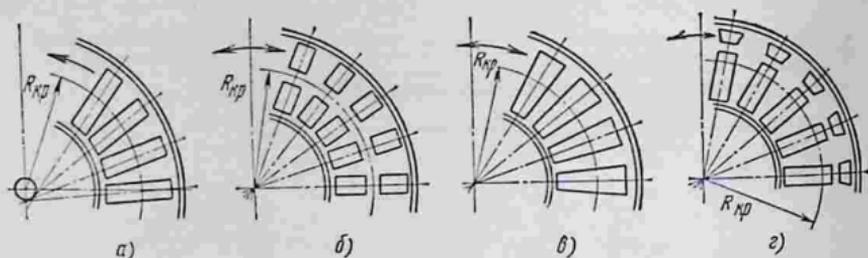


Рис. 3.12. Схемы криволинейных участков роликовых конвейеров:

а — с цилиндрическими повернутыми роликами; б — с двухрядными роликами; в — с коническими роликами; г — с цилиндрическими и короткими коническими роликами

стороны неодинаковы. Различие в скоростях приводит к скольжению груза по роликам, разворачиванию его в горизонтальной плоскости и заставляет увеличивать ширину этого участка. В результате разворота груз, теряя ориентацию относительно средней линии участка, может принять поперечное расположение и упасть с конвейера или зацепиться ребрами за бортовые ограждения, если они установлены по сторонам настила. В этих случаях скорость груза заметно уменьшается или груз останавливается. Криволинейные участки характеризуются повышенным сопротивлением движению, что в гравитационных конвейерах приводит к увеличению их угла наклона по сравнению с углом наклона прямых секций. При нормальном движении по кривой груз не должен соприкасаться с бортовыми ограждениями.

Среди других решений, которые, как правило, сопровождаются усложнением конструкции и повышенном стоимости изготовления, можно отметить применение однорядных роликов (повернутых), установленных со смещением осей (рис. 3.12, а), двухрядных роликов (рис. 3.12, б), конических роликов (рис. 3.12, в) и цилиндрических укороченных роликов в сочетании с короткими коническими роликами (рис. 3.12, г). Способ смещения осей роликов для получения положительного эффекта необходимо согласовать с направлением движения груза так, как это показано на схеме. Диаметр окружности смещения обычно принимается равным 100 ... 150 мм. В остальных схемах криволинейных участков (рис. 3.12) направление движения груза может быть любым.

При установке конических роликов их верхние образующие должны быть совмещены с плоскостью настила конвейера без уклона в сторону центра криволинейного участка. Конические ролики, создавая самые благоприятные условия прохождения груза, исключают возможность унификации роликов. Для каждого радиуса поворота необходимы ролики своих размеров. Ролики с повернутыми осями усложняют обработку отверстий под оси в раме криволинейной секции; при использовании двухрядных роликов несколько уменьшается скольжение груза при повороте

(по сравнению со скольжением при однорядных роликах), но в 2 раза увеличивается число роликов.

Использование элементов роликовых конвейеров в различных комбинациях позволяет объединить в транспортную систему неодинаковые по ритму участки технологической линии. Эти элементы могут иметь автоматическое управление (см. рис. 3.10, *д*), обеспечиваемое с помощью адресоносителя на поддоне 10, датчика 11 и считывающего устройства 12, включающих исполнительный механизм рычага 13 для отвода груза на примыкающий конвейер 14. Аналогичное устройство с двойным рычагом 15 (см. рис. 3.10, *е*) может регулировать очередность поступления грузов на главный конвейер.

Основным элементом неприводного конвейера является цилиндрический ролик. Ролик конструкции ГПКИ «Союзпроммеханизация» (рис. 3.13, *а*) состоит из неподвижной оси 1, обечайки 2 с завальцованными втулками 4 и внутренними крышками 3. Ролик имеет радиальные шариковые подшипники 5, систему штампованных колец: лабиринтных 8, 9 и 10, запорных пружин 6, 7. Конструкция ролика отличается технологичностью и простотой, невысокой стоимостью и удобством эксплуатации. Закладную смазку заменяют через 8 ... 12 мес. Двухзаходное лабиринтное уплотнение надежно защищает подшипники при средних и отчасти тяжелых условиях работы, а отсутствие трущихся частей обеспечивает невысокое сопротивление вращению. Для фиксации оси на одном из ее концов предусмотрены лыски, а на раме 11 соответствующие им по форме пазы (отверстия).

Для круглых (в сечении) грузов можно использовать желобчатые ролики литые (рис. 3.13, *б*). На распределительных столах удобно применять вращающиеся в штампованных гнездах шары, установленные на мелких шариках (рис. 3.13, *г*). Шариковые столы позволяют передвигать груз с плоским основанием в любом направлении по горизонтали. На предприятиях легкой и пищевой промышленности в последние годы применяют ролики с пластмассовыми обечайками и вкладышами. Они рассчитаны на восприятие малых нагрузок до 0,1 ... 0,2 кН.

Для компенсации погрешностей сборки и изготовления роликов, связанной с выравниванием плоскостности настила по высоте, можно применять ролики с выравнивающими элементами или компенсаторами. Существенной простотой отличается компенсатор (рис. 3.13, *ж*), состоящий из винта 12 с круглой эксцентричной головкой. Вращением винта обеспечивается вертикальное перемещение (до 2 мм) конца оси по прорези рамы. Высокая точность установки частично обеспечивается необходимостью изготовления в раме резьбовых отверстий. В другой конструкции (рис. 3.13, *з*) указанный недостаток устранен за счет использования сложной по форме скобы 14 и регулировочного винта 13. Компенсаторы несколько усложняют конструкцию роликового конвейера, но их применение позволяет получить высокоточную

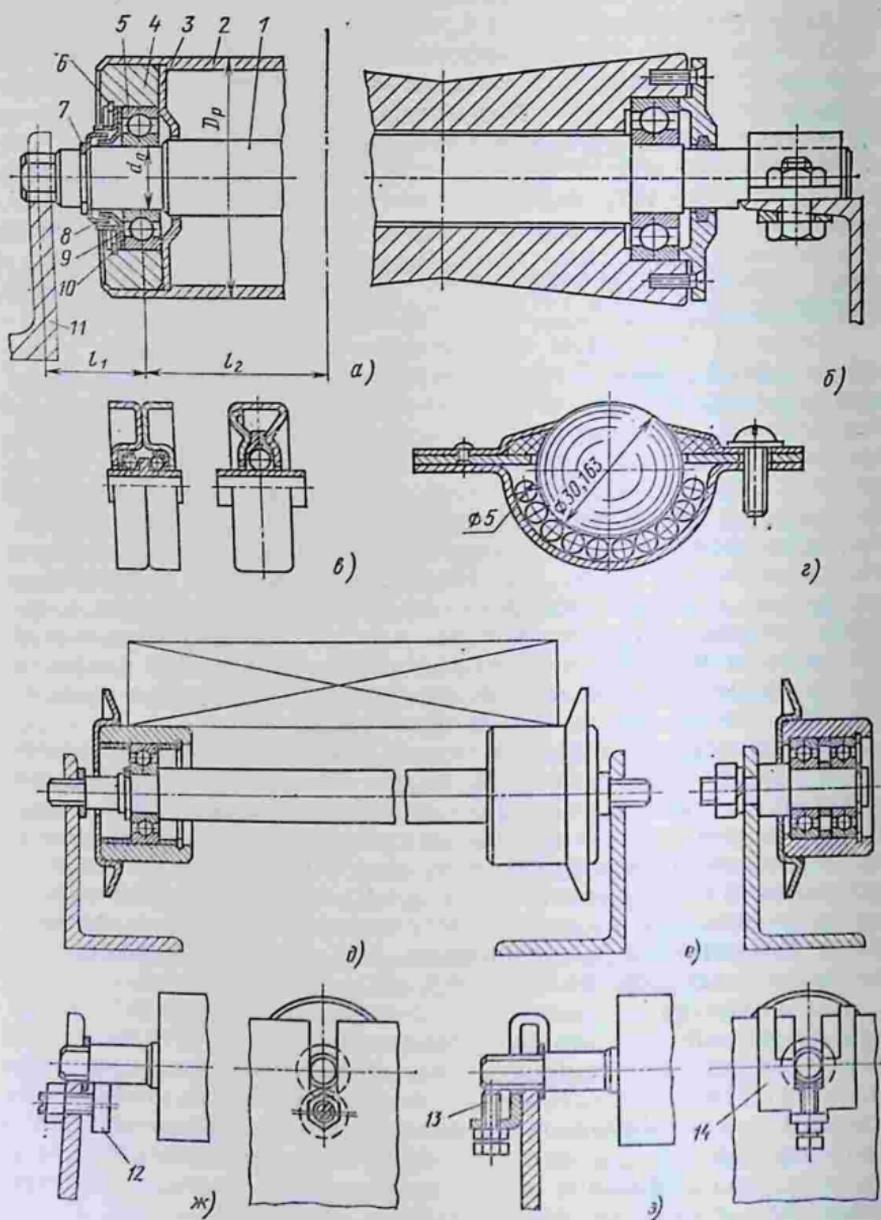


Рис. 3.13. Опорные элементы:

a — цилиндрический ролик; *б* — желобчатый ролик; *в* — дисковые ролики; *г* — шаровый опора; *д* — дисковые ролики с ребрами на сквозных осях; *е* — дисковый ролик с ребрами на полуоси; *ж* — ролик с эксцентриковым выравнивателем уровня установки; *з* — ролик с винтовым выравнивателем уровня

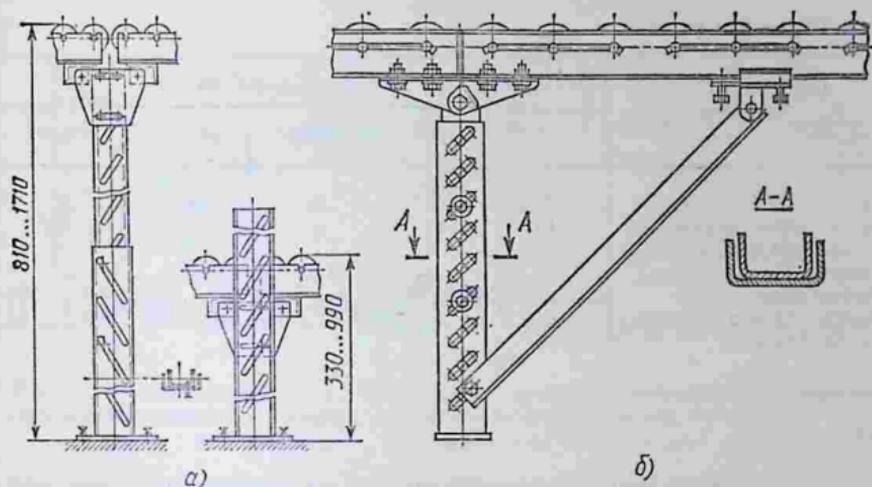


Рис. 3.14. Модульные элементы роликовых конвейеров:
 а — регулируемые по высоте стойки; б — раздвижная стойка с подкосом

плоскостность настила без повышения точности изготовления элементов самого конвейера.

Ролики конвейеров устанавливаются на рамах, сваренных из стального проката или изготовленных в виде разборных конструкций, составленных из легких гнутых профилей. Гнутые профили могут быть снабжены универсальными элементами и иметь отверстия для стыковки секций, регулирования их по высоте и удобной установки осей роликов. Высота установки роликового настила от уровня пола зависит от места использования конвейера и соблюдения требований техники безопасности. Собранный из гнутых профилей стойка (рис. 3.14, а) позволяет получить высоту установки настила в пределах 810 ... 1710 мм. Применение одной нижней части стойки уменьшает высоту установки настила до 330 ... 990 мм. В случае повышения требований к жесткости поясов рамы роликового конвейера используют регулируемые стойки с подкосами (рис. 3.14, б).

Для гравитационных роликовых конвейеров высота установки настила в конце наклонного участка ограничена требованиями технологии и эксплуатации. При необходимости продолжения трассы в том же направлении размещают устройство с приводом, поднимающее груз на исходный уровень и укладывающее его на ролики настила второго наклонного участка. В качестве подъемного устройства применяют короткий цепной или ленточный конвейер, а также подъемный стол с роликовым настилом.

При свободном движении груза под уклон возможен разгон его до недопустимо большой скорости. Для ограничения или регулирования скорости вплоть до полной остановки груза на роликовом настиле устанавливают тормозные устройства, отличаю-

3.3. Параметры роликов

Параметр	Диаметр ролика, мм				
	40/42 *	57/60	73/76	105/108	155/159
Диаметр конца оси, мм	10	12	15	22	42
Допустимая нагрузка на ролик при минимальной длине, кН	1	3	5	10	20
Длина ролика, мм	160 ... 650	200 ... 800	200 ... 1000	250 ... 1200	320 ... 1200
Масса одного ролика, кг, не более	1,1 ... 3,5	2,1 ... 5,3	3,2 ... 11	8 ... 30	19,2 ... 46

* В числителе указан диаметр обработанного ролика, в знаменателе — необработанного.

щися исключительным разнообразием конструкций и принципов действия. Наиболее простые устройства (см. рис. 3.11, *е*) регулируются вручную и рассчитаны на постоянный тормозной момент, создаваемый колодкой 6, воздействующей на два соседних ролика с помощью штыря 9, пружины 8 и гаек 7. Тормозной момент в герметичном ролике (см. рис. 3.13, *ж*), заполненном вязким маслом и имеющем на неподвижной оси две лопасти, возникает вследствие неуравновешенности масс и действия сопротивления перемешиванию масла, продавливаемого через зазор между обечайкой ролика и лопастями. В усовершенствованных конструкциях предусмотрена пропорциональная зависимость тормозного усилия от скорости движения груза. Например, к таким сложным системам относится электромеханический тормозной ролик и др. Самые распространенные цилиндрические ролики имеют обечайки из стальных бесшовных сварных труб с нормированными по ГОСТ 8324—82 параметрами (табл. 3.3).

Длину цилиндрических роликов B и шаг их расстановки l_p выбирают из рядов чисел: $B = 160, 200, 250, 320, 400, 500, 650, 800, 1000, 1200$ мм; $l_p = 50, 60, 80, 100, 125, 200, 250, 315, 400, 500, 630$ мм.

На сопротивление движению груза, а следовательно, и угол наклона гравитационных конвейеров влияют биение роликов по наружному диаметру D_p и отклонение от общей опорной плоскости конвейера верхних образующих всех роликов. Допустимые значения биения и отклонения от плоскостности (неплоскостности) следующие:

Диаметр ролика, мм	40/42	57/60	73/76	105/108	155/159
Биение ролика, мм	0,2/0,6	0,28/0,9	0,35/1,1	0,4/1,6	0,5/2,3
Отклонение от плоскостности, мм	0,4/0,7	0,6/1,0	0,7/1,3	0,85/1,8	1,2/2,7

Необработанные ролики предназначены для транспортирования тяжелых грузов с грубой опорной плоскостью, когда значи-

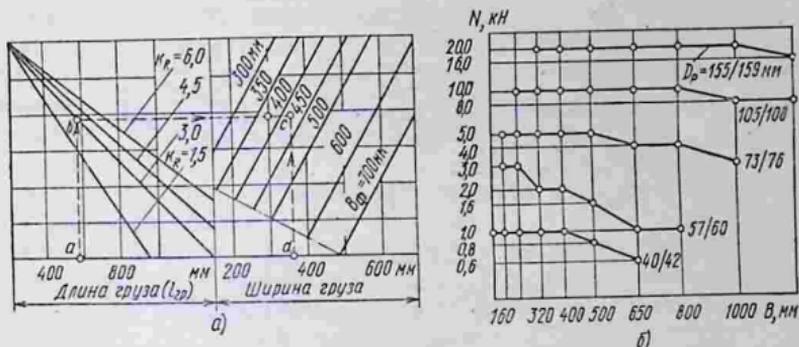


Рис. 3.15. Номограммы для определения параметров неприводных роликовых конвейеров:

а — ширины B_{ϕ} ; б — диаметра D_p в зависимости от расчетной нагрузки N и длины B

тельное биение роликов (до 2,3 мм) и отклонение настила от плоскостности не могут оказать решающего влияния на параметры движения груза.

Для уменьшения сил сопротивления движению нетяжелых, а особенно легких грузов с гладкой опорной плоскостью предпочтительнее применять обработанные ролики с отклонениями не ниже качества точности Н12. Для высокоточных конвейеров можно рекомендовать статическую и даже динамическую балансировку роликов.

Ширина конвейера (длина ролика) B без бортов определяется по ширине груза $b_{гр}$. Обычно принимают $B = k_{з.ш} b_{гр}$ (где $k_{з.ш} = 1,1 \dots 1,2$ — коэффициент запаса ширины). Для крупногабаритных грузов $B \geq 0,77b_{гр}$. При установке бортов расстояние между ними должно обеспечивать свободное прохождение груза и составлять $B_б = 1,05b_{гр}$.

Наибольшее распространение получила продольная укладка груза на настил конвейера. При поперечной укладке груза ухудшаются условия его свободного прохода по настилу и возникает необходимость уменьшения шага роликов и увеличения ширины конвейера.

Ширина криволинейного участка $B_{кр} = 0,9B_{\phi}k_R$ (где B_{ϕ} — фиктивная ширина конвейера; k_R — эмпирический коэффициент), средний радиус $R_{кр} = B_{кр}k_R$. Значение B_{ϕ} можно определить по номограмме фирмы «Галле» (рис. 3.15, а), а коэффициенты по данным ГПКИ «Союзпроммеханизация». Для цилиндрических однорядных роликов $k_R = 1,4$, со смещенным центром поворота $k_R = 1,3$, разрезных двухрядных $k_R = 1,2$, конических $k_R = 1,1$; $k_R = 3 \dots 4$. При установлении нормированного значения $R_{кр}$ следует учитывать, что в стандарте приведен размер внутреннего радиуса полотна конвейера.

Выбор шага роликов зависит от факторов,носящих противоречивый характер. Чем меньше шаг, тем спокойнее ход груза,

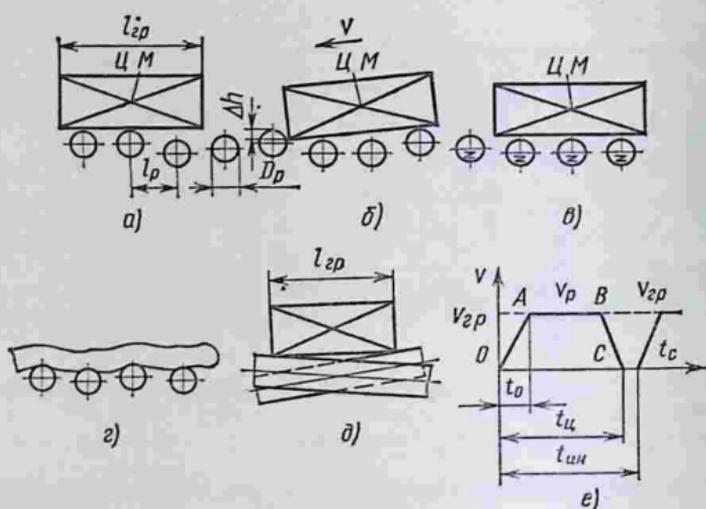


Рис. 3.16. Схемы движения груза по роликам неприводного роликового конвейера;

а—д — взаимодействия груза и роликов; е — диаграмма окружной скорости ролика при наезде груза

меньше среднее давление его на ролик, выше металлоемкость и стоимость конвейера, больше сопротивление движению и потребный угол наклона настила. Обычно принимают $l_p < (0,45 \dots 0,2) l_{гр}$; практически $l_p = 1/3 l_{гр}$. Для коротких высоких грузов или грузов со смещенным по длине центром масс необходима проверка на устойчивость с учетом неплоскостности установки роликов.

Нагрузка на ролики, находящиеся под жестким грузом, зависит от его положения, податливости осей и обечаек, их биения по наружному диаметру и отклонения от плоскостности. Из-за отклонения от плоскостности вес груза может восприниматься только двумя наиболее приподнятыми роликами. В предельном случае в момент прохода центра масс груза весь его вес на мгновение передается на один ролик (рис. 3.16, а). Наезд передней кромки груза на высоко выступающий ролик (рис. 3.16, б) вызывает значительную ударную нагрузку. Поэтому для ответственных грузов (заформованных опок) можно применять дорогостоящее подрессоривание роликов (рис. 3.16, в). При транспортировании податливых грузов (рис. 3.16, г) нагрузка на ролики близка к равномерной.

В длинном упругом грузе (горячий прокат) в результате трения о ролики, биения и несоосности могут появиться вертикальные поперечные колебания. При этом изменяется характер нагружения роликов, и во избежание захода конца груза под ролик требуется устанавливать между роликами ниже опорной плоскости груза настилы. Из-за возможного разнонаправленного

перекоса роликов (рис. 3.16, *д*) большая часть нагрузки передается на один из двух подшипников.

Из-за неопределенности распределения веса $G_{гр}$ груза на ролики и отсутствия методик расчета нагрузок на них ограничиваются определением некоторой средней нагрузки N на ролик в целом. При $2l_p < l_{гр} < 3l_p$ $N = 0,5G_{гр}$; при $3l_p < l_{гр} < 4l_p$ $N = 0,33G_{гр}$; при $4l_p < l_{гр} < 5l_p$ $N = 0,25G_{гр}$. По значению N и длине B выбирают диаметр ролика в соответствии с ГОСТ 8324—82 (см. рис. 3.15, *б*).

Ось и обечайку ролика проверяют на прочность и жесткость. Максимальные значения напряжения σ_0 в оси, прогиб f_y и угол поворота θ_0 в месте посадки подшипника (см. рис. 3.13, *а*)

$$\sigma_0 = \frac{0,5Nl_1}{0,1d_n^3} < [\sigma_n];$$

$$f_y = \frac{0,5Nl_1}{24(0,05d_n^4)E} (8l_1^2 + 12l_1l_2 + 3l_2) \leq \frac{1}{500} (2l_1 + l_2); \quad (3.45)$$

$$\theta_0 = \frac{0,5Nl_1l_2}{2(0,05d_n^4)E} < [\theta],$$

где $[\sigma_n]$ — допускаемое напряжение изгиба (обычно для стали Ст5); l_1 — расчетное плечо изгиба цапфы оси; l_2 — расстояние между осями подшипников; $[\theta]$ — допускаемый угол перекоса подшипника; E — модуль упругости стали; d_n — диаметр подшипника (оси).

Обечайку ролика рассчитывают по условной схеме как двухопорную балку от равномерно распределенной нагрузки, равной в сумме N , на прочность при $[\sigma_n] = 120$ МПа (для стали Ст3) и жесткость при допустимой стреле прогиба $f_{об} = 0,002B$.

3.4.3. СИЛА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ГРУЗА

Сила сопротивления движению груза является определяющей при выборе угла наклона гравитационного конвейера или внешнего усилия, необходимого для перемещения груза. Наклон гравитационного конвейера должен быть таким, чтобы груз мог перемещаться на трассе самоходом без остановок и увеличения скорости. Выполнить это условие на практике очень сложно.

Сила сопротивления движению складывается из сил трения в опорах W_1 , трения качения W_2 и скольжения W_3 груза по роликам, инерции роликов W_4 и груза W_5 ; трения груза о борта W_6 ; для преодоления отклонения от плоскостности установки роликов W_7 и др. В большинстве случаев одновременно действуют силы сопротивления W_1 , W_2 , W_3 , W_4 и W_7 .

Эти силы сопротивлений носят случайный характер и зависят от нагрузок на опорные ролики. При отсутствии подрессоривания жесткий груз может опираться только на два ролика (см. рис. 3.16, *а*), образуя статически определимую систему. При даль-

нейшем продвижении груза возможны два случая: наезд его с ударом на следующий выступающий ролик и движение груза без касания с этим роликом, если он расположен ниже опорной плоскости груза. В обоих случаях затем происходит поворот (клевок) груза вперед или назад в зависимости от погрешности установки каждого из находящихся вблизи роликов. В момент наезда на выступающий ролик возникает значительное кратковременное местное сопротивление, сопровождающееся заметным уменьшением скорости груза. Если наезда не происходит, скорость груза на этом участке может сохраниться или даже увеличиться. Так как погрешности изготовления и установки роликов случайны, расчет сопротивлений движению следовало бы вести для некоторого условного статистического роликового конвейера с предварительно определенным ожидаемым отклонением от плоскостности.

Приведенный ниже приближенный расчет основан на допущении равномерного распределения веса груза между находящимися под ним роликами, число которых составляет $z_p = l_p/l_p$. При использовании механических выравнителей неплоскостности (компенсаторов) этот расчет может дать удовлетворительные результаты. Тогда

$$W_{1-2} = W_1 + W_2 = (G_{гp} + G_p z_p) \frac{d_p}{D_p} f + G_{гp} \frac{2\mu}{D_p}, \quad (3.46)$$

где $G_{гp}$ и G_p — вес транспортируемого груза и вращающихся частей одного ролика; f — приведенный к диаметру d_p подшипника коэффициент трения, равный для хороших и тяжелых условий работы соответственно 0,03 и 0,06; μ — коэффициент трения качения груза, ориентировочно принимаемый для гладкой металлической тары и обработанных роликов 0,5 мм при хороших условиях работы и 0,8 мм при плохих.

Максимальные значения составляющих W_3 и W_4 имеют место при наезде груза на невращающийся ролик, когда интервал времени $t_{ин}$ между последовательно перемещающимися грузами больше времени цикла $t_{ц}$ вращения ролика, т. е. при $t_{ин} < t_{ин} = 3600/P$, где P — пропускная способность (производительность конвейера, шт/ч). В упрощенном расчете цикл вращения ролика (рис. 13.16, е) состоит из принятого линейным участком разгона (прямая OA) до скорости груза $v_{гp}$, участка движения груза и ролика с одинаковыми скоростями $v_{гp} = v_p$ (прямая AB) и замедления после схода груза с ролика до его остановки (прямая BC). Полагая $v_{гp}$ при наезде на ролик неизменной, можно считать, что работа сил трения груза на ролике затрачивается поровну на разгон и на выделение теплоты в результате проскальзывания и выравнивания скоростей груза и ролика. Таким образом, потеря энергии при движении груза на ролике от сил сопротивления W_3 и W_4 равна удвоенной кинетической энергии \mathcal{E}_p , сообщаемой ролику при разгоне:

$$A_c = 2\mathcal{E}_p = 2 \frac{k_n m_p D_p^2}{4} \frac{\omega^2}{2} = k_n \frac{m_p v_{гp}^2}{4}, \quad (3.47)$$

где $k_n = 0,8 \dots 0,9$ — коэффициент инерции, учитывающий несовпадение среднего диаметра распределения массы вращающихся частей ролика с его наружным диаметром D_p ; m_p — масса вращающихся частей одного ролика; ω — угловая скорость ролика.

Действие сопротивлений удобнее считать равномерным по длине шага l_p роликов. Тогда

$$W_{3-4} = W_3 + W_4 = k_n \frac{m_p v_{гр}^3}{4l_p}; \quad (3.48)$$

$$W_{1-4} = W_{1-2} + W_{3-4} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4. \quad (3.49)$$

Сила сопротивления W_{3-4} пропорциональна скорости движения груза во второй степени, поэтому скорость $v_{гр}$ для данного конвейера имеет некоторое предельное значение, превышающее, как правило, допустимое. При транспортировании тяжелых грузов для ограничения скорости необходимо устанавливать тормозные ролики.

На угол наклона β гравитационного конвейера также влияют масса вращающихся частей и диаметр роликов.

Сила сопротивления от инерции груза массой $m_{гр}$ имеет значение при трогании с места или при движении с ускорением dv/dt . Она равна $W_5 = m_{гр} dv/dt$ и учитывается редко. На конвейере с бортами не исключен их контакт с грузом и появление силы сопротивления W_6 .

Значительная сила местного сопротивления W_7 возникает в момент наезда груза на выступающий ролик (см. рис. 3.16, б). Без учета наклона конвейера

$$W_7 \approx G_{гр} \sqrt{\Delta h / D_p}. \quad (3.50)$$

Даже для небольшого перепада уровней $\Delta h = 0,01 D_p$ максимальное значение силы местного сопротивления может составить $W_7 \approx 0,1 G_{гр}$, что в несколько раз превышает среднее значение W_{1-4} . Для уменьшения влияния W_7 на движение груза следует повысить уровень качества монтажа, регламентируя точность установки роликов по всей длине трассы конвейера. При наладывании контрольной линейки последовательно на каждые три ролика просвет под линейкой не должен превышать принятый норматив. Необходимо, однако, отметить, что действующий стандарт на роликовые конвейеры допускает слишком большие значения отклонений от плоскостности.

В упрощенном расчете (без учета W_7) угол наклона конвейера должен обеспечивать условие $\text{tg } \beta > \omega$ (здесь ω — расчетный коэффициент сопротивления движению груза). Следовательно,

$$\omega = \sum W / G_{гр} = (W_{1-2} + W_{3-4}) / G_{гр}. \quad (3.51)$$

При вероятностном (статистическом) подходе к решению задачи для рассматриваемого конвейера следует определить математическое ожидание величины \bar{W}_7 и число выступающих роликов.

Полученные данные позволят найти некоторое усредненное для всей трассы значение $W_{\text{ср}}$, которое в этом случае суммируют с $W_{1,4}$. По суммарному значению коэффициента сопротивлений можно найти уточненное значение угла наклона β настила.

Силы сопротивления, обусловленные неровностями на опорных основаниях грузов, обычно не учитывают. Поэтому большое значение приобретает транспортирование на поддонах с гладким дном или в таре со скошенными передними кромками опорных плоскостей (ребер).

Наклон настила роликовых конвейеров к горизонтали на практике принимают равным 0,5 ... 1,5 % для отливок и литейных форм; 1 ... 1,5 % для листовой рихтованной стали; 0,5 ... 2,5 % для ящиков из строганных досок; 1 ... 3 % для металлических контейнеров; 2,5 ... 4 % для досок; 4 ... 7 % для картонных коробок; 5 ... 7 % для автопокрышек и 10 % для мешков с мукой. Увеличенные значения наклона соответствуют легким грузам. На криволинейных секциях к средним значениям наклона необходимо прибавить для конических роликов 1,5 ... 2 %, а для цилиндрических — 3 ... 4 %. Все исполнения стрелочных переводов должны иметь повышенные наклоны, равные 7 ... 9 %.

3.4.4. ГРАВИТАЦИОННЫЕ ДИСКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Дисковые конвейеры применяют для транспортирования нетяжелых грузов с небольшой опорной плоскостью, грузов с жестким основанием или с параллельными ребрами. Для легких труб используют парные дисковые ролики (см. рис. 3.9, з). Дисковые ролики могут быть расположены в шахматном порядке на близких друг от друга расстояниях. Изготавливают их с закладными шариками (см. рис. 3.13, в). Кольца дисков соединяют вальцовкой или точечной сваркой. Диски выполняют из стали, чугуна, пластмассы и чугуна. Известны также диски из резины на подшипниках скольжения. Хрупкие изделия используют на резиновых дисках.

Упругости настила с резиновыми роликами почти равномерно распределяется между ними. По деформации полотна можно определить по тем же зависимостям, что и для роликовых конвейеров. Наклоны трасс дисковых конвейеров уменьшают на 30 % по сравнению с данными для роликовых конвейеров. Ширина дисковых переносных конвейеров может быть 100, 250, 400 и 650 мм; шаг вдоль конвейера $l_{\text{д1}} = 40, 80$ и 160 мм. Шаг дисков поперек конвейера можно принимать $l_{\text{д2}} \approx (0,5 \dots 1,0) l_{\text{д1}}$. Допускаемые нагрузки на пластмассовые диски для диаметров 40 и 60 мм составляют 0,1 и 0,2 кН.

При транспортировании грузов одного типоразмера с постоянной ориентацией на настиле можно применять усиленные дисковые ролики с ребрами, предохраняющими грузы от падения с настилов. Такие ролики устанавливают попарно на одной оси

(рис. 3.13, *д*), что облегчает их монтаж и регулирование плоскости настила, и на полуосях (см. рис. 3.13, *е*) отдельно для каждого из роликов. В последнем случае регулирование роликов по высоте возможно только при использовании осей с эксцентричным расположением посадочных мест подшипников, что очень сложно и удорожает конструкцию конвейера. Дисковые ролики с ребордами имеют одинаковые с цилиндрическими роликами установочные параметры (шаг расстановки и наклон трассы). Ролики этого типа целесообразно применять для грузов с жестким основанием или, как уже было отмечено, с продольными боковыми ребрами, заменяющими сплошную опорную плоскость.

Конвейеры, оборудованные роликами с ребордами, по существу являются конвейерами с укороченными роликами. Отличаясь малой металлоемкостью, они несомненно приобретут большое распространение благодаря расширяющемуся использованию производственной тары для транспортирования многих мелких грузов.

3.4.5. ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Приводные роликовые конвейеры широко распространены в металлургической и деревообрабатывающей промышленности, в целлюлозно-бумажном производстве, в заготовительных цехах листового и профильного проката, на складах и в линиях с другими конвейерами. Преимуществами их являются стабильность скорости движения груза; возможность одновременной работы с различными ритмами; удобство выполнения технологических и погрузочно-разгрузочных операций; простота присоединения к технологическим машинам (прокатным станам, гильотинным ножницам, пилам и др.); возможность транспортирования тяжелых и горячих грузов; невысокая энергоемкость. Вместе с тем приводные конвейеры имеют более сложную конструкцию и повышенную стоимость по сравнению с неприводными конвейерами, а также конвейерами других типов.

Приводные роликовые конвейеры бывают с групповым и индивидуальным приводами роликов. По назначению их разделяют на транспортные с групповым приводом и на рабочие реверсивные с индивидуальным для каждого ролика приводом. Рабочие реверсивные ролики являются важнейшей частью прокатных станков. Тихоходный групповой привод устанавливают на конвейерах общего назначения для легких, средних и реже тяжелых грузов. Известна установка коротких (до 6 м) секций конвейеров с одним основным и вторым резервным двигателями для подачи слитков в крупных обжимных станках, а также в литейных цехах для накопления литейных форм.

Наиболее часто ролики приводятся во вращение общим трансмиссионным валом *1* с коническими зубчатыми колесами *2* (рис. 3.17, *а*). Привод в этом случае размещают посередине конвейера с двумя валами по обе стороны. Цилиндрические зубчатые

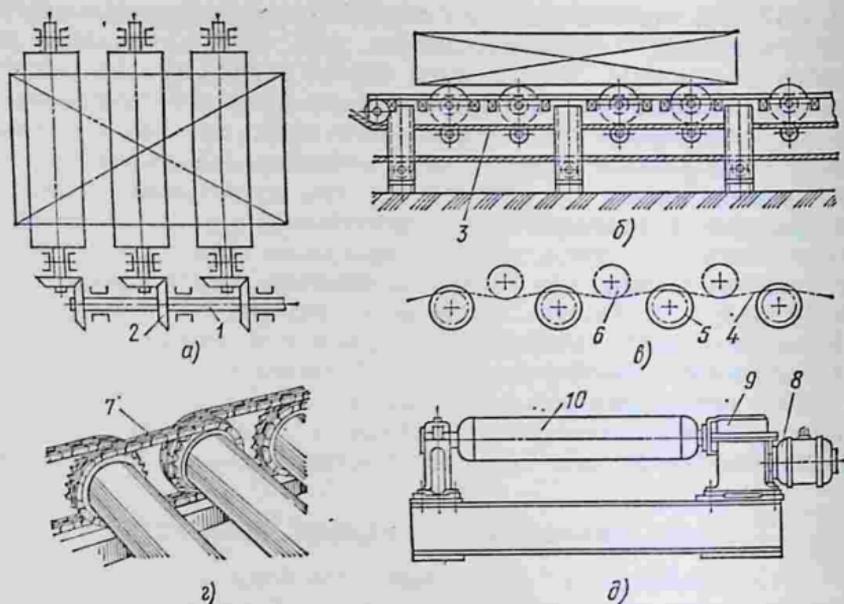


Рис. 3.17. Приводы роликов конвейеров:

а — от вала с коническими зубчатыми колесами; *б* — от канатной тяги; *в* — от одной общей приводной цепи; *г* — от цепной передачи от ролика к ролику; *д* — от индивидуального двигателя

колеса применяют реже, когда возникает возможность непосредственной передачи движения от ролика к ролику.

При транспортировании роликовым конвейером легких грузов используют фрикционный привод с гибким тяговым органом, например, со стальным проволочным канатом 3 (рис. 3.17, б) или с узкими ремнями по аналогичной схеме установки. Грузы средней массы, для которых требуется более высокое тяговое усилие, транспортируют с меньшими скоростями при помощи одной общей цепи 4, звездочек 5, закрепленных на роликах, и натяжных промежуточных звездочек 6 (рис. 3.17, в). Для перемещения тяжелых грузов применяют цепные передачи 7 (рис. 3.17, г) от ролика к ролику. Цепные роликовые конвейеры имеют высокую стоимость, отличаются сложностью монтажа и эксплуатации, для них необходимо использовать пластинчатые приводные цепи с шагом 12,7 и 25,4 мм.

Особое место занимают конвейеры с индивидуальным приводом ролика, состоящим из электродвигателя 8 и редуктора 9 (рис. 3.17, д). Ролики 10 изготавливают из толстостенных труб или из кованных заготовок, рассчитанных на восприятие больших динамических нагрузок. В СССР выпускают специальные асинхронные короткозамкнутые электродвигатели, предназначенные для работы при тяжелом режиме с большим числом включений. Частота вращения вала таких двигателей регулируется изменением

частоты тока в пределах 10 ... 70 Гц. Мощность электродвигателя определяется по средним затратам энергии на отдельном ролике. Потери складываются из моментов от сил сопротивления вращению ролика вхолостую

$$M_x = 0,5G_p d_{pf},$$

внешней нагрузки

$$M_{гр} = N (0,5d_{pf} + \mu),$$

скольжения ролика под остановленным грузом (для накопительных роликовых конвейеров)

$$M_{ск} = 0,5ND_p f'_{ск},$$

где N — средняя нагрузка на ролик, принимаемая идентичной нагрузке для неприводных роликовых конвейеров; $f'_{ск}$ — коэффициент трения скольжения груза по роликам, $f'_{ск} = 0,1 \dots 0,15$ (для горячего проката 0,15 ... 0,2) при скоростях до 10 м/с; для трогания с места $f'_{ск} = 0,15$ (для горячего проката 0,3).

Эти зависимости позволяют получить приведенный к валу электродвигателя статический момент, а следовательно, и мощность. По передаточному числу привода u_0 , полному КПД передач $\eta_{п-р}$, общему числу роликов в групповом приводе z_p , числу роликов z'_p , работающих под нагрузкой, или z''_p , проскальзывающих под одним или несколькими грузами, можно найти полный статический момент от сил сопротивления

$$M_{ст} = (z_p M_x + z'_p M_{гр} + z''_p M_{ск}) \frac{1}{u_0 \eta_{пер}}. \quad (3.52)$$

Пусковой момент двигателя определяется по условию обеспечения полного разгона груза до скорости v с максимально возможным и постоянным ускорением j_{max} , ограничиваемым силой трения $m_{гр} j_{max} = G_{гр} f'_{ск}$, т. е. из условия (здесь $m_{гр}$ — масса груза) $j_{max} = f'_{ск} g$. Таким образом, для времени пуска $t_{п} = v/j_{max}$

$$M_{пуск} = M_{ст} + (1,1 \dots 1,2) \frac{J_1 \pi n_{дв}}{30 I_{п}} + \frac{(m_{гр} + z_p m_p) \pi D_p^2 n_{дв}}{4 \cdot 30 I_{п} u_0^2 \eta_{пер}}, \quad (3.53)$$

где J_1 — момент инерции масс частей, вращающихся на быстроходном валу механизма; $n_{дв}$ — частота вращения двигателя, об/мин; u_0 — передаточное число механизма, передающего вращение от вала двигателя ролику диаметром D_p .

Для конвейеров с постоянной подачей груза мощность (кВт) двигателя можно определить по приближенной зависимости через производительность Q (т/ч), длину горизонтальной проекции трассы L_r (м), высоту подъема H (м) и вес вращающихся частей ролика G_p (Н):

$$P = \left(\frac{QgH}{3600} + \frac{QgL_r \omega'}{3600} + \frac{z_p G_p \omega'' v}{1000} \right) \frac{1}{\eta_{пер}}, \quad (3.54)$$

где $\omega' = (f d_{п} \pm 2\mu)/D_p$ — коэффициент сопротивления подшипников вращению и качению груза по роликам; $\omega'' = f d_{п}/D_p$ — коэффициент сопротивления подшипников вращению.

3.5. ИНЕРЦИОННЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

3.5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Инерционные конвейеры относятся к группе машин непрерывного транспорта без тягового органа и служат для перемещения сыпучих и штучных грузов по днищу колеблющегося в заданном направлении желоба или трубы. Закономерности движения груза и выбор типа конвейера зависят от характера и направления движения желоба, от амплитуды и частоты его колебаний. Если желоб конвейера колеблется с малой амплитудой $A = 0,5 \dots 15$ мм и большой частотой $\nu = 400 \dots 3000$ 1/мин, сообщая грузу за время одного периода колебаний перемещение вместе с желобом, скольжение по желобу и свободный полет (подбрасывание), то такой конвейер называют вибрационным. Конвейеры со значительной амплитудой $A = 10 \dots 150$ мм и малой частотой колебаний желоба $\nu = 40 \dots 400$ 1/мин, не вызывающих подбрасывания груза, называют качающимися. Простота и малогабаритность конструкции, отсутствие трущихся и изнашивающихся частей в элементах машины, удобство загрузки и разгрузки, возможность герметизации рабочего органа и нанесения на него защитных покрытий, безопасное использование для горячих, абразивных, химически агрессивных, радиоактивных, токсичных и легкоповреждаемых грузов, совмещение транспортирования с технологическими операциями (подсушиванием, охлаждением, разделением груза по фракциям) предопределили широкое применение инерционных конвейеров.

Впервые инерционные конвейеры в виде качающихся желобов были применены в конце прошлого столетия для грохочения грузов. Затем в горнорудной промышленности стали использовать качающиеся конвейеры. В настоящее время наибольшее распространение получили вибрационные конвейеры, которые во многих случаях полностью заменили качающиеся конвейеры и могут быть с успехом использованы вместо винтовых, скребковых и других машин непрерывного транспорта.

Благодаря режиму работы с подбрасыванием частиц груза желоба вибрационных конвейеров мало изнашиваются при транспортировании даже сильно абразивных грузов. Следует также отметить их относительно небольшую энергоемкость (на 1 м длины желоба при производительности 1 т/ч затрачиваемая мощность составляет 0,004 ... 0,011 кВт) и возможность создания уравновешенных машин, не передающих динамических нагрузок на фундамент. Вибрационные конвейеры отличаются простотой автоматизации работы и регулирования режима, они особенно удобны при дозированной подаче груза. Вибрационные конвейеры применяют в горной, химической и металлургической промышленности, промышленности строительных материалов, машино- и приборостроении, для транспортирования сыпучих (от пылевидных до крупнокусковых) и штучных грузов. Их часто используют

в качестве питателей для сыпучих грузов и загрузочных устройств для мелких деталей. Качающиеся конвейеры находят применение при транспортировании горелой выбитой земли и мелких отливок, а также на предприятиях пищевой промышленности при доставке продуктов с повышенной хрупкостью или плохой воздухопроницаемостью (например, муки).

Вибрационные конвейеры транспортируют грузы в горизонтальном, пологонаклонном и вертикальном (по винтовому желобу) направлениях. Длина конвейера обычно не превышает 60 м (редко 100 м), производительность 400 м³/ч (3000 т/ч для питателей). У вибрационных конвейеров — элеваторов высота подъема достигает 6 ... 12 м, а производительность 20 м³/ч. Максимальная скорость транспортирования для кусковых и зернистых грузов составляет 0,5 ... 0,6 м/с, для пылевидных — 0,2 м/с, а угол наклона (подъема) желоба не превышает 12°.

Общими недостатками инерционных конвейеров является передача динамических нагрузок на фундамент, невозможность транспортирования липких грузов, заметное снижение производительности при транспортировании с подъемом. При увеличении угла наклона желоба на 1° производительность снижается на 3 ... 5 %.

Современные исследования в области вибрационных конвейеров направлены на увеличение длины конвейера на один привод, на создание уравновешенных конвейеров, не передающих динамические нагрузки на фундамент, и конвейеров для горячих грузов с температурой до 1000 °С, на оптимизацию режимов движения желоба.

Технические требования на горизонтальные и пологонаклонные вибрационные конвейеры приведены в ГОСТ 11732—78. Их ресурс до первого капитального ремонта по упругим связям и приводу не должен быть меньше 8000 ч, а уровень шума при работе не должен превышать 85 дБА.

3.5.2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ ЖЕЛОБА ВИБРАЦИОННОГО КОНВЕЙЕРА

Рабочий орган вибрационного конвейера в виде открытого желоба или трубы, свободно подвешенный на упругих связях к неподвижным опорам (подвесная конструкция) или установленный с помощью рессор на фундаменте (опорная конструкция), совершает в наиболее распространенных случаях прямолинейные гармонические колебания. При этом линия действия возмущающей силы привода, совмещаясь с линией направления колебаний, должна обязательно проходить через центр масс (ЦМ) колебательной системы конвейера.

Желоб 2 опорного конвейера (рис. 3.18), установленный на упругие рессоры 4, под действием привода 1 (на схеме эксцентри-

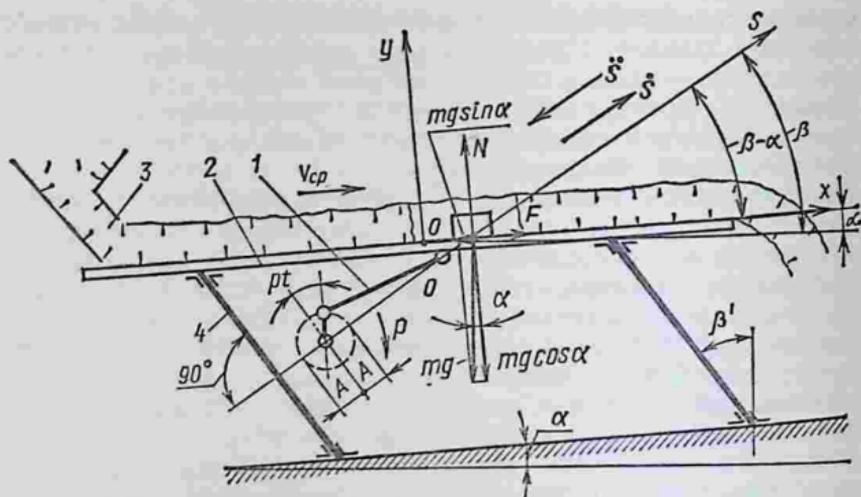


Рис. 3.18. Схема опорного вибрационного конвейера

кового) колеблется в направлении S . Подаваемый через загрузочное устройство 3 груз, получая импульсы, за каждое колебание желоба совершает небольшое продвижение вперед. Из суммы множества таких перемещений составляется общее перемещение материала вдоль желоба с некоторой средней скоростью v_{cp} .

Полное колебание желоба состоит из прямого и обратного хода и соответствует одному повороту эксцентрика, вращающегося с угловой частотой p (1/с). Прямой ход желоба совпадает с требуемым направлением движения материала, а обратный — противоположен ему. Поэтому закон движения желоба должен быть таким, чтобы и при обратном ходе груз мог совершать хотя бы некоторое передвижение вперед.

Характер и параметры движения груза зависят от его гранулометрического состава, объемной массы, газопроницаемости, от взаимодействия между частицами и высоты слоя, закона колебаний желоба и других факторов. Аналитический учет всех этих факторов очень сложен и практически неосуществим. Поэтому исследование движения груза на колеблющемся желобе обычно проводится для единичной изолированной от других частицы. Результаты исследования переносят на движение слоя сыпучего груза с поправками на основе экспериментальных коэффициентов. Рассчитанные аналитически параметры конвейера могут быть уточнены в процессе регулирования и доводки машины до рабочего состояния.

Для обеспечения движения желоба в любой фазе вдоль прямой линии длина опор или подвесных тяг должна быть достаточно большой, а амплитуда колебаний соответственно малой. В этом случае колебания желоба близки к гармоническим и могут быть

описаны известными функциями для перемещения S , скорости \dot{S} и ускорения \ddot{S} :

$$\begin{aligned} S &= A \sin pt; \quad \dot{S} = Ap \cos pt; \\ \ddot{S} &= -Ap^2 \sin pt, \end{aligned} \quad (3.55)$$

где A , Ap , Ap^2 — амплитуды перемещения, скорости и ускорения; p — угловая частота колебаний или угловая скорость кривошипа (эксцентрика); pt , t — фазовый угол и время.

К параметрам, характеризующим колебания, также относятся частота (техническая) ν и период колебаний T желоба: $\nu = p/(2\pi)$; $T = 1/\nu$.

При исследовании закономерностей движения материальной частицы ее размеры, форма и упругие свойства для упрощения задачи не учитываются, а желоб рассматривается как абсолютно жесткое тело с шероховатой рабочей поверхностью. На работающем конвейере частица может находиться в различных состояниях движения относительно желоба: лежать на нем неподвижно, скользить по нему вперед или назад, быть в состоянии микрополета. Согласно расчетной схеме (см. рис. 3.18) дифференциальные уравнения, описывающие все состояния движения частицы в подвижной системе координат xOy , жестко связанной с колеблющейся поверхностью (желобом), имеют вид

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= m\ddot{S} \cos(\beta - \alpha) - mg \sin \alpha + F; \\ m\ddot{y} &= m\ddot{S} \sin(\beta - \alpha) - mg \cos \alpha + N, \end{aligned} \quad (3.56)$$

где m — масса частицы; β и α — углы наклона линии колебаний (вibrаций) и плоскости желоба к горизонту; g — ускорение свободного падения; F — сила трения (сопротивления движению) частицы о желоб; N — нормальная реакция со стороны желоба.

Кроме того, сила трения частицы о желоб (при $y = 0$) равна

$$F = \begin{cases} -f_v N & \text{при } \dot{x} > 0; \\ f_v N & \text{при } \dot{x} < 0; \\ \pm f_{0v} N & \text{при } \dot{x} = 0, \end{cases} \quad (3.57)$$

где f_v и f_{0v} — коэффициенты внешнего трения частицы о желоб при скольжении и покое, принимаемые в простейшем случае одинаковыми, т. е. $f_v \approx f_{0v}$.

При $y = 0$ частица находится на желобе, а нормальная реакция

$$N = mg \cos \alpha - m\ddot{S} \sin(\beta - \alpha) > 0. \quad (3.58)$$

В начале прямого хода или цикла желоб движется с возрастающим замедлением. Скорость частицы увеличивается, давление частицы на желобе уменьшается. В какое-то мгновение давление становится равным нулю, и частица, оторвавшись от желоба, совершает микрополет в направлении перемещения. Для момента отрыва частицы ($t = t_{от}$, $N = 0$) наступит равновесие

действующих на частицу сил в проекции на ось Oy . Отсюда на основании уравнений (3.55) и (3.58)

$$\sin pt_{от} = \frac{g \cos \alpha}{Ap^2 \sin(\beta - \alpha)} = \lambda. \quad (3.59)$$

Коэффициент λ является безразмерным. Он связывает в одной зависимости основные параметры вибрационного конвейера: угол наклона желоба α , угол наклона линии направления колебания β , амплитуду и частоту. Часто вместо λ используют его обратную величину — коэффициент режима работы $\Gamma = 1/\lambda$ (ВНИИПТмаш).

По значению коэффициента λ в упрощенных расчетах можно найти время отрыва частицы и перемещение желоба с начала цикла движения. В этом случае в момент отрыва скорость частицы $v_{от}$ и скорость желоба $\dot{S}_{от}$ в направлении линии колебаний допускается принимать одинаковыми. В проекции на направление оси Oy с учетом выражения (3.59) уравнение этих скоростей имеет вид

$$v_{отy} = \dot{S}_{отy} = Ap \cos(pt_{от}) \sin(\beta - \alpha) = Ap \sqrt{1 - \lambda^2} \sin(\beta - \alpha),$$

где $\dot{S}_{отy}$ — проекция на ось Oy скорости желоба в момент отрыва частицы.

Из теоретической механики известна зависимость, описывающая перемещение тела, брошенного под углом β к горизонту. В проекции на ось Oy уравнение перемещения частицы без учета сопротивления воздуха для изменения времени от $t = t_{от}$ будет иметь вид

$$y_{от} = v_{отy}(t - t_{от}) - g \cos \alpha \frac{(t - t_{от})^2}{2}.$$

С начала цикла до отрыва частицы желоб пройдет расстояние $S_{от} = A \sin pt_{от}$. Если принять, что частица перемещалась вместе с желобом без скольжения, то ее путь по оси Oy до момента времени $t = t_{от}$

$$S_{отy} = A \sin(pt_{от}) \sin(\beta - \alpha).$$

Положение частицы по оси Oy в момент ее падения t_n определяется из уравнения

$$y_n = S_{отy} + y_{от} = A \sin(pt_{от}) \sin(\beta - \alpha) + Ap \sqrt{1 - \lambda^2} (t_n - t_{от}) \times \\ \times \sin(\beta - \alpha) - g \cos \alpha \frac{(t_n - t_{от})^2}{2}.$$

После преобразований этого выражения получим

$$y_n = A \sin(\beta - \alpha) [\lambda + \sqrt{1 + \lambda^2} (pt_n - pt_{от}) - 0,5\lambda (pt_n - pt_{от})^2].$$

Для времени t_n положение желоба можно найти из равенства

$$S_{ny} = A \sin(pt_n) \sin(\beta - \alpha).$$

Так как положения желоба и частицы для момента времени t_n в упрощенных расчетах принимают совпадающими, то $y_n = S_{ny}$, а следовательно,

$$A \sin(pt_n) \sin(\beta - \alpha) = A \sin(\beta - \alpha) [\lambda + \sqrt{1 + \lambda^2} (pt_n - pt_{от}) - 0,5\lambda (pt_n - pt_{от})^2]$$

или

$$\sin pt_n = \lambda + \sqrt{1 - \lambda^2} (pt_n - pt_{от}) - 0,5\lambda (pt_n - pt_{от})^2. \quad (3.60)$$

Трансцендентное уравнение (3.60) решают графически (рис. 3.19) при различных значениях λ отдельно для $pt_{от}$ и pt_n .

Для вибрационных конвейеров возможен режим работы с одними подбрасываниями частицы. При этом время полета частицы равно времени T одного или нескольких циклов колебаний. При $pt_n - pt_{от} = 2\pi$, $\sin pt_n = \sin pt_{от} = \lambda$ значение безразмерного параметра согласно выражению (16.6) составит

$$\lambda = 1/\sqrt{\pi^2 + 1} \approx 0,3.$$

Режимы с продолжительностью полета в один и два периода ($\lambda = 0,157$) не пригодны при транспортировании тяжелых крупнокусковых и штучных грузов из-за появления значительных ударных нагрузок на желоб и повышенного уровня шума.

Согласно исследованиям, проведенным во ВНИИПТмаше, для вибрационных конвейеров с эксцентриковым приводом в среднем $\lambda = 0,35 \dots 0,7$, а для конвейеров с центробежным и электромагнитным приводами $\lambda = 0,3 \dots 0,5$. При $\lambda \geq 1$ вибрационный конвейер работает в режиме без подбрасывания груза, как качающийся конвейер.

Для уточненных расчетов необходимо использовать основные уравнения движения с последующим их интегрированием. Подставляя в уравнения (3.56) для $y = 0$ выражения (3.57), получаем зависимость, описывающую скольжение частицы по желобу.

При отрицательном направлении скорости частицы ($\dot{x} < 0$) и $\beta_1 = \beta - \alpha$ (см. рис. 3.18)

$$m\ddot{x} = m\dot{S} \cos \beta_1 - mg \sin \alpha + f_n (mg \cos \alpha - m\dot{S} \sin \beta_1).$$

Учитывая, что $f_n = tg \varphi_n$, где φ_n — угол внешнего трения груза о желоб, получаем

$$\ddot{x} = \dot{S} \frac{\cos(\beta_1 + \varphi_n)}{\cos \varphi_n} - g \frac{\sin(\alpha - \varphi_n)}{\cos \varphi_n}. \quad (3.61)$$

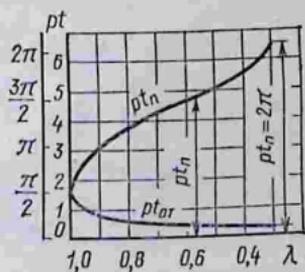


Рис. 3.19. Кривые, характеризующие положения желоба в момент отрыва частицы $t_{от}$ и ее падения t_n

или

$$v_x = Ap \cos(pt_{от}) \cos(\beta - \alpha) - g(t - t_{от}) \sin \alpha.$$

Скорости частицы и желоба при падении частицы на желоб для $t = t_n$

$$v_{nx} = Ap \cos(pt_{от}) \cos(\beta - \alpha) - g(t_n - t_{от}) \sin \alpha;$$

$$\dot{S}_{nx} = Ap \cos(pt_n) \cos(\beta - \alpha).$$

В приближенных расчетах скольжение частицы по желобу после ее неупругого падения можно не учитывать, кроме того, принято считать, что выравнивание скоростей в проекции на направление желоба происходит мгновенно. В результате этих приближений легко найти среднюю скорость движения частицы груза за одно полное колебание желоба как сумму средних значений для каждого из двух движений:

$$v_{cp} = \frac{1}{2T} [(\dot{S}_{отx} + v_{nx})(t_n - t_{от}) + (\dot{S}_{nx} + \dot{S}_{отx})(T - t_n + t_{от})]. \quad (3.64)$$

Полученные выражения позволяют выполнить ориентировочный расчет вибрационного конвейера. При заданных α , β , v , p , λ по графику (см. рис. 3.19) находят $pt_{от}$ и pt_n , затем определяют $t_{от}$ и t_n из формулы (3.59) амплитуду A :

$$t_{от} = \frac{pt_{от}}{2\pi v}; \quad t_n = \frac{pt_n}{2\pi v}; \quad A = \frac{g \cos \alpha}{(2\pi v)^2 \lambda \sin(\beta - \alpha)}.$$

Для нахождения скорости транспортирования слоя груза используют формулу В. А. Баумана

$$v_{cp} \approx (k_1 \mp k_2 \sin \alpha) Ap \cos \beta \sqrt{1 - \lambda^2}, \quad (3.65)$$

где k_1 и k_2 — эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств груза, значения которых, по данным ВНИИПТмаша, при влажности до 5% равны:

Размер частиц груза, мм	5 ... 200	0,5 ... 5,0	0,1 ... 0,5	Менее 0,1
k_1	0,9 ... 1,1	0,8 ... 1,0	0,4 ... 0,5	0,2 ... 0,5
k_2	1,5 ... 2,0	1,6 ... 2,5	1,8 ... 3,0	2,0 ... 5,0

Знак «минус» в скобках формулы (3.65) ставят для конвейеров, подающих груз при наклоне вверх, знак «плюс» — при наклоне вниз.

Производительность вибрационных конвейеров рассчитывают по формуле (1.36); при этом коэффициент заполнения для открытых желобов $\psi = 0,6 \dots 0,9$; для прямоугольных труб $\psi = 0,6 \dots 0,8$; для круглых труб $\psi = 0,5 \dots 0,6$. Меньшие значения принимают для мелкодисперсных грузов. Наибольшая производительность обеспечивается при транспортировании однородных сухих порошкообразных, зернистых и мелкокусковых грузов. Перемещение пылевидных грузов и грузов с достаточно большим содержанием пыли затруднено благодаря проявляющемуся действию сопротивления воздуха, влияющему на скорость полета как отдельных частиц, так и всего слоя груза. В этой связи для транспортирования пылевидных грузов рекомендуется

применять вибрационные конвейеры с эксцентриковым приводом и увеличенной до 12 ... 15 мм амплитудой колебаний при частоте не выше 500 ... 400 1/мин. Для однородных кусковых грузов скорость транспортирования практически не зависит от высоты слоя. Высота слоя пылевидных и зернистых грузов должна находиться в пределах 50 ... 100 мм.

3.5.4. ОБЩИЕ ОСНОВЫ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ВИБРАЦИОННОГО КОНВЕЙЕРА. МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Вибрационный конвейер представляет собой динамическую систему с одной или несколькими колеблющимися массами (степенями свободы), соединенными с основанием или между собой упругими связями (рессорами, пружинами, резиннометаллическими звеньями), и приводом, обеспечивающим необходимую для устойчивых колебаний возмущающую силу. Тип привода и режим движения существенно влияют на усилия в звеньях, на расход энергии и устойчивость работы системы, динамические параметры которой рассчитывают на основе совместного анализа движения грузонесущего органа и привода как единого целого.

На рис. 3.21, а на примере простейшего одномассного вибрационного конвейера с кинематически жестким эксцентриковым приводом показана расчетная схема машины. Для динамического расчета одномассных конвейеров с одной степенью свободы эту схему обычно преобразуют в динамическую расчетную схему (рис. 3.22), которая может быть использована для конвейеров с любым типом привода. Согласно последней схеме приведенная масса конвейера m колеблется в направлении S под действием возмущающей силы привода $F(t)$. Движению желоба препятствует сила сопротивления упругих связей $F(c, \mu)$. Так как она достигает 85 ... 90 % суммы всех сил сопротивлений, внешние силы сопротивления движению груза по желобу в динамическом расчете учитывают поправочным коэффициентом. Приведенная масса колеблющихся частей

$$m = m_{ж} + k_{гр} m_{гр},$$

где $m_{ж}$ — масса желоба и других соединенных с ним частей; $k_{гр} = 0,1 \dots 0,25$ — коэффициент приведения массы груза к массе желоба; $m_{гр}$ — масса груза, входящего на желоб.

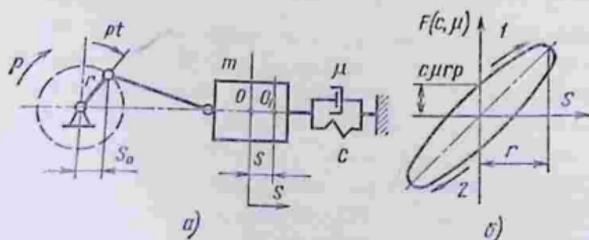


Рис. 3.21. Расчетные схемы вибрационного конвейера с кинематически жестким эксцентриковым приводом:
а — общая расчетная; б — нагрузочно-разгрузочная диаграмма упругих связей (1 — нагружение; 2 — разгрузочное)

Для упруговязких связей в общем случае принимают гипотезу вязкого трения:

$$F(c, \mu) = cS + c\mu\dot{S}, \quad (3.66)$$

где c — жесткость упругих связей; μ — фактор внутреннего трения (для резины $\mu = 0,001$ с).

На основании принципа Даламбера уравнение движения приведенной массы имеет вид

$$m\ddot{S} = F(t) - F(c, \mu). \quad (3.67)$$

Совместное решение уравнений (3.66) и (3.67) дает уравнение движения в виде, удобном для анализа и расчета одномассных вибрационных конвейеров с любым типом привода:

$$m\ddot{S} + c\mu\dot{S} + cS = F(t). \quad (3.68)$$

Определение сил сопротивлений в упругих связях является сложной и самостоятельной задачей для каждого типа привода и конвейера. Для приближенного расчета мощности (кВт) приводного электродвигателя, который, как правило, выбирают с повышенным пусковым моментом, можно рекомендовать обобщенные формулы (ВНИИПТмаш), приведенные к системе единиц СИ:

для конвейеров длиной $L \leq 10$ м

$$P \approx c_{\text{ТР}} Qg (k_3 L + H/0,36) \eta_0^{-1} \cdot 10^{-4}; \quad (3.69)$$

для конвейеров длиной $L > 10$ м

$$P \approx c_{\text{ТР}} Qg [10k_3 + (L - 10)k_4 + H/0,36] \eta_0^{-1} \cdot 10^{-4}, \quad (3.70)$$

где $c_{\text{ТР}}$ — коэффициент транспортабельности груза; для кусковых и зернистых грузов (песка, угля, шлака, зерна) $c_{\text{ТР}} = 1$; для порошкообразных $c_{\text{ТР}} = 1,5$ и пылевидных (цемента, огарка, апатита) $c_{\text{ТР}} = 2$; Q — массовая производительность, т/ч; g — ускорение свободного падения, м/с²; k_3 и k_4 — коэффициенты удельных затрат мощности при транспортировании 1 т груза на длину 1 м, Вт; H — высота подъема груза, м; η_0 — коэффициент полезного действия механизмов привода.

3.5.5. ОСОБЕННОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ КОНВЕЙЕРОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ И ИХ ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Вибрационные конвейеры, как уже отмечалось ранее, разделяют на свободно подвешенные на упругих подвесках (амортизаторах) или опорные на стойках — рессорах, а также на уравновешенные и неуравновешенные.

Упругие элементы конвейеров могут иметь различную настройку. У конвейеров резонансного типа частота p возмущающей силы равна или близка к частоте p_1 собственных колебаний (обычно $0,85 < p/p_1 < 1,1$). Благодаря этому установившийся режим

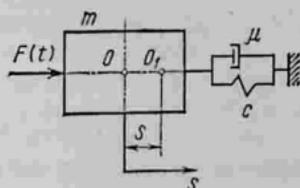


Рис. 3.22. Динамическая расчетная схема одномассного вибрационного конвейера с одной степенью свободы для привода любого типа

конвейера характеризуется малым потреблением энергии. Недостатки, возникающие при работе в резонансных условиях, заключаются в повышении энергоемкости конвейеров при отклонениях фактической нагрузки от расчетной и при пуске конвейера.

Резонансную настройку используют на средних и тяжелых конвейерах, для пуска которых часто применяют специальные двигатели, отключаемые после выхода на установившийся режим работы. При зарезонансной настройке ($p > p_1$), применяемой для конвейеров опорной и подвесной конструкции легкого типа, мощность пуска значительно снижается, а расход энергии для установившегося режима оказывается повышенным. Недостатком этой настройки является существенное увеличение нагрузок на упругие элементы в момент перехода через резонанс. Дорезонансная настройка ($p < p_1$) применяется редко.

Характер работы и способ расчета вибрационных конвейеров во многом предопределяются типом привода. Наибольшее распространение имеют эксцентриковые, центробежные и электромагнитные приводы.

Вибрационный конвейер с эксцентриковым приводом (см. рис. 3.18, 3.21 и 3.22) относится к опорным конвейерам с упругими стойками или рессорами. При обеспечении кинематической жесткости привода эти машины работают в режиме, близком к резонансному, сохраняя стабильность амплитуды, определяемой радиусом кривошипа. Вместе с тем они характеризуются широким диапазоном значений амплитуды (до 15 мм) и могут транспортировать любой груз, в том числе и пылевидный. Опорные конвейеры с эксцентриковым приводом имеют широкое распространение, длина их достигает 30 ... 35 м, а ширина желоба равна 200 ... 1000 мм для труб $D = 160 \dots 400$ м.

Для рассчитываемого вибрационного конвейера с кинематически жестким приводом проекция перемещения конца радиуса кривошипа на направление колебаний $S_0 = r \sin pt$ (здесь r — амплитуда колебаний), а перемещение приведенной массы $S = S_0$ и $A = |S_{\max}| = r$. Таким образом, уравнению (3.68) удовлетворяет частное решение

$$S = r \sin pt, \quad (3.71)$$

но при условии, что возмущающая сила привода

$$F(t) = F \sin(pt + \theta), \quad (3.72)$$

где F — амплитуда возмущающей силы; θ — угол сдвига фаз между направлениями перемещения S и силы F .

Подставив S , \dot{S} , \ddot{S} и $F(t)$ из уравнения (3.72) в зависимость (3.68), получим

$$-mrp^2 \sin pt + c_1 r p \cos pt + cr \sin pt = F \sin(pt + \theta).$$

После преобразований рассматриваемое выражение становится тождеством

$$(-mrp^2 + cr - F \cos \theta) \sin pt + \\ + (c\mu r p - F \sin \theta) \cos pt = 0.$$

Последнее тождество справедливо только при равенстве нулю множителей при синусе и косинусе, т. е.

$$F \cos \theta - cr + mrp^2 = 0;$$

$$F \sin \theta - c\mu r p = 0.$$

Решение системы двух уравнений дает

$$F = r \sqrt{(c - mp^2)^2 + c^2 \mu^2 p^2}; \quad \theta = \operatorname{arctg} \frac{c\mu p}{c - mp^2}. \quad (3.73)$$

Амплитуда силы будет иметь минимальное значение при угловой скорости кривошипа привода p , равной частоте собственных колебаний p_1 упругой системы приведенной массы m ,

$$p \approx p_1 = \sqrt{c/m}.$$

В этом случае при угле сдвига фаз $\theta = \pi/2$

$$F = F_{\min} \pm c\mu r \sqrt{c/m}.$$

Для получения $F = F_{\min}$ приведенная масса должна быть постоянной ($m = \text{const}$), что в реальных условиях работы является труднодостижимым из-за неравномерности подачи груза на желоб через загрузочное устройство.

В упругих связях конвейеров при работе происходит рассеивание энергии. Значение этой энергии за один цикл установившихся колебаний характеризуется площадью эллиптической петли гистерезиса нагрузочно-разгрузочной диаграммы (рис. 3.21, б). Так как

$$S = r \sin pt; \quad \dot{S} = r p \cos pt,$$

получаем

$$S^2 + \dot{S}^2 \cdot 1/p^2 = r^2 \quad \text{и} \quad \dot{S} = \pm r p \sqrt{1 - S^2/r^2}.$$

Тогда

$$F(c, \mu) = cS \pm c\mu r p \sqrt{1 - S^2/r^2}. \quad (3.74)$$

Энергия рассеивания за цикл колебаний

$$\begin{aligned} \mathcal{E} &= \int_{-r}^r F(c, \mu) dS - \int_{-r}^r F(c, \mu) dS = \\ &= \int_{-r}^r (cS + c\mu r p \sqrt{1 - S^2/r^2}) dS - \\ &- \int_{-r}^r (cS - c\mu r p \sqrt{1 - S^2/r^2}) dS = \pi c \mu p r^2, \end{aligned}$$

где стрелка слева направо означает процесс нагружения, а справа налево — разгружения.

Мощность (кВт) на валу кривошипа

$$P_{\text{в}} = (\mathcal{E}/T) 10^{-3} = 0,5c_{\text{ц}} p^2 r^2 \cdot 10^{-3}, \quad (3.75)$$

где $T = 2\pi/p$ — период вынужденных колебаний или время одного полного поворота кривошипа; c — жесткость упругих связей, Н/м.

При работе опорных вибрационных конвейеров фундамент воспринимает значительные динамические нагрузки. Для устранения этого существенного недостатка применяют системы, состоящие из желоба и уравнивающей противомассы (рамы) или из двух соединенных между собой упругими связями и шарнирными коромыслами параллельно работающих труб. В качестве соединительных элементов используют резинометаллические блоки и втулки. Уравнивающие друг друга трубы колеблются со смещением фаз на угол 180° . При эксплуатации этих конвейеров важно соблюдать постоянство уравновешенных масс. Небольшое отклонение от уравновешенности из-за возможности изменения подачи груза на желоба приведет к возникновению нагрузок на фундамент. Это обстоятельство должно быть учтено расчетом на худший вариант работы.

Двухмассную систему ($2m$) с кинематически жестким приводом при полной уравновешенности допускается рассматривать как одномассную, причем S (направление колебаний) считается перемещением одной массы m относительно другой; тогда уравнение движения системы примет вид

$$m\ddot{S} + c_{12}\mu_{12}\dot{S} + c_{12}S = F \cos(pt - \theta_0), \quad (3.76)$$

где c_{12} и μ_{12} — жесткость и фактор внутренних сопротивлений в упругих связях, соединяющих массы труб; F — амплитуда возмущающей силы; θ_0 — угол сдвига фаз между возмущающей силой и возмущающим перемещением.

Уравновешенные двухтрубные конвейеры могут иметь большую длину (до 100 м) при малом расходе энергии. В СССР предусмотрено изготовление двухтрубных конвейеров длиной до 50 м, диаметром 160 ... 400 мм и производительностью 12 ... 125 м³/ч.

Вибрационный конвейер с центробежным приводом, показанный на рис. 3.23, а, имеет одномассную подвесную конструкцию. Труба 4 (желоб), свободно подвешенная на упругих связях 1, получает колебания от жесткого прикрепленного к ней сдвоенного самобалансного центробежного вибратора 3. На случай обрыва упругих подвесок предусмотрены подхватывающие предохранительные пояса 6. Место расположения привода выбрано таким, что линия действия возмущающей силы пересекает центр масс (ЦМ) всей системы, исключая тем самым возможность дополнительного покачивания трубы, нарушающего нормальный гармонический закон движения. Малая жесткость подвесок (амортизаторов) обеспечивает зарезонансную настройку системы и

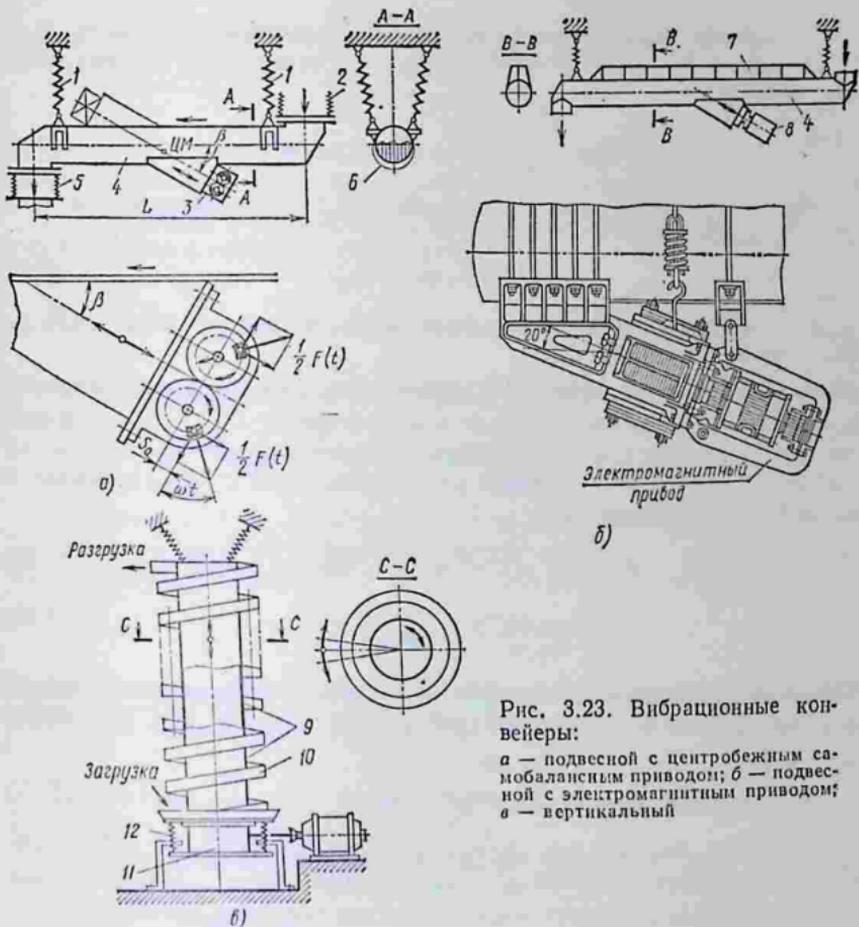


Рис. 3.23. Вибрационные конвейеры:

а — подвесной с центробежным самобалансным приводом; б — подвесной с электромагнитным приводом; в — вертикальный

исключает передачу больших динамических нагрузок на опоры. Для загрузки и разгрузки применены гофрированные патрубки 2 и 5. При резонансном режиме работы частота вращения масс намного меньше частоты p_1 собственных колебаний системы.

Согласно динамической расчетной схеме (см. рис. 3.22 и 3.23, а) возмущающая сила, вызывающая колебания приведенной массы с учетом переносного (S) и относительного (S_0) движений, равна

$$F(t) = -m_0(\ddot{S}_0 + \ddot{S}), \quad (3.77)$$

где \ddot{S}_0 — составляющая центростремительного ускорения, являющегося результатом вращения каждой из двух масс $0,5m_0$ центробежного вибратора.

Так как относительное перемещение каждой из масс ($0,5m_0$) в направлении S равно $S_0 = r \sin \omega t$, то

$$\dot{S}_0 = r\omega \cos \omega t \quad \text{и} \quad \ddot{S}_0 = -r\omega^2 \sin \omega t,$$

где r — эксцентриситет дебалансов; ω — частота их вращения,

Используя выражения (3.68) и (3.77), можно получить уравнение движения желоба вибрационного конвейера с центробежным приводом

$$(m + m_0) \ddot{S} + c\mu \dot{S} + cS = m_0 r \omega^2 \sin \omega t. \quad (3.78)$$

Частное решение этого уравнения при установившихся колебаниях имеет вид

$$S = A \sin(\omega t - \varphi_S), \quad (3.79)$$

где A — амплитуда вынужденных колебаний системы; φ_S — угол сдвига фаз между перемещениями S и S_0 .

По аналогии с решением уравнения (3.68), дифференцируя выражение (3.79) и подставляя \dot{S} и \ddot{S} в формулу (3.78), получим тождество при равенстве нулю множителей при $\sin \omega t$ и $\cos \omega t$, откуда на основании решения двух уравнений с двумя неизвестными устанавливаем, что

$$A = m_0 r \omega^2 / \sqrt{\mu^2 c^2 \omega^2 + (c - m\omega^2 - m_0 \omega^2)^2}; \quad (3.80)$$

$$\varphi_S = \arctg \frac{\mu c \omega}{c - m\omega^2 - m_0 \omega^2}. \quad (3.81)$$

Амплитуда колебаний желоба, зависящая от частоты вращения дебалансов, имеет максимум при $\omega = p_1 = \sqrt{c/(m + m_0)}$, когда $\varphi_S = \pi/2$:

$$A_{\max} = m_0 r \omega / (\mu c). \quad (3.82)$$

Подставив частное решение в выражение (3.77) и преобразовав его к виду уравнения (3.72), получим

$$F(t) = m_0 [r\omega^2 \sin \omega t + A\omega^2 \sin(\omega t - \varphi_S)] = F \sin(\omega t - \psi). \quad (3.83)$$

Здесь амплитуда возмущающей силы и угол сдвига фаз ψ между силой и смещением дебалансов являются неизвестными. Если подставим в это уравнение выражения (3.80) и (3.81) и решим его таким же, как и ранее способом, получим искомые зависимости

$$F = m_0 r p^2 \sqrt{\frac{\mu^2 c^2 \omega^2 + (c - m\omega^2)^2}{\mu^2 c^2 \omega^2 + (c - m\omega^2 - m_0 \omega^2)^2}}; \quad (3.84)$$

$$\psi = \arctg \frac{m_0 c \mu \omega^3}{\mu^2 c^2 \omega^2 + (c - m\omega^2)(c - m\omega^2 - m_0 \omega^2)}. \quad (3.85)$$

Возмущающая сила привода имеет предельно большое значение при $\omega = p_1$. При увеличении частоты вращения она уменьшается и становится минимальной при $\omega = p = \sqrt{c/m}$.

За цикл колебаний работа возмущающей силы

$$W = \int_0^T F(t) \frac{dS}{dt} dt,$$

где $T = 2\pi/\omega$ — период или время одного оборота дебалансов.

Подстановка в подынтегральное выражение уравнения (3.83) и выражения (3.79) для dS/dt дает

$$W = FA\omega \int_0^{2\pi/\omega} \sin(\omega t - \psi) \cos(\omega t - \varphi_s) dt = \pi FA \sin(\varphi_s - \psi).$$

По известным зависимостям (3.80), (3.81), (3.84) и (3.85) можно найти

$$W = \frac{\pi c m_0^2 r^2 \omega^5}{\mu^2 c^2 \omega + (c - m\omega^2 - m_0\omega^2)^2}.$$

Мощность (кВт), необходимая для обеспечения работы вибрационного конвейера с самобалансным приводом при установившемся режиме, составит с учетом механического КПД передач

$$P = \frac{W}{1000T} = \frac{W\omega}{2\pi 1000}. \quad (3.86)$$

По данным ВНИИПТМАШа, при резонансной настройке можно определять амплитуду по приближенной формуле

$$A \approx (m_0/m) r.$$

Длина конвейера L зависит от прочности и жесткости трубы (желоба) и не превышает 4 ... 6 м.

Разработанный в СССР ряд конвейеров для труб диаметром 160 ... 400 мм имеет производительность 6 ... 50 м³/ч.

Центробежный (электромеханический) привод с двумя дебалансами на двух зацепленных друг с другом зубчатых колесах отличается рациональностью действия. Как видно из схемы, при равных массах дебалансов (по $0,5m_0$) поперечные силы взаимно уравновешиваются, а усилия вдоль линии колебаний суммируются. При использовании одной массы необходимо маятниковое крепление двигателя, исключаяющее передачу вредных поперечных усилий на желоб.

Простые по конструкции центробежные приводы изготавливают с диапазоном частот от 750 до 2800 1/мин. При малом уровне шума они отличаются невысоким сроком службы опорных подшипников.

Вибрационный конвейер с электромагнитным вибратором может иметь опорную или подвесную конструкцию желоба. Подвешенный желоб (рис. 3.23, б), усиленный продольной жесткой балкой 7, снабжен электромагнитным вибратором 8 в одно- или двухкратном исполнении с активной подвижной (якорь) и реактивной (индуктор) частями. Так как индуктор вибратора имеет

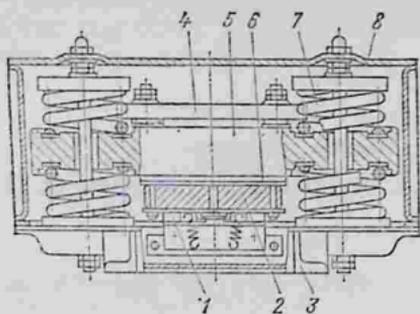


Рис. 3.24. Однотактный электромагнитный вибратор

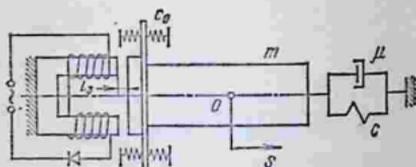


Рис. 3.25. Расчетная схема вибрационного конвейера с электромагнитным вибратором

значительную массу, конвейер необходимо рассматривать как двухмассную колеблющуюся систему. При использовании нескольких электромагнитных приводов вибрационный конвейер является многомассной динамической системой. Небольшие по размерам, массе и мощности (до 1 кВт) однотактные вибраторы применяют на конвейерах легкого типа. Мощные (от 8 кВт) двухтактные вибраторы с двумя якорями и общим индуктором большой массы (до 20 кг на 1 т производительности) устанавливают на питатели и конвейеры тяжелого типа производительностью 50... 650 т/ч.

Преимуществами электромагнитных вибраторов являются отсутствие трущихся и вращающихся частей, плавное регулирование производительности, а к недостаткам относятся малая амплитуда (0,5 ... 2 мм), исключающая транспортирование пылевидных грузов, и небольшая длина транспортирования на один вибратор (до 2,5 ... 6 м).

В качестве примера приведен порядок расчета конвейера с электромагнитным вибратором для простейшей одномассной машины. Она имеет однотактный электромагнитный вибратор (рис. 3.24), состоящий из неподвижного статора электромагнита 1 с обмотками 2, подключенными к сети тока через выпрямитель, якоря 5, жестко соединенного с желобом 3 конвейера через поперечину 6, снабженную упругими связями 7 и набором регулировочных масс 4, закрытых вместе с пружинами кожухом 8.

В соответствии с расчетной схемой (рис. 3.25) уравнение движения системы имеет вид

$$m\ddot{S} + \mu c\dot{S} + c_1 S = F(t), \quad (3.87)$$

где m — приведенная масса желоба, включающая массу якоря и регулировочную массу; $c_1 = c + c_0$ — приведенная жесткость системы, состоящая из жесткости c основных упругих связей и жесткости c_0 упругих связей вибратора.

Подстановка выражения для тягового усилия $F(t)$ в уравнение (3.87) с учетом синусоидального закона изменения тока и влияния переменного воздушного зазора l_a дает нелинейное дифференциальное уравнение движения, решение которого отличается сложностью. Для упрощения задачи предположим, что

переменный воздушный зазор равен некоторой средней постоянной величине. Тогда зависимость (3.87) принимает вид линейного неоднородного уравнения

$$m\ddot{S} + \mu c\dot{S} + c_1 S = F(1 + \cos 2p_T t), \quad (3.88)$$

где $F = k_F B_m^2 S_c / 2$ — постоянная составляющая возмущающей силы вибратора, Н; здесь $k_F = 3,98 \cdot 10^9$ — коэффициент пропорциональности; B_m — амплитуда магнитной индукции в зазоре (T); S_c — площадь поперечного сечения сердечника, м²; p_T — частота переменного тока.

Частное решение уравнения (3.88) имеет вид

$$S = A_0 + A_1 \cos(2p_T t - \varphi),$$

где $A_0 = F/c_1$ — постоянное смещение центра O масс массы m ; A_1 — амплитуда колебаний центра O ; φ — угол сдвига фаз между переменными составляющими смещения центра масс O и возмущающей силой:

$$A_1 = (F/m) \sqrt{(c_1/m - 4p_T^2)^2 + 4\mu^2 c^2 p_T^2 / m^2}; \quad (3.89)$$

$$\varphi = \arctg \frac{2\mu c p_T}{c_1 - 4m p_T^2}. \quad (3.90)$$

Резонанс в колеблющейся системе наступает при $p_T = 0,5 \sqrt{c_1/m}$.

Для тока промышленной частоты 50 Гц грузонесущий орган колеблется с удвоенной частотой (6000 1/мин), что в подавляющем большинстве случаев недопустимо. Для уменьшения частоты колебаний желоба до 3000 1/мин вводят однополупериодный выпрямитель 3 (см. рис. 3.25). Однако выпрямленное напряжение изменяет действие магнитного потока и характер движения желоба. Это движение описывается другим уравнением с возмущающей силой, представленной в виде тригонометрического ряда Фурье.

Вертикальный вибрационный конвейер (см. рис. 3.23, в) состоит из стальной трубы 9 и прикрепленного к ней спирального желоба 10. Желоб вместе с трубой подвешен сверху и снизу на упругих связях 12 малой жесткости. При работе одного или двух вибраторов 11 желоб одновременно совершает колебания по вертикали и крутильные колебания вокруг продольной оси трубы. Сыпучий груз, находящийся в спиральном желобе, под действием обоих видов колебаний перемещается поступательно вперед примерно так же, как и на наклонном вибрационном конвейере. Вертикальные конвейеры оборудуют электромагнитными или центробежными вибраторами. Высота конвейера не превышает 6... 12 м, а производительность — 20 м³/ч. Ширина винтового желоба составляет 100 ... 400 мм, угол подъема винтовой линии $\alpha_b = 4 \dots 8^\circ$.

3.5.6. ЭЛЕМЕНТЫ ВИБРАЦИОННЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Грузонесущими элементами вибрационных конвейеров являются трубы и желоба. Чаще всего используют круглые трубы, а для пылевидного материала трубы прямоугольного се-

чения. Желоба изготовляют сварными из листовой стали или профильного проката. Для транспортирования абразивных острокромочных грузов применяют износостойкую сталь. Толщину листов выбирают равной 3 ... 5 мм. Желоба больших по длине конвейеров составляют из секций длиной 4 ... 6 м при помощи фланцев и болтов. Загрузочные и разгрузочные отверстия имеют определенную длину: для труб не менее $1,5D$, а для прямоугольных желобов не менее $1,5B$.

Опоры-связи вибрационных конвейеров служат для поддержания желоба (подвешивания) и обеспечения колебаний в соответствии с динамическим расчетом. На конвейерах применяют плоские единичные рессоры (пластины) и пакеты (набор пластин). Поперечная жесткость пластин должна быть на несколько порядков меньше их продольной жесткости. В качестве амортизаторов и упругих связей используют детали, работающие на сдвиг, сжатие и кручение, и резинометаллические блоки. Резиновая часть блоков отличается высокой эластичностью и долговечностью. В конструкциях резинометаллических деталей необходимо обеспечить возможность свободной деформации резины, обладающей, как известно, несжимаемостью в замкнутом пространстве. Упругими связями могут быть также витые цилиндрические и плоские пружины. Для изготовления рессор и пружин выбирают специальные термообработанные стали 55С2, 60С2 и 60С2Н2А с допустимым напряжением изгиба $[\sigma_{из}] = 100 \dots 110$ МПа. Толщина рессорной стали $\delta = 2 \dots 6$ мм. Плоские рессоры рассчитывают на жесткость и прочность

$$c = \frac{12EJ_p}{l^3} k_{a.p}; \quad \sigma_{из} = \frac{3E\delta y_p}{l^2} k_{a.p},$$

где E — модуль упругости рессорной стали; J_p — момент инерции поперечного сечения рессоры; $k_{a.p}$ — коэффициент заделки рессоры (при $\delta = 4 \dots 6$ мм $k_{a.p} = 0,5 \dots 0,7$; при $\delta = 2 \dots 3$ мм $k_{a.p} = 0,8 \dots 0,9$); y_p — наибольший прогиб рессоры.

3.5.7. КАЧАЮЩИЕСЯ КОНВЕЙЕРЫ

Различают качающиеся конвейеры с постоянным и переменным давлением груза на желоб.

Конвейеры с постоянным давлением груза на желоб имеют различия в законах движения при прямом и обратном ходе. Желоб 1 конвейера (рис. 3.26) совершает возвратно-поступательное движение в горизонтальной плоскости на опорных катках 2 при помощи двухкривошипного привода 5. От электродвигателя и ременной передачи с постоянной частотой n (об/мин) вращается кривошип 3 радиусом r . От кривошипа и качающегося рычага 4 движение передается на шатун и связанный с ним желоб. В начале прямого хода (рис. 3.27, а) груз перемещается вместе с желобом ($\dot{S}_{ж} = v_p$, здесь $\dot{S}_{ж}$ и v_p — скорость соответственно желоба и груза), силы трения при этом удерживают груз в неподвижном

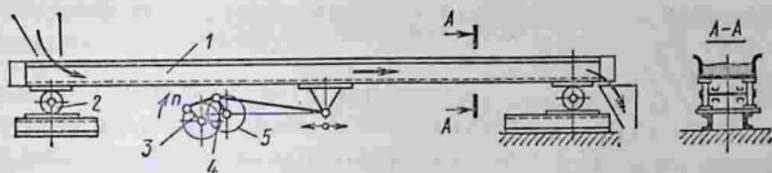


Рис. 3.26. Качающийся конвейер с постоянным давлением груза на желоб

относительно желоба состоянии, так как $\ddot{S}_{ж} < f_{в}g$ (здесь $f_{в}$ — коэффициент трения покоя).

В конце прямого хода ускорение желоба $\ddot{S}_{ж}$ изменяет знак и резко возрастает по абсолютному значению. Инерционные силы становятся больше сил трения ($\ddot{S}_{ж} > f_{в}g$), и груз, получив импульс, начинает скользить по желобу вперед (точка А). Скорость груза при постоянном сопротивлении линейно уменьшается и наконец становится равной скорости желоба (точка С). С этого момента груз опять движется вместе с желобом без скольжения. Так как часть пути желоба представляет собой обратный ход, необходимо стремиться к сокращению отрезка CD.

Перемещение груза за один цикл (период T) определяют графоаналитическим методом. За цикл работы желоба груз проходит расстояние $S_{г}$, равное заштрихованной на диаграмме площади $AKCBE_1A$, с учетом масштаба скорости μ_v и времени μ_t . Средняя скорость (м/с) перемещения груза по желобу $v_{ср} = S_{г}/60$ (обычно $v_{ср} < 0,2$ м/с). Ориентировочную мощность (кВт) привода можно определить по приближенной формуле $P_{д} \approx 1,4 \cdot 10^{-6} \sum mg$, где $\sum m$ — суммарная масса (т) груза, желоба, $2/3$ массы шатуна и $1/3$ массы катков.

Амплитуда этих конвейеров составляет $A = r = 50 \dots 150$ мм, частота вращения кривошипа $n = 40 \dots 85$ об/мин, ширина желоба $B = 20 \dots 1200$ мм и длина до 50 м.

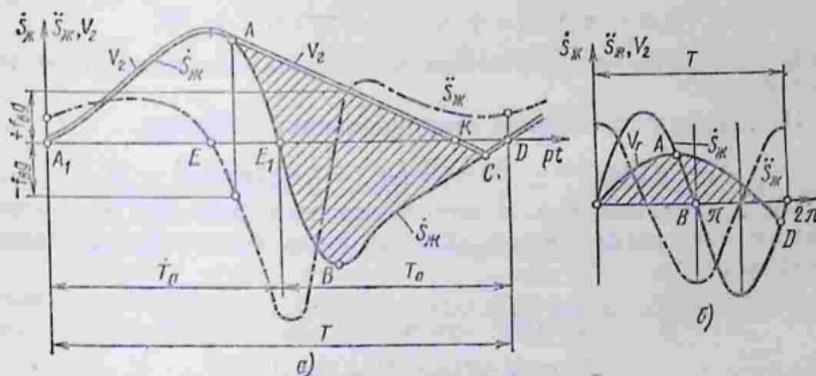
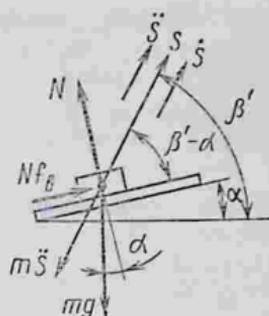


Рис. 3.27. Диаграммы изменения параметров для конвейера с давлением груза на желоб;

a — постоянным; б — переменным

Рис. 3.28. Схема сил, действующих на частицу груза при скольжении по желобу



Конвейеры с переменным давлением груза на желоб имеют такую же конструктивную схему, как и вибрационные конвейеры с эксцентриковым приводом (см. рис. 3.18). Их амплитуда и частота соответственно равны $A = r = 10 \dots 20$ мм и $\nu = 300 \dots 400$ 1/мин. Наклон упругих опорных стоек обеспечивает движение желоба под углом $20 \dots 30^\circ$ к горизонту.

Длину стоек и шатуна выбирают существенно больше радиуса кривошипа r , благодаря чему считают, что желоб перемещается поступательно и параллельно самому себе со скоростью, изменяющейся по закону, достаточно близкому к синусоидальному, т. е.

$$\dot{S} = pr \sin pt,$$

где p — частота колебаний, 1/с.

В этом случае ускорение желоба

$$\ddot{S} = d\dot{S}/dt = p^2 r \cos pt.$$

На частицу, которая согласно принципу действия конвейера может перемещаться вдоль желоба без подбрасывания, действуют силы тяжести mg (рис. 3.28), нормальная реакция N , силы трения $Nf_{\text{в}}$ и инерции $m\ddot{S}$. Сумма проекций всех сил, действующих на частицу в прямоугольной системе координат, ось Ox которой совпадает с осью желоба,

$$\begin{aligned} N &= mg \cos \alpha + m\ddot{S}_a \sin(\beta' - \alpha) = \\ &= m[g \cos \alpha + p^2 r \cos(pt) \sin(\beta' - \alpha)]; \end{aligned} \quad (3.91)$$

$$f_{\text{в}} N = mg \sin \alpha + m\ddot{S}_a = m(g \sin \alpha + \ddot{S}_a),$$

где \ddot{S}_a — абсолютное ускорение частицы при движении вдоль желоба; β' — угол наклона желоба.

Из совместного решения этих уравнений получим

$$\ddot{S}_a = g(f_{\text{в}} \cos \alpha - \sin \alpha) + f_{\text{в}} p^2 r \cos(pt) \sin(\beta' - \alpha).$$

Тогда зависимость абсолютной скорости частицы для ускоренного (знак «плюс») и замедленного (знак «минус») скольжения имеет вид

$$\begin{aligned} \dot{S}_a &= \pm \int \ddot{S}_a dt = \pm [gt(f_{\text{в}} \cos \alpha - \sin \alpha) + \\ &+ f_{\text{в}} pr \sin(pt) \sin(\beta' - \alpha)] + C. \end{aligned}$$

Для каждого случая скольжения частицы постоянные интегрирования определяют путем совместного решения этого уравне-

ния и уравнения, описывающего составляющую скорость желоба в проекции на желоб:

$$\dot{S}_{\text{ж}} = \dot{S} \cos(\beta' - \alpha) = pr \sin(pt) \cos(\beta' - \alpha).$$

При известных значениях постоянных C вторичным интегрированием можно найти перемещение частицы и среднюю скорость ее движения, необходимую для определения производительности. Чтобы упростить решение задачи, применяют более быстрый графический метод. Для этого строят кривые изменения скоростей желоба и частицы в проекции на направление желоба по аналитическим зависимостям. В принятом масштабе (с учетом знаков) площади между кривой скорости частицы и осью абсцисс представляют собой перемещение частицы.

В начале первой половины прямого хода, когда проекция скорости частицы на ось желоба имеет положительное значение (см. рис. 3.27, б), нормальная к плоскости желоба составляющая силы инерции превышает силу давления груза на желоб и, таким образом, силу трения $F = f_{\text{в}}N$ между ними. Это обстоятельство способствует быстрому увеличению скорости груза $\dot{S}_{\text{а}}$, который скользит вперед по желобу. В точке A скорости груза и желоба в проекции на плоскость желоба равны $\dot{S}_{\text{ж}} = \dot{S} \cos(\beta' - \alpha)$. В конце прямого и в начале обратного хода давление груза на желоб уменьшается настолько, что сила трения не может остановить груз, и он почти до конца обратного хода продолжает движение вперед, скользя по желобу до точки D , где скорости опять оказываются равными. Заштрихованная на диаграмме площадь соответствует перемещению груза за один цикл работы.

Для качающихся конвейеров с переменным давлением груза на желоб необходимо, чтобы составляющая силы инерции для начала прямого хода была больше силы трения, а давление груза на желоб во всех случаях было больше нуля, т. е.

$$\cos(\beta' - \alpha) m |\ddot{S}_{\text{max}}| > (mg + m |\ddot{S}_{\text{max}}| \sin(\beta' - \alpha)) f_{\text{в}};$$

$$|\ddot{S}_{\text{max}}| > \frac{gf_{\text{в}}}{\cos(\beta' - \alpha) - f_{\text{в}} \sin(\beta' - \alpha)};$$

$$mg > m |\ddot{S}_{\text{max}}| \sin(\beta' - \alpha); \quad |\ddot{S}_{\text{max}}| < g/\sin(\beta' - \alpha), \quad (3.92)$$

где $|\ddot{S}_{\text{max}}| = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r$ — максимальное ускорение желоба.

Среднюю скорость движения груза и мощность (кВт) привода можно определить по приближенным формулам

$$v_{\text{ср}} \approx 0,21nr f_{\text{в}} \operatorname{tg}(\beta' - \alpha); \quad (3.93)$$

$$P_{\text{д}} \approx \frac{4 \cdot 10^{-5} Q L g}{\eta_0 \operatorname{tg}(\beta' - \alpha)} \left(6 \cdot 10^{-1} \frac{rn^2}{f_{\text{в}}} + 1 \right), \quad (3.94)$$

где f_n — коэффициент трения груза о желоб при движении (для угля и руды $f_n = 0,35$); Q — производительность, т/ч; L — длина транспортирования, м; η_0 — коэффициент полезного действия механизмов приводов (для качающихся конвейеров $\eta_0 = 0,8 \dots 0,85$).

3.5.8. МЕТАТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Метательные машины служат для прицельной переброски сыпучих грузов при загрузке складов, барж и вагонов. Рабочие органы этих машин сообщают значительную энергию движения частицам, составляющим груз, с необходимой начальной скоростью. Их можно использовать и для сортирования грузов по массе и крупности частиц. Различают ленточные, дисковые и барабанные метательные машины. Наибольшее распространение получили метательные машины первых двух типов.

Схема ленточной метательной машины показана на рис. 3.29, а. Лента 4 огибает концевые барабаны 3, 5 и отклоняется вниз дисками барабана 2. Насыпной груз из бункера 1 поступает на ленту 4 и увлекается ею под действием сил трения. Центробежная сила частицы массой m груза равна $m v_\alpha^2 / r$, где v_α — переменная скорость частицы (в начальный момент $v_\alpha = v_0 \approx v_n$, здесь v_n — скорость ленты); r — радиус барабана 2.

Сила трения частицы о ленту равна $f_n m v_\alpha^2 / r$ (сила тяжести ввиду малого значения не учитывается), а касательная сила инерции $m dv_\alpha / dt$. Согласно принципу Даламбера

$$f_n m v_\alpha^2 / r = m dv_\alpha / dt.$$

Так как $dt = dS / v_\alpha$ (где dS — путь частицы за время dt), то

$$f_n v_\alpha^2 / r = v_\alpha dv_\alpha / dS \quad \text{или} \quad f_n dS / r = dv_\alpha / v_\alpha.$$

Интегрирование последнего выражения позволяет получить

$$\ln v_\alpha = f_n S / r + C.$$

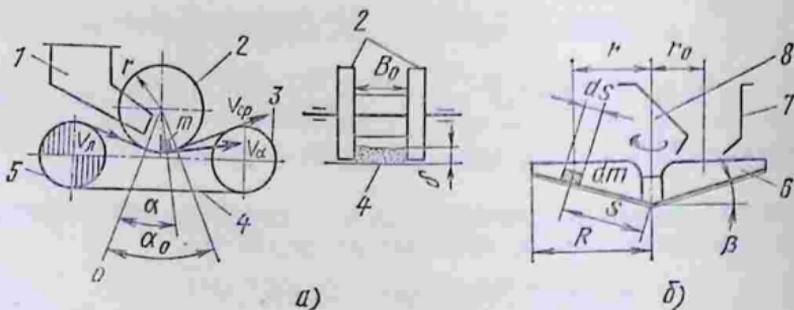


Рис. 3.29. Схемы метательных машин: а — ленточной; б — дисковой

Постоянную интегрирования C можно определить из следующего условия: при $S = 0$ $v_\alpha = v_0$ (здесь $S = r\alpha$; α — угол поворота ленты). Тогда скорость частицы

$$v_\alpha = v_0 e^{k v_0^2 / r} = v_0 e^{k v_0 \alpha}.$$

Средняя скорость вылета частицы

$$v_{cp} \approx v_0^{k+1} v_0^{-k} \alpha_0,$$

где $k = 0,8$ — опытный коэффициент; α_0 — полный угол поворота.

Толщина слоя груза на ленте и производительность конвейера (т/ч)

$$\delta = (0,1 \dots 0,15) r, \quad Q = 3600 B_0 \rho v_0,$$

где B_0 — ширина слоя груза на ленте; m ; ρ — в т/м³; v_0 — в м/с.

Для определения мощности привода необходимо найти силу трения. Масса бесконечно малой частицы сыпучего груза $dm = qr d\alpha$ [где $q = Q/(3,6v)$, кг/м].

Центробежная сила инерции $dm v_\alpha^2 / r = q v_\alpha^2 d\alpha$, а сила трения $dF_{тр} = q v_\alpha^2 f_B d\alpha$. Подставив в последнее выражение зависимость $v_\alpha = v_0 e^{k v_0 \alpha}$, получим дифференциальное уравнение

$$dF_{тр} = \frac{Q v_0 f_B}{3,6} d\alpha = \frac{Q v_0 f_B}{3,6} e^{k v_0 \alpha} d\alpha.$$

После интегрирования

$$F_{тр} = \int_0^{\alpha_0} \frac{Q v_0 f_B}{3,6} e^{k v_0 \alpha} d\alpha = \frac{Q v_0}{3,6 k} (e^{k v_0 \alpha_0} - 1).$$

Мощность привода (кВт)

$$P = \frac{k v_0 F_{тр} v_n}{1000 \eta_n} = \frac{k v_0 Q v_n v_0}{3600 k \eta_n} (e^{k v_0 \alpha_0} - 1), \quad (3.95)$$

где k_v — коэффициент запаса по мощности; η_n — КПД передаточного механизма; v_n — скорость ленты.

Дисковая метательная машина (рис. 3.29, б) имеет вращающийся ребристый диск b , на который подается груз из бункера 7. Груз сбрасывается с диска под действием центробежной силы, возникающей в результате его вращения вокруг оси δ .

Окружная скорость кромки диска равна ωR (где ω — угловая скорость диска; R — его радиус).

Скорость сбрасывания частицы груза

$$v_m = \sqrt{(\omega R)^2 + v_r^2} = \omega R \sqrt{1 + (v_r / \omega R)^2} = K_0 \omega R,$$

где v_r — радиальная скорость частицы; $K_0 = \sqrt{1 + (v_r / \omega R)^2} = 1,2 \dots 4$ (меньшие значения K_0 относятся к грузам с высоким коэффициентом внешнего трения).

Момент, воспринимаемый валом от силы инерции частицы,

$$dM = dJr = 2dm\omega r \cos \beta,$$

где dJ — сила инерции от кориолисова ускорения.

Масса частицы груза

$$dm = q dS = \frac{q dr}{\cos \beta} = \frac{Q dr}{3,6v \cos \beta},$$

где q — распределенная масса груза на диске; $dS = dr/\cos \beta$.

Подстановка выражения для dm в формулу момента dM позволяет определить момент на валу диска

$$dM = \frac{2Q\omega r dr \cos \beta}{3,6v \cos \beta} = \frac{Q\omega dr}{1,8}.$$

После интегрирования

$$M = \int_{r_0}^R \frac{Q\omega r dr}{1,8} = \frac{Q\omega (R^2 - r_0^2)}{3,6} = \frac{Q\omega R^2}{3,6} [1 - (r_0/R)^2],$$

где r_0 — минимальный радиус диска.

Если ввести в расчет эмпирический поправочный коэффициент k_3 и принять, что $[1 - (r_0/R)^2] \approx 1$, то мощность (кВт) составит

$$P = \frac{k_3 M \omega}{1000 \eta_{пр}},$$

где $\omega = \pi n/30$, 1/мин; $\eta_{пр}$ — КПД приводного механизма.

Обычно $R = 0,3 \dots 0,5$ м; $n = 250 \dots 4000$ об/мин; $Q = 100 \dots 200$ т/ч.

3.6. ШТАНГОВЫЕ И ШАГОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

3.6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Штанговые и шаговые конвейеры предназначены для перемещения штучных грузов, в большинстве случаев крупных изделий (автомобилей, самолетов, станков и т. п.), вдоль линий технологического процесса их производства: сборки, окраски и др. Эти конвейеры применяют также для перемещения опок в литейных цехах, их можно устанавливать на уровне пола, они легко встраиваются в поточные автоматические линии, могут транспортировать изделия различной формы без существенной перестройки и поэтому имеют большое значение в ГПС.

Штанговые конвейеры разделяют на штангово-цепные и штангово-канатные. Принцип действия штанговых конвейеров заключается в периодическом движении перемещаемых грузов на один шаг под действием возвратно-поступательно движущейся штанги.

У штангово-цепных конвейеров (рис. 3.30) грузоведущие штанги 5 соединены цепями 7 с нижними тягами 8. Грузы 3 пере-

мещаются по рельсам 1 на тележках 2, которые приводятся в движение кулачками 10, укрепленными на грузоведущих штангах и взаимодействующими с собачками 4. Привод 6 конвейера включается на холостой и рабочий ход

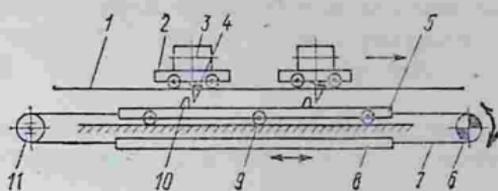


Рис. 3.30. Штанговый конвейер

при помощи автоматического переключающего устройства. Ход штанги должен несколько превышать шаг укрепленных на ней кулачков. Натяжное устройство 11 устраняет излишнее провисание цепей 7. Штанги опираются на ходовые катки 9.

Конвейеры бывают двух- и одноштанговыми. Последние используют при колее тележек не более 2,5 м. Если размеры грузов требуют применения более широких тележек, то используют двухштанговые конвейеры. Одноштанговые конвейеры могут иметь штангу как с цепями, так и с канатами, а двухштанговые — только с цепями во избежание перекосов тележек, возможных при использовании двух параллельных канатов.

Гибкими тяговыми элементами штанговых конвейеров обычно служат пластинчатые втулочные и безвтулочные цепи, разборные цепи или стальные канаты.

Грузоведущие штанги из двутавров или швеллеров опираются на ходовые катки, установленные попарно с обеих сторон штанги. Захваты крепят к секциям штанги болтами и гайками. По концам штанги имеются проушины, к которым присоединяют гибкий тяговый орган (цепь или канат).

Направляющие пути изготовляют из швеллеров, уголков или железнодорожных рельсов и крепят к металлоконструкции конвейера. Для грузов, перемещающихся на собственных безребордных колесах, одну из направляющих выполняют из швеллера, лежащего полками вверх, а другую — из полосы.

Привод конвейеров редукторного типа, причем для предохранения от поломок в случае защемления тяговой цепи применяют срезные штифты в элементах трансмиссии. При необходимости регулирования скорости движения грузоведущего органа в привод встраивают вариатор.

Шаговые конвейеры подобно штанговым имеют циклический характер движения. Цикл перемещения состоит из четырех этапов: подъема грузов, перемещения на один шаг, опускания их на рабочее место, обратного холостого хода рабочего органа конвейера.

Шаговый конвейер (рис. 3.31, а) состоит из подвижной рамы 2, лежащей на роликах 4, подъемного и приводного устройств. Подъемное устройство состоит из домкратов 5. Рама в горизонтальном направлении перемещается гидроцилиндром 6 или другим приводным устройством, сообщаям ей прямолинейное дви-

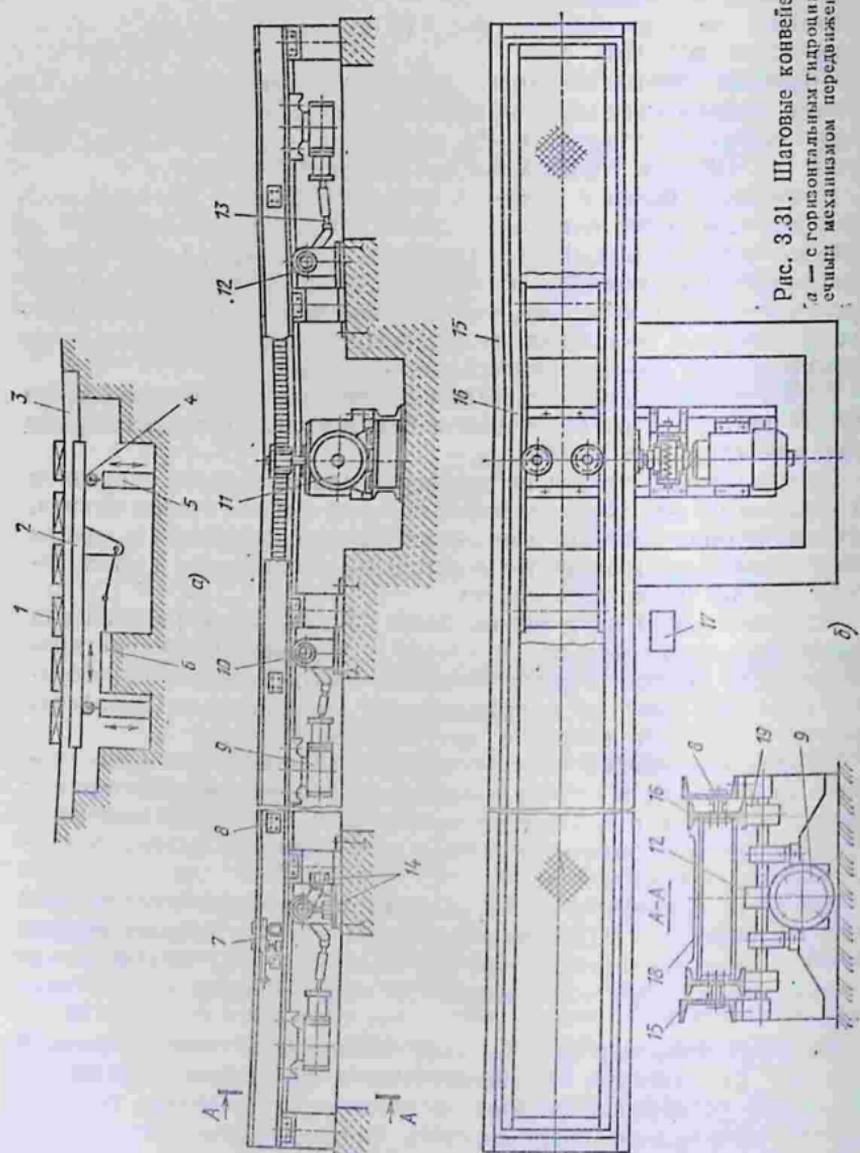


Рис. 3.31. Шаговые конвейеры:
 а — с горизонтальным гидравлическим приводом; б — с ре-
 сечным механизмом передвижения

жение. Домкраты 5 и гидроцилиндр 6 приводятся в действие поочередно. При опускании подвижной рамы 2 грузы 1 укладывают на неподвижную раму 3, смонтированную на уровне пола цеха.

Загружаются и разгружаются шаговые конвейеры вилочными погрузчиками, кранами, подвесными или роликовыми конвейерами.

Длина шаговых конвейеров достигает 100 м, масса перемещаемого ими единичного груза до 8 т. Скорость транспортируемого груза до 6 м/мин.

Шаговый конвейер с реечным механизмом передвижения (рис. 3.31, б) состоит из неподвижной рамы 15 и подвижной рамы 16, снабженной двумя зубчатыми рейками, которые взаимодействуют с приводными шестернями. Привод 11 механизма горизонтального передвижения подвижной рамы оснащен реверсивным электродвигателем, соединенным муфтой с червячным редуктором, на вертикальных выходных валах которого закреплены приводные шестерни. Вертикальное перемещение подвижной рамы осуществляется с помощью эксцентриковых подъемников 10. Подъемник состоит из эксцентрикового вала, на котором смонтированы опорные ролики 19 для подвижной рамы. Эксцентриковый вал приводится в возвратно-вращательное движение кривошипно-шатунным механизмом, кривошип 12 которого соединен шпонкой с эксцентриковым валом, а шатун 13 шарнирно связан со штоком пневмоцилиндра 9. Конечные выключатели 14 управляют электродвигателем привода 11. Пневмоцилиндром управляет конечный выключатель, срабатывающий в конце хода подвижной рамы 16. От бокового смещения подвижная рама предохраняется направляющими роликами 8. Опасность одновременного включения механизмов подъема и горизонтального передвижения устраняется блокировочным механизмом 7. Раму 16 закрывает ограждение 18 из рифленой листовой стали.

Конвейер работает следующим образом. В исходном положении рама 16 расположена на 15 ... 20 мм ниже рамы 15; при этом перемещаемый груз устанавливается мостовым краном на неподвижную раму 15. Затем с пульта управления 17 включаются пневмоцилиндры 9, которые поднимают передвижную раму 16 в верхнее положение; она снимает перемещаемый груз с рамы 15, а конечные выключатели 14 приводят в действие привод 11, который перемещает на один шаг подвижную раму с находящимся на ней грузом. В конце горизонтального рабочего хода подвижная рама нажимает на конечный выключатель, приводящий в действие пневмоцилиндр 9; последний опускает передвижную раму в нижнее положение; при этом перемещаемый груз устанавливается на раму 15, а конечный выключатель включает привод 11, возвращающий раму 16 в исходное положение. Затем описанный процесс повторяется.

3.6.2. РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРОВ

Среднюю скорость рабочего органа штанговых конвейеров принимают равной не более 0,1 м/с с учетом разгона и остановки, а максимальную скорость — не более 0,17 м/с.

Производительность штанговых конвейеров определяют по формуле (1.37) при средней скорости

$$v = l_{\text{ц}}/T_{\text{ц}}, \quad (3.96)$$

где $l_{\text{ц}}$ — путь, проходимый грузом за один цикл; $T_{\text{ц}}$ — время одного цикла.

Усилие P_{T} передвижения груза (рис. 3.32) складывается из статической и динамической составляющих. Статическое усилие в зависимости от вида опорных элементов единичного перемещаемого груза

$$W_{\text{ст}} = m_{\text{гр}} g \omega, \quad (3.97)$$

где $m_{\text{гр}}$ — масса перемещаемого груза и тележки; ω — коэффициент сопротивления.

Динамическое усилие

$$P_{\text{т.д}} = m_{\text{гр}} j_{\text{р}}, \quad (3.98)$$

где $j_{\text{р}}$ — ускорение конвейера в период разгона.

Ускорение $j_{\text{р}}$ можно определить из диаграммы изменения скорости по пути прохождения единичного груза (рис. 3.33, а):

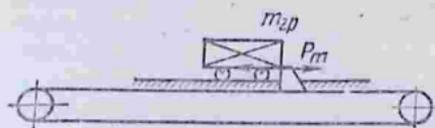
$$j_{\text{р}} = v^2 / (2c'_{\text{р}} l'_{\text{р}}), \quad (3.99)$$

где $c'_{\text{р}} = 0,15 \dots 0,2$ — отношение пути разгона $l'_{\text{р}}$ к полному шагу одного цикла, равному $l'_{\text{р}}$.

Груз в период разгона движется с конечным ускорением в результате упругих деформаций цепи и других элементов конвейера и в наибольшей степени благодаря применению двигателей с повышенным скольжением.

Тяговое усилие штанговых конвейеров определяют в соответствии с диаграммами, изображенными на рис. 3.33, а, б. Общий путь $l'_{\text{р}}$ единичного груза за один цикл больше пути $l_{\text{т}}$ действия толкателя из-за выбега $l_{\text{в}}$, проходимого единичным грузом по инерции после прекращения действия толкателя, если замедление толкателя больше, чем замедление груза. Замедление груза в период выбега

$$j_{\text{в}} = W_{\text{ст}} / m_{\text{гр}}, \quad (3.100)$$



а путь выбега

$$l_{\text{в}} = v^2 / (2j_{\text{в}}) = v^2 m_{\text{гр}} / (2W_{\text{ст}}). \quad (3.101)$$

Рис. 3.32. Схема для расчета штангового конвейера

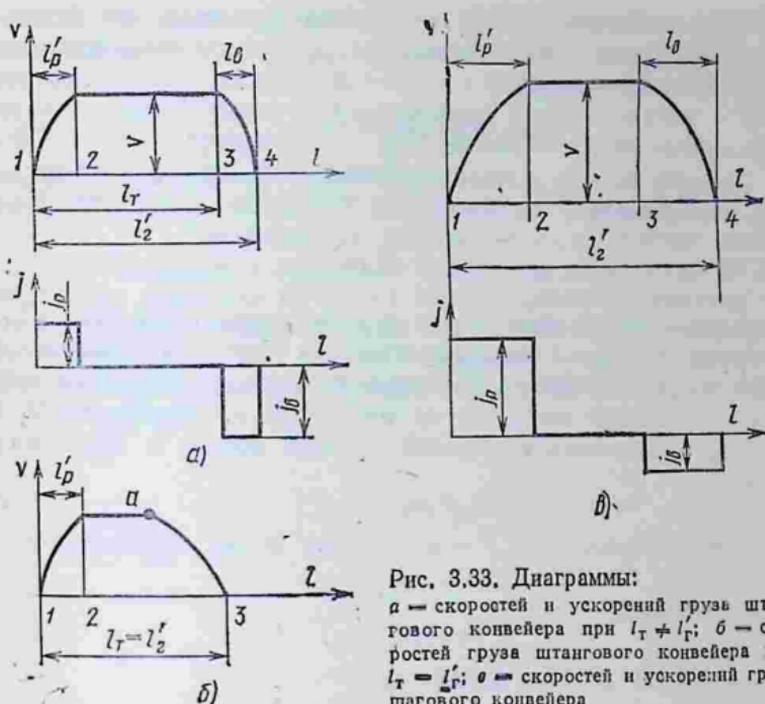


Рис. 3.33. Диаграммы:

a — скорости и ускорений груза штангового конвейера при $l_T \neq l'_2$; *б* — скорости груза штангового конвейера при $l_T = l'_2$; *в* — скорости и ускорений груза шагового конвейера

Подставляя $W_{ст}$ в выражение (3.101), получаем

$$I_B = v^2 / (2gw). \quad (3.102)$$

Допустимое значение I_B определяется технологическими требованиями к точности остановки груза. Если колебания пути выбега по формуле (3.102) при известных колебаниях коэффициента сопротивления w не удовлетворяют требованию точности остановки, то следует так отрегулировать тормоза привода, чтобы создаваемое ими замедление толкателя было меньше, чем замедление груза, определенное по формуле (3.100), при минимально возможном значении $W_{ст}$. Торможение цепи будет начинаться в точке *a* (рис. 3.33, б), отстоящей от конца пути l_T на величину большую, чем I_B .

Тяговое усилие на участке 1—2 диаграммы (рис. 3.33, а)

$$P_{1-2} = W_0 + \left(m_k + 5,3 \frac{c J_0 \eta_0 u_0^2}{D_0^2} \right) j_D, \quad (3.103)$$

где W_0 — статическое тяговое усилие конвейера; m_k — масса движущихся частей конвейера и груза; 5,3 — коэффициент, учитывающий неравномерность ускорений в период разгона; $c = 1,1 \dots 1,15$ — коэффициент, учитывающий массу редуктора; J_0 — момент инерции ротора и муфты; η_0 — КПД привода; u_0 — передаточное число редуктора; D_0 — диаметр приводного органа.

На участке 2—3 $P_{2-3} = W_0$, а на участке 3—4 $P_{3-4} = 0$.

Значение тягового усилия P_{1-2} , определяемое по формуле (3.103), используют для нахождения требуемого максимального момента электродвигателя

$$M_{\max} = P_{1-2} D_0 / (2u_0 \eta_0). \quad (3.104)$$

По формуле (3.103) вычисляют тяговое усилие с учетом диаграммы, изображенной на рис. 3.33, б. Таким же способом рассчитывают тяговое усилие шаговых конвейеров.

При большой массе грузов для снижения динамических нагрузок на домкраты и неподвижную раму, на которую опускаются грузы, рекомендуется подвижную раму делать ступенчатой с тем, чтобы грузы получали ускорение не все сразу, а в некоторой последовательности. Диаграмма горизонтальных скоростей груза шагового конвейера показана на рис. 3.33, в. Ускорение j_p на участке l_p ограничивается силой трения груза о подвижную раму, т. е.

$$j_p < G_{gp} f' / m_{gp} = g f', \quad (3.105)$$

где G_{gp} — вес единичного груза; f' — коэффициент трения груза о подвижную раму.

Путь разгона

$$l_p = v^2 / (2j_p). \quad (3.106)$$

Ускорение на участке выбега l_b

$$j_b = \frac{W_p + W'_r}{m'_p + m_{gp} z_{gp}}, \quad (3.107)$$

где W_p — статическое сопротивление рамы с грузами; W'_r — тормозящая сила гидроцилиндра; m'_p — масса подвижной рамы; z_{gp} — число грузов на подвижной раме.

Для предупреждения скольжения грузов по подвижной раме в период выбега тормозящая сила гидроцилиндра должна быть такой, при которой выполняется условие $j_b < g f'$.

Усилие на штоке гидроцилиндра горизонтального передвижения рамы в период разгона (участок 1—2 на рис. 3.33, в)

$$P_{1-2} = P_p = W_p + j_p (m'_p + m_{gp} z_{gp}), \quad (3.108)$$

в период установившегося движения

$$P_{2-3} = W_p, \quad (3.109)$$

в период выбега

$$P_{3-4} = -W'_r. \quad (3.110)$$

Время, затрачиваемое подвижной рамой на прохождение пути в одну сторону,

$$T_v = \frac{2(l'_p + l_b) + l'_c - (l'_p + l_b)}{v} = \frac{l'_c + l'_p + l_b}{v}. \quad (3.111)$$

Аналогично определяют время T_0'' , затрачиваемое на обратный ход подвижной рамы, причем в расчетные формулы вводят массу порожней рамы без грузов. Затраты времени на подъем и опускание подвижной рамы незначительны и оцениваются общим дополнительным временем T_d , учитывающим также потери времени на переключение гидроцилиндров.

Общее время, входящее в формулу (3.96),

$$T_u = T_r + T_0'' + T_d. \quad (3.112)$$

Приведенный метод расчета можно использовать при программировании в системах автоматизированного проектирования шагового конвейера как элемента ГПС (гибкой производственной системы).

ЧАСТЬ 4

ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА. ПОДВЕСНЫЕ КАНАТНЫЕ ДОРОГИ

4.1. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

4.1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Устройство, преимущества и недостатки. Установки пневматического транспорта служат для перемещения насыпных и штучных грузов по трубам или желобам при помощи сжатого или разреженного воздуха.

Установки для насыпных грузов могут перемещать пылевидные, порошкообразные, зернистые и кусковые материалы, а установки для единичных грузов предназначены для транспортирования по трубам почтовых отправок (пневматическая почта), различной производственной документации (накладные, бланки анализов и т. п.) и мелких грузов (например, пробы для анализа), уложенных в патроны. Разновидностью пневмотранспорта является пневмоконтейнерный транспорт, перемещающий насыпные грузы в контейнерах по трубопроводам большого диаметра.

Пневмотранспортные установки для насыпных грузов по принципу действия разделяют на транспортирующие груз в потоке воздуха во взвешенном состоянии; транспортирующие груз методом аэрации, т. е. насыщения воздухом сыпучего тела, приобретающего при этом свойства жидкости и текущего по наклонному желобу под действием силы тяжести; транспортирующие груз по методу флюидизации, когда насыщенный воздухом сыпучий материал приобретает высокую подвижность, обеспечивающую возможность перемещения его по трубам под действием давления воздуха. Последний вид пневматического перемещения груза называется также транспортированием аэрированными потоками в плотной фазе.

Установки, транспортирующие насыпной груз во взвешенном состоянии в потоке воздуха, разделяют на всасывающие (рис. 4.1, а), нагнетательные (рис. 4.1, б) и смешанные (рис. 4.1, в). Всасывающая установка состоит из сопла 2, засасывающего вместе с воздухом насыпной груз 1 из штабеля, и трубопровода 3, по которому груз потоком воздуха подается в отделитель 4, где частицы груза выпадают из теряющей скорость воздуха и через шлюзовой затвор 7 подаются в приемный пункт.

Воздух, насыщенный пылью, из отделителя 4 поступает по трубопроводу 5 в фильтр 6, где очищается от пыли и отсасывается эксгаустером 8. Пыль удаляется из фильтра через шлюзовой

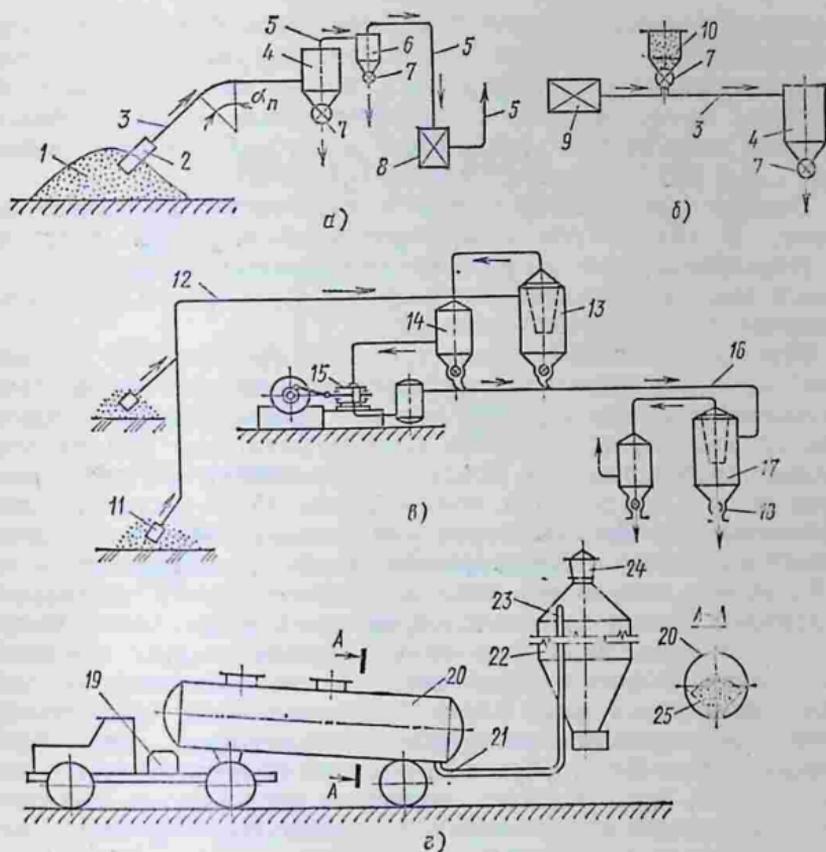


Рис. 4.1. Пневмотранспортные установки:
 а — всасывающая; б — нагнетательная; в — смешанная; г — схема цементовоза и приемного бункера

затвор 7. Всасывающие установки удобны там, где требуется забирать насыпной груз из нескольких пунктов и передавать его в один приемный пункт, например, при выгрузке зерна из барж в приемный склад (несколько сопел засасывают зерно сразу из многих отсеков трюма).

Давление разреженного воздуха во всасывающих установках низкого вакуума — до 0,01 МПа, среднего вакуума до 0,02 МПа, высокого вакуума до 0,03 МПа.

Нагнетательная установка (рис. 4.1, б) имеет компрессор 9, подающий сжатый воздух через воздухоотделитель и влагоотделитель в транспортный трубопровод 3, который принимает насыпной груз из питателя 10. Далее груз увлекается потоком сжатого воздуха по транспортному трубопроводу, который может иметь разветвления для одновременной подачи груза в различные приемные пункты. В конце каждого ответвления находится раз-

грузочный комплекс, состоящий из отделителя 4, фильтра и шлюзового затвора 7. Нагнетательные установки удобны тогда, когда груз, получаемый из одного пункта, нужно распределять по нескольким приемным точкам. Нагнетательные установки бывают высокого давления (0,3 ... 0,4 МПа и редко до 0,6 МПа), среднего (0,2 ... 0,3 МПа) и низкого (0,15 ... 0,2 МПа).

Описанная выше схема относится к установкам среднего давления. В них допустимо применение барабанных питателей (с ротационным затвором). В нагнетательных установках высокого давления для ввода материала в трубопровод применяют камерные питатели, описанные ниже.

Установка смешанного типа (рис. 4.1, в) включает всасывающий 12 и нагнетательный 16 трубопроводы. Насыпной груз, засасываемый соплом 11, поступает по трубопроводу 12 в отделитель 13, который одновременно служит питателем для нагнетательного трубопровода 16. Воздух из отделителя 13, прошедший через фильтр 14, подается компрессором 15 в нагнетательный трубопровод 16. Насыпной груз выпадает из воздуха в отделителе 17 и подается в пункт приемки через шлюзовую затвор 18.

Установки смешанного типа забирают груз из нескольких загрузочных мест и подают одновременно в несколько пунктов.

Пневмотранспортную установку, перемещающую насыпной груз с высокой концентрацией смеси (в плотной фазе), используют в цементовозе (рис. 4.1, г). В нижней части цистерны 20 установлены пористые перегородки 25, на которых лежит перевозимый цемент. Воздуходувка 19 подает в цистерну сжатый воздух, который, проходя через пористые перегородки, аэрирует цемент и приводит его в состояние флюидизации (псевдооживления), в результате чего цемент под давлением расположенного над ним воздуха начинает вытекать из разгрузочного патрубка 21 и по трубопроводу 23 выгружается в приемный бункер 22. Воздух, освободившийся от цемента, выходит из бункера 22 через фильтр 24.

Для разгрузки вагонов и судов применяют самоходные и плавучие перегружатели. Такие машины используют, например, для выгрузки цемента и зерна.

Преимущества установок пневматического транспорта заключаются в компактности трубопроводов, герметичности, возможности полной автоматизации процесса перемещения грузов, высокой надежности, простоте эксплуатации. К их недостаткам относятся высокий расход энергии (в 10 ... 15 раз больше, чем, например, у ленточных конвейеров); интенсивное изнашивание оборудования при транспортировании абразивных материалов; непригодность для транспортирования вязких грузов (липких, влажных).

Основными элементами пневмотранспортных установок являются загрузочные устройства (питатели, сопла), затворы, фильтры, разгрузочные устройства (циклоны, воздухоотделители), трубопроводы, ресиверы, маслоотделители.

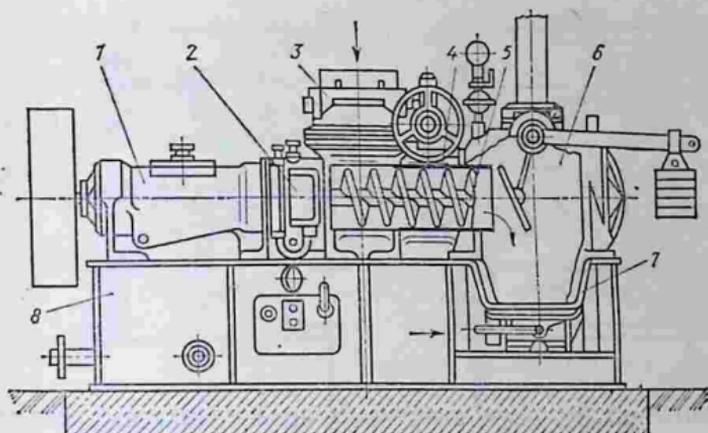


Рис. 4.2. Винтовой питатель

Питатели. Питатели предназначены для подачи сыпучего материала в транспортный трубопровод. Они бывают винтовые и камерные. Схема винтового питателя показана на рис. 4.2. Корпус 3 питателя присоединен к горловине бункера (на схеме не показан), а внутри корпуса во втулке 4 смонтирован винт 5 с переменным шагом, вращающийся с частотой 1000 об/мин. При плавно уменьшающемся шаге винта 5 обеспечивается уплотнение подаваемого материала, препятствующее проникновению сжатого воздуха в полость бункера. Опорная часть 1 питателя с уплотнением 2 установлена на раме 8.

В смесительную камеру 6 вместе с транспортируемым материалом поступает сжатый воздух, который с большой скоростью вытекает из форсунок, захватывает частицы груза и уносит их в трубопровод. Груз аэрируется при помощи пористой плитки 7. Концентрация смеси груза с воздухом регулируется клапаном при помощи рычага, несущего противовес.

Давление воздуха в смесительной камере 0,18 ... 0,25 МПа.

Камерные питатели разделяют на одно- и двухкамерные. У однокамерного питателя, работающего с подачей воздуха вверх, транспортный трубопровод расположен вертикально по оси камеры. В нижней конической части камеры размещены пористые плитки, через которые проходит сжатый воздух, аэрируя нижние слои лежащего в камере груза. Аэрированный материал под давлением воздуха поступает в трубопровод и перемещается по нему вверх.

Камерные питатели не имеют вращающихся в сыпучей среде деталей и поэтому могут применяться при транспортировании абразивных материалов. Недостатком однокамерных питателей является то, что их необходимо периодически выключать для заполнения транспортируемым материалом. Этот недостаток в значительно меньшей степени проявляется в двухкамерных питате-

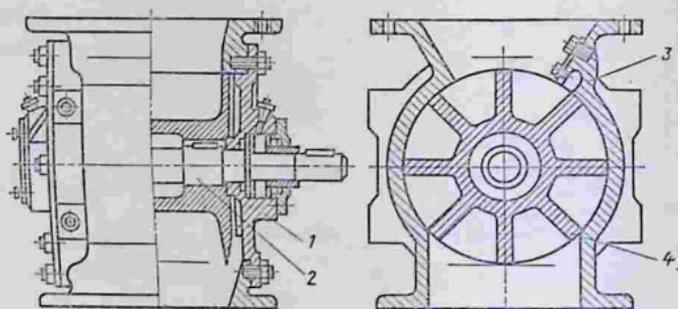


Рис. 4.3. Ротационный затвор

лях, состоящих из двух спаренных камер, каждая из которых автоматически поочередно заполняется грузом во время рабочей части цикла соседней камеры.

Сопла. Для подачи сыпучего груза в трубопровод всасывающих пневмотранспортных установок применяют стационарные и переносные сопла. Сопло состоит из наружной и внутренней труб. Трубы соединены регулировочными винтами и гайками, посредством которых можно регулировать ширину щели, предназначенной для впуска воздуха во внутреннюю трубу из кольцевой полости наружной трубы. Сопло устанавливается на поверхности штабеля сыпучего материала нижним коническим раструбом и под действием собственной массы погружается на некоторую глубину. Входящий с большой скоростью через кольцевую щель воздух разрыхляет поверхностные части груза в коническом раструбе и увлекает их по трубе в транспортный трубопровод. Всасывающие сопла выполняют диаметром 45 ... 180 и длиной 800 ... 1200 мм; толщина стенок труб 1,5 ... 2 мм.

Затворы. Затворы предназначены для выпуска сыпучих материалов из разгружаемых емкостей, давление в которых меньше, чем в трубопроводах или в емкостях, принимающих материал, и для предотвращения прорыва воздуха с повышенным давлением в разгружаемую емкость. Рабочим органом ротационного затвора (рис. 4.3) служит многокамерный барабан 4, плотно посаженный в корпусе 3 и вращающийся при помощи вала 2, опирающегося на фланцы 1. Сыпучий материал поступает сверху в шлюзовые камеры барабана, перемещается ими вниз и высыпается в приемный трубопровод. Опорожнившиеся камеры заполняются воздухом под повышенным давлением, который затем поступает в подающую груз емкость, а из нее уходит через фильтр в атмосферу.

Описанный затвор называется ротационным. Недостатком его является интенсивное изнашивание при транспортировании абразивных материалов из-за наличия вращающихся деталей, соприкасающихся с абразивной средой.

Камерные шлюзовые затворы не имеют вращающихся частей, поэтому более износостойки. Они состоят из верхней и нижней

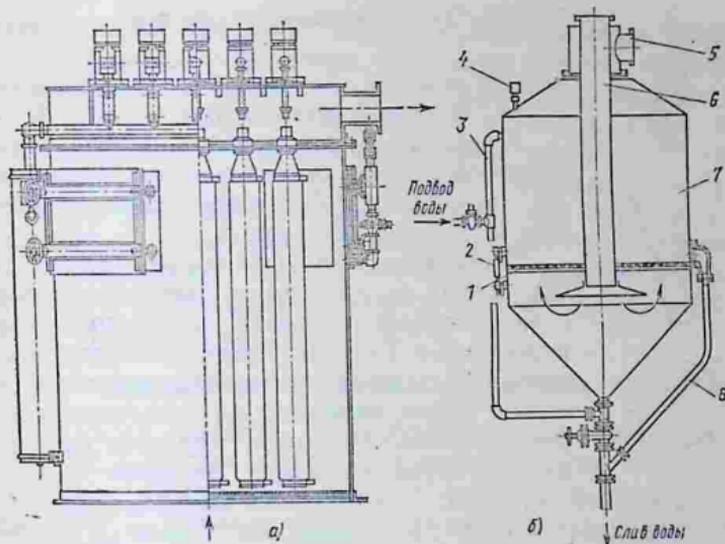


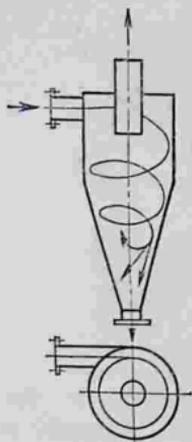
Рис. 4.4. Фильтры:
а — сухой; *б* — мокрый

камер и двух клапанов. Если выпускное отверстие верхней камеры закрыто, а нижнее открыто, то груз высыпается из нижней камеры в приемный трубопровод. Верхняя камера в это время заполняется транспортируемым материалом. После того как закончатся процессы опорожнения нижней камеры и заполнения верхней, клапаны переключаются, сначала закрывается нижний клапан, затем открывается верхний и нижняя камера загружается сыпучим материалом. Камерные затворы работают циклически (периоды подачи груза сменяются паузами), что снижает их пропускную способность и является недостатком, который может быть устранен применением спаренных двухкамерных затворов. В последних режим работы одного затвора смещен на полцикла относительно режима второго.

Фильтры. Применяемые в пневмотранспортных установках фильтры предназначены для очистки воздуха от пылевидных частиц насыпного груза. Их разделяют на сухие и мокрые (рис. 4.4). Сухой фильтр состоит из тканевых рукавов, через стенки которых проходит запыленный воздух (стрелка внизу на рис. 4.2, *а* показывает место входа пыльного воздуха). Очищенный воздух уходит из фильтра по патрубку. Пыль, скопившаяся внутри рукавов, стряхивается специальным механизмом на дно фильтра и периодически удаляется.

Мокрый фильтр (рис. 4.4, *б*) состоит из резервуара 7 с водой, выпускного патрубка *б* для пыльного воздуха (на схеме расположен вертикально) и выпускного *5* для чистого воздуха. Стрелками показано направление движения пыльного воздуха. Пу-

Рис. 4.5. Схема циклонного отделителя



зырьки воздуха, перемещаясь в воде и проходя через решетку 1, очищаются от пыли.

Резервуар 7 заполняется водой через трубопровод 3. Вода сливается по трубопроводу 8. На резервуаре 7 установлены водомерное стекло 2 и вакуумметр 4.

Отделители. Для отделения транспортируемого груза от воздуха применяют отделители с внутренними направляющими поверхностями и циклонные. Первый состоит из корпуса, внутри которого смонтированы направляющие из листовой стали, замедляющие движение грузовой смеси. Наиболее крупные фракции сыпного груза выпадают первыми и выгружаются через нижний патрубок. Воздух, содержащий более мелкие фракции, поднимается вверх, и частицы поступают во встроенный конический бункер отделителя, откуда отводятся по коническому патрубку. Воздух, содержащий только пылевидные фракции, выходит через верхний патрубок и направляется на фильтр для окончательной очистки.

Циклонный отделитель для пылевидных грузов показан на рис. 4.5. Грузоведущая смесь поступает через патрубок по касательной к внутренней поверхности корпуса разгрузителя и приобретает вращательное движение. Центробежные силы отбрасывают частицы груза к периферии корпуса, где они тормозятся силами трения и падают вниз, выгружаясь через выпускное отверстие. Освобожденный от груза воздух выходит через верхний патрубок.

Трубопроводы. Транспортные трубопроводы изготавливают из листовой стали толщиной 0,6 ... 3 мм или из цельнотянутых стальных труб диаметром 50 ... 300 мм с толщиной стенок 1 ... 12 мм, причем толстостенные трубы (10 ... 12 мм) применяют при транспортировании абразивных материалов для компенсации износа. При транспортировании неабразивных материалов применяют трубы из пластмассы.

Для снижения абразивного износа скорость движения воздуха должна быть минимально возможной из условий бесперебойного транспортирования. В качестве трубопроводов используют также гибкие шланги, например, для присоединения сопла, в судоразгрузочных установках. Ресиверы применяют для выравнивания давления воздуха, подаваемого воздушодувными машинами с возвратно-поступательным движением поршня. Они представляют собой емкости, включаемые в воздухопровод. В систему трубопроводов входят маслоотделители, очищающие воздух от попавших в него капель масла, например, из воздушодувных машин.

Воздуходувные машины. Воздуходувные машины разделяют на центробежные и поршневые. К первым относят вентиляторы и турбомашин, а ко вторым — ротационные (водокольцевые насосы, с радиальными подвижными пластинами, коловратные) машины и машины с поступательно движущимися поршнями.

Работа вентиляторов и турбомашин основана на действии центробежных сил, при котором кинетическая энергия воздуха превращается в потенциальную энергию давления, а поршневых машин — на принципе выжимания воздуха поршнями. Наиболее простыми по конструкции являются водокольцевые насосы, но они имеют малый КПД (0,4 ... 0,45).

4.1.2. РАСЧЕТ ПНЕВОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

При расчете пневмотранспортных установок необходимыми данными являются: вид перемещаемого груза; требуемая производительность Q (т/ч); плотность частиц груза ρ_r (кг/м³); конфигурация и размеры трассы (длина, высота подъема груза, наличие поворотов и т. п.); тип пневмотранспортной установки.

При расчете определяют расход воздуха G_B , внутренний диаметр трубопровода D , перепад давлений p_H на концах трассы, мощность P двигателя воздуходувной машины.

Определение расхода воздуха. Расход воздуха (кг/с)

$$G_B = Q/(3,6\mu), \quad (4.1)$$

где μ — концентрация смеси (отношение расхода груза к расходу воздуха; табл. 4.1).

В вентиляционных системах $\mu \leq 1$; при повышенном вакууме $\mu \leq 5$.

Расходная концентрация смеси

$$\mu = Q/(3,6G_B). \quad (4.2)$$

Следует отличать расходную концентрацию смеси от мгновенной концентрации μ_M , которая равна отношению массы m_r находящегося в трубопроводе груза к массе m_B воздуха для данного момента времени, т. е. $\mu_M = m_r/m_B$.

Подставляя в формулу (4.2) выражения для производительности $Q = 3,6m_r v/L$ (т/ч) (здесь v — скорость частиц груза, м/с; L — дальность транспортирования, м) и расхода воздуха (кг/с) $G_B = m_B u/L$ (здесь u — скорость воздуха, м/с), получаем

$$\mu = \frac{Q}{3,6G_B} = \frac{m_r v}{m_B u} = \frac{\mu_M v}{u}. \quad (4.3)$$

Для грузов, не указанных в табл. 4.1, концентрацию смеси выбирают ориентировочно по данным для грузов с аналогичными свойствами, причем необходимо учитывать следующие общие положения: расходная концентрация смеси уменьшается с увеличением крупности частиц груза, их плотности и дальности транспортирования.

34.1. Параметры пневмотранспортных установок для пыльных грузов

Пыльный груз	ρ _р , т/м ³	μ при транспортировании груза			Скорость, м/с		
		во вале- шенном состоянии	в плотной фазе в трубе		частич груза		воздуха μ
			горизон- тальной	вертикаль- ной	μ _в впаниа	μ _{кр} критическая	
Антрацит — штыб							
Антрацитовый концентрат	3,22	20 ... 30			7,5		
Бобы		1,5 ... 4			1		
Бокситы	2,6	120			0,46		
Глинозем	1,8 ... 3,85	90	До 200		11 ... 16,5		
Горюх	1,26		240 ... 450		8,5 ... 9,5		
Гречиха	1,18 ... 1,28						
Доломитовый концентрат	3,25						
Зерно		5—25				34	До 45
Зола	1,3	15	450		0,85		
Кальцинированная сода	2,46				1,8 ... 2,1		
Каолин					8 ... 11		
Конопля					8		
Костяная мука		20			1,5 ... 1,8		
Красмал	1,65	11			3,2 ... 4,5		
К. ула:					10 ... 12		
манная	1,44				8,3 ... 9,5		
перловая	1,41				12—13,5		
пшено	1,34				12,5 ... 14		
Кукуруза	1,2 ... 1,35				7 ... 9		
Куколь					5,2		
Льняное семя					7,2		
Мак (семя)	1,07						
Мел в порошок							
Молотый кварцевый песок	2,65						
Мука	1,2 ... 1,4	15 ... 25	100	300			
Мука пшеничная	1,4	25 ... 30			1 ... 1,5		16 ... 18
Нефелиновый концентрат	2,8				1,25		

Овес	1,1 ... 1,3	10 ... 15		7 ... 7,5		16 ... 20
Огарковая пыль		11 ... 24,5			7 ... 8,5	16 ... 20
Огарок колчедана	2,6	3—20		7,3 ... 8,4		16 ... 20
Песок	0,79 ... 0,9					16 ... 20
Подсолнечное семя						16 ... 20
Полова:						
гречневая						
ячменная						
овсяная						
рисовая	2,6	8 ... 30			10 ... 12	
Порода	1,06			8,2 ... 11,5		22 ... 24
Проро	1,3 ... 1,5			9 ... 11,5		25 ... 30
Пшеница						22 ... 24
Резаная зеленая масса						22 ... 24
Рожь	1,58	2 ... 3,5		8,7 ... 12		
Сахарный песок	1,25			4,5 ... 5,2		
Семя хлопковое	2,48			2,5		
Сола						
Солод		5 ... 8				
Солома:						
пшеницы						16 ... 20
ржи						16 ... 20
овса						16 ... 20
резаная (до 100 мм)						16 ... 20
Соль мелкая	2,2					
Соя						
Тальк	2,6 ... 2,8	12 ... 40	100	12 ... 19		
Угольная пыль	1,3			6,4 ... 8,4		
Уголь	1,3	30 ... 40	100	7 ... 8,7		
Фосфоритная мука	3			3,5 ... 4,25		
Фосфаты	2,5			9,8—12		
Цемент	2,6 ... 3,2	12,5 ... 40	До 150	17—20		
Шиковые белла	5,7			0,5 ... 0,8		
Чай	1,36			0,14		
Щебень	2,3			1,2 ... 1,38		
Ядохимикаты				6	5,5	5,3 ... 36
				6,9		40,5
						20

4.2. Значения коэффициентов a'' и b''

Груз	Плотность ρ_p , т/м ³	Приведенная длина трубопровода $L_{пр}$, м	a''	b'' , м ⁻¹
Сухой, хорошо сыпучий	2,5 ... 3,2	50 ... 1800	55,5	0,00157
	1,8 ... 2,5	10 ... 6000	72	0,00444
Очень абразивный, повышенной влажности				
Зерно	1,2	10 ... 150	38,5	0,0124

Зависимость концентрации μ от дальности транспортирования можно выразить эмпирической формулой

$$\mu = a'' / (e^{b''L}), \quad (4.4)$$

где a'' , b'' — коэффициенты (табл. 4.2).

Мгновенная концентрация смеси (кг груза/кг воздуха)

$$\mu_m = q/q_v = \mu/\beta_r, \quad (4.5)$$

где q — распределенная масса груза, кг/м; q_v — распределенная масса воздуха, кг/м; $\beta_r = 0,35 \dots 0,85$ — коэффициент скорости груза (отношение скорости груза к скорости воздуха), который тем меньше, чем крупнее частицы; для пылевидных грузов $\beta_r = 0,6 \dots 0,85$.

Завышенное значение массовой концентрации смеси может привести к тому, что проектируемая установка не даст расчетной производительности. При выборе заниженного значения концентрации расчетная производительность будет обеспечена, но расход энергии увеличится, что ухудшит технико-экономические показатели установок.

При расчете пневмотранспортных установок используют следующие параметры двухфазного потока.

Распределенная (на 1 м длины трубопровода) масса перемещаемого груза (кг/м)

$$q = \frac{Q}{3,6v} = \frac{Q}{3,6\beta_r u} = \frac{\mu G_n}{\beta_r u} = \frac{\mu q_n}{\beta_r}. \quad (4.6)$$

Распределенная масса воздуха (кг/м)

$$q_v = G_n/u.$$

Распределенная масса смеси (кг/м)

$$q_c = q_v + q = \frac{G_n}{u} \left(1 + \frac{\mu}{\beta_r} \right). \quad (4.7)$$

Плотность смеси (кг/м³)

$$\rho_c = \frac{4q_c}{\pi D^2} \approx \rho_v \left(1 + \frac{\mu}{\beta_r} \right) = \rho_v (1 + \mu_m), \quad (4.8)$$

где ρ_v — плотность воздуха, кг/м³.

Теоретически точное значение ρ_0 определяют по формуле

$$\rho_0 = \frac{\rho_B (1 + \mu_M) \rho_r}{\rho_r + \rho_B \mu_M}. \quad (4.9)$$

Относительное превышение плотности частиц груза по сравнению с плотностью воздуха

$$a_B = (\rho_r - \rho_B) / \rho_B \approx \rho_r / \rho_B. \quad (4.10)$$

Для начала трубопровода

$$a_H \approx (\rho_r - \rho_H) / \rho_H, \quad (4.11)$$

где ρ_H — начальная (в начале трубопровода) плотность воздуха.

Относительное превышение плотности частиц груза по сравнению с плотностью воздуха при стандартных условиях

$$a_{ст} = (\rho_r - \rho_{ат}) / \rho_{ат}, \quad (4.12)$$

где $\rho_{ст}$ — плотность воздуха при стандартных (нормальных) условиях; $\rho_{ат} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ при $\rho_{ат} \approx 100 \text{ кПа}$ и $T = 293 \text{ К}$.

Определение скорости воздуха. Скорость воздуха в трубопроводе находят по формуле [5]

$$u = \frac{4Q}{3,6\pi D^2} \left(\frac{1}{\mu \rho_B} + \frac{1}{\beta_r \rho_r} \right). \quad (4.13)$$

Пренебрегая вторым слагаемым в скобках, которое мало по сравнению с первым, получаем

$$u \approx \frac{4Q}{3,6\pi D^2 \mu \rho_B}, \quad (4.14)$$

а учитывая выражение (4.1), находим

$$u \approx \frac{4G_H}{\pi D^2 \rho_B}. \quad (4.15)$$

Минимальная скорость воздуха (в начале трубопровода)

$$u_H = \frac{4Q}{3,6\pi D^2} \left(\frac{1}{\mu \rho_H} + \frac{1}{\beta_r \rho_r} \right). \quad (4.16)$$

Эта скорость должна быть больше критической $u_{кр}$:

$$u_H = k_H u_{кр}, \quad (4.17)$$

где k_H — коэффициент запаса скорости и надежности транспортирования (обычно изменяется в пределах 1,25 ... 2,5; рекомендуется принимать $k_H = 1,3 \dots 1,5$).

Зная скорость u_H , можно определить конечную скорость

$$u_K = \frac{u_H \rho_H (\rho_r \beta_r + \rho_H \mu)}{\rho_K (\rho_r \beta_r + \rho_H \mu)} \quad (4.18)$$

или

$$u_K \approx u_H \rho_H / \rho_K, \quad (4.19)$$

где ρ_K — конечная (в конце трубопровода) плотность воздуха.

4.3. Значения коэффициента α_q

Груз	Размер типичных частиц a' , мм	α_q
Пылевидный порошкообразный и мелкозернистый	0,01 ... 1	0,32 ... 0,51
Зернистый и мелкокусковой сортированный	Более 1 До 40	0,54 ... 0,63
Кусковой сортированный	40 ... 80	0,7 ... 0,79

Скорость воздуха не должна быть меньше критической, определяемой по формуле

$$u_{кр} = c_2 \sqrt{\mu a_{ng} D}, \quad (4.20)$$

где c_2 — опытный коэффициент, принимаемый равным 0,1 ... 0,25 для пылевидных, 0,15 ... 0,3 для зернистых и 0,2 ... 0,35 для кусковых грузов; g — ускорение свободного падения, м/с².

Бóльшие значения коэффициента c_2 принимают для слеживающихся и влажных грузов, а также для сложных трасс.

Скорость воздуха обычно составляет 10 ... 30 м/с, максимальная — 40 м/с. На практике она не должна превышать значений u , указанных в табл. 4.1, иначе сильно возрастает энергоемкость системы из-за увеличения динамических потерь давления.

Рекомендуемую скорость (м/с) воздуха определяют по формуле

$$u = \alpha_q \sqrt{\rho_r} + B' L, \quad (4.21)$$

где α_q — коэффициент крупности частиц перемещаемого груза (табл. 4.3); $B' = (2 \dots 5) 10^{-5}$ — коэффициент, характеризующий свойства груза (малые значения принимают для сухих пылевидных грузов).

При выбранных диаметре трубопровода и скорости воздуха допустимую концентрацию смеси определяют по формуле

$$\mu \leq \frac{u_n^2 \rho_n}{\rho_r g D c_n^2 k_n^2}. \quad (4.22)$$

Если концентрация смеси μ лимитируется начальными условиями (u_n, ρ_n) по формуле (4.22), рекомендуется уменьшить диаметр D на входе так, чтобы значение μ , вычисленное по выражению (4.22), было не меньше значения μ , определенного по выражению (4.13).

Во всасывающих установках низкого и среднего вакуума концентрация смеси не должна превышать 5, в установках высокого вакуума — 35, в нагнетательных установках низкого и среднего давления — 5, а высокого давления — 40.

Подставляя выражение (4.20) для $u_{кр}$ в формулу (4.13), получаем при $u = u_n$

$$u(D) = \frac{4Q}{3,6\pi D^2} \left(\frac{1}{\mu \rho_n} + \frac{1}{\rho_r \rho_r} \right) = k_n c_2 \sqrt{\mu a_{ng} D}, \quad (4.23)$$

или при $a_n = \rho_r / \rho_n$

$$u(D) \approx k_n c_2 \sqrt{\frac{\mu g D \rho_r}{\rho_n}}. \quad (4.24)$$

Решая эти уравнения относительно D , находим

$$D = \sqrt[5]{\frac{Q^2 (\beta_r \rho_r) + \mu \rho_n^2}{8 \mu^3 \rho_n^2 \rho_r^2 a_n^3 g k_n^2 c_2^2 \beta_r^2}}. \quad (4.25)$$

или

$$D \approx \sqrt[5]{\frac{Q^2 (\beta_r \rho_r + \mu \rho_n)}{8 \mu^3 \rho_n \rho_r^3 g k_n^2 c_2^2 \beta_r}}. \quad (4.26)$$

Полученный диаметр D округляют до ближайшего значения из нормального ряда.

Из уравнения (4.25) следует, что диаметр трубопровода зависит от плотности воздуха. Чем больше плотность, тем меньше диаметр. Поэтому при использовании трубопровода постоянного диаметра последний определяют по максимальному значению ρ_n в начале трубопровода (на входе воздуха). После выбора диаметра D из нормального ряда рассчитывают скорость воздуха по уравнению (4.13).

Формулу (4.26) можно упростить, если учесть, что второе слагаемое в скобках мало по сравнению с первым. Тогда

$$D \approx \sqrt[5]{\frac{Q^2}{8 \mu^3 \rho_n \rho_r^3 g k_n^2 c_2^2}}. \quad (4.27)$$

Если значение скорости u выбрано заранее, например, по выражению (4.15), то диаметр D рассчитывают по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{3,6\pi u} \left(\frac{1}{\mu \rho_n} + \frac{1}{\beta_r \rho_r} \right)}. \quad (4.28)$$

При расчете нагнетательных установок, когда плотность в начале расчета неизвестна, можно определить диаметр трубы на конце трубопровода по формуле

$$D = \sqrt[5]{\frac{Q^2 (\beta_r \rho_r + \mu \rho_n)}{8 \mu^3 \rho_n \rho_r^3 c_2^2 \beta_r^2}} \approx \sqrt[5]{\frac{Q^2}{8 \mu^3 \rho_n \rho_r g c_2^2}}. \quad (4.29)$$

Вычисленное значение диаметра должно удовлетворять условию

$$D \geq 3a^6. \quad (4.30)$$

Перепад давлений воздуха в трубопроводе

$$\rho_r = \rho_r + \rho_h + \rho_d - \rho_{д.п}; \quad (4.31)$$

потери давления в пневмотранспортной системе

$$\rho_{д.п} = \rho_r + \rho_h + \rho_m + \rho_{д.п} \quad (4.32)$$

где ρ_r — потери давления на сопротивление трубопровода, обусловленные силами трения; ρ_h — потери давления на подъем воздуха и груза; $\rho_{д.п}$ — динами-

4.4. Формулы для определения эквивалентных длин при различных местных сопротивлениях во всасывающих пневматических устройствах для транспортирования зерновых грузов

Местное сопротивление	$L_{\text{экв}}$, м (D и l в м)
Соединение двух разветвительных трубопроводов	$10D$
Сопло	$150 \frac{1 + 0,4\mu}{\mu} D$
Разгрузитель с циклоном (отделитель)	$300 \frac{1 + 0,4\mu}{\mu} D$
Циклон	$\frac{130}{\mu} D$
Участок трубы длиной l за разгрузителем всасывающей пневмотранспортной установки	l/μ
Гибкая труба длиной l (без учета влияния закругления)	$2l$

ческие потери давления, затрачиваемые на сообщение грузу и воздуху кинетической энергии; $p_{\text{д.н}}$ — динамические потери давления на разгон смеси до скорости $u_{\text{н}}$; $p_{\text{м}}$ — потери давления в загрузочном и разгрузочных устройствах,

обычно $p_{\text{м}} = 20 \dots 30$ кПа.

Потери давления воздуха в отделителе

$$p_{\text{от}} = \frac{\lambda L_{\text{экв}} \rho_{\text{в}} u_{\text{в}}^2}{2D} \left(1 + \frac{c_{\text{в}} \rho_{\text{г}} g D}{\rho_{\text{в}} u_{\text{ст}}^2} \right), \quad (4.33)$$

где α — коэффициент сопротивления (при $D = 0,15$ м $\lambda = 0,016$, при $D = 0,175$ м $\lambda = 0,015$, при $D = 0,2$ м $\lambda = 0,014$); $L_{\text{отд.}}$ — эквивалентная длина отделителя (т. е. длина трубопровода, сопротивление которого равно сопротивлению отделителя, табл. 4.4); $c_{\text{в}} = 0,075 \dots 0,1$ — эмпирический коэффициент (меньшие значения принимают для тяжелых грузов); $u_{\text{ст}}$ — скорость воздуха при давлении, близком к атмосферному.

Потери давления в фильтре

$$p_{\text{ф}} = 1 \dots 1,5 \text{ кПа.}$$

Потери давления во всасывающем сопле

$$p_{\text{с}} = \frac{\lambda L_{\text{сопл}} \rho_{\text{в}} u_{\text{в}}^2}{2D} \left(1 + \frac{c_{\text{с}} \rho_{\text{г}} g D}{\rho_{\text{в}} u_{\text{ст}}^2} \right), \quad (4.34)$$

где $L_{\text{сопл}}$ — эквивалентная длина сопла (см. табл. 4.4).

Потери давления, вызванные силами трения,

$$p_{\text{т}} = p_0 \left(1 + \frac{c_{\text{т}} \rho_{\text{г}} g D}{u_{\text{ст}}^2} \right) \approx p_0 \left(1 + \frac{c_{\text{т}} \rho_{\text{г}} g D}{\rho_{\text{в}} u_{\text{ст}}^2} \right), \quad (4.35)$$

где p_0 — потери давления для чистого воздуха,

Подставляя в выражение (14.32) $u_{ст} = 4G_{в}/(\pi D^2 \rho_{ст})$, получаем

$$\rho_{т} = \rho_0 \left(1 + \frac{c_{зв} \rho_{тг} D^3 \rho_{ст}}{1,62 G_{в}^2} \right). \quad (4.36)$$

Потери давления для чистого воздуха

$$\rho_0 = \lambda L_{пр} u^2 \rho_{в} / (2D), \quad (4.37)$$

где $L_{пр}$ — приведенная длина трубопровода.

Приведенная длина трубопровода

$$L_{пр} = L_{ф} + \sum L_{экр}, \quad (4.38)$$

где $L_{ф}$ — фактическая длина трубопровода; $\sum L_{экр}$ — сумма эквивалентных длин $L_{экр}$ с учетом закруглений и других местных сопротивлений (см. табл. 4.4).

Эквивалентные длины участков закруглений следующие:

Груз $L_{экр}$ (м) при угле поворота $\alpha_{пр}$ за- кругления (радиус 0,7—1 м), °:	Пылевидный	Зернистый	Кусковой
8 ... 12	—	—	8
15	—	—	10
20	2	3	12
30	4	5	15
45	6	8	25
90	10	15	45

Формула (4.37) не учитывает изменения давления и скорости воздуха по длине трубопровода. Ее используют при расчете всасывающих установок, а также нагнетательных установок малой длины, когда перепад давлений не превышает атмосферного давления.

Для определения ρ_0 с учетом переменных давления и скорости воздуха в трубопроводе используют два условия, характеризующие непрерывность потока и изотермичность процесса. Условие непрерывности при $D = \text{const}$ имеет вид

$$u_{н} \rho_{н} = u_{к} \rho_{к} = u_{к} \rho_{к}, \quad (4.39)$$

где $u_{н}$, $\rho_{н}$ — скорость и плотность воздуха в начале трубопровода; $u_{к}$, $\rho_{к}$ — то же для текущего значения длины труб портирования, $u_{к}$, $\rho_{к}$ — то же в конце трубопровода.

Условие изотермичности процесса

$$\rho_{н} / \rho_{н} = \rho_{к} / \rho_{к} = \rho_{к} / \rho_{к}, \quad (4.40)$$

Давление в начале трубопровода [5]

$$\rho_{н} = \sqrt{\frac{\lambda \rho_{к} \alpha_{пр} L_{пр}}{D} + \rho_{к}^2}. \quad (4.41)$$

Согласно уравнению состояния идеального газа

$$\rho_{н} = R' T \rho_{н}, \quad (4.42)$$

где $R' = 290$ Дж/(кг·К) — удельная газовая постоянная; T — абсолютная температура, К.

Поэтому давление в начале трубопровода можно представить в виде

$$p_{\text{н}} = \sqrt{\frac{\lambda L_{\text{пр}} \rho_{\text{к}}^2 u_{\text{к}}^2 R' T}{D} + p_{\text{к}}^2} \quad (4.43)$$

Потери давления

$$p_0 = p_{\text{н}} - p_{\text{к}} = \sqrt{\frac{u_{\text{к}}^2 \rho_{\text{к}}^2 R' T \lambda L_{\text{пр}}}{D} + p_{\text{к}}^2} \quad (4.44)$$

Давление (МПа) в конце напорного трубопровода

$$p_{\text{к}} = 0,103 + p_{\text{от}} + p_{\text{ф}}, \quad (4.45)$$

где $p_{\text{от}}$ и $p_{\text{ф}}$ — в МПа.

Для всасывающих трубопроводов

$$p_0 = p_{\text{н}} - \sqrt{p_{\text{н}}^2 - \frac{u_{\text{н}}^2 \rho_{\text{н}}^2 R' T \lambda L_{\text{пр}}}{D}}; \quad (4.46)$$

$$p_{\text{к}} \approx p_{\text{н}} - p_{\text{в}}, \quad (4.47)$$

где $p_{\text{н}}$ — давление (МПа) в начале всасывающего трубопровода;

$$p_{\text{в}} = 0,095 - p_{\text{с}}; \quad (4.48)$$

здесь $p_{\text{с}}$ — потери давления (МПа) во всасывающем сопле [см. формулу (4.34)].

При совместном решении уравнений (4.38) и (4.39) получаем

$$p_0 = \sqrt{\frac{\lambda L_{\text{пр}} \rho_{\text{н}}^2 u_{\text{н}}^2 R' T}{D} + p_{\text{к}}^2} - p_{\text{к}}. \quad (4.49)$$

Приведенный выше метод расчета ориентирован на пневмотранспортные установки большой протяженности, в которых вертикальные участки не имеют большой высоты. При расчете установок, предназначенных для разгрузки судов, горизонтальные участки невелики, и поэтому при выборе скорости воздуха ориентируются на вертикальные участки. При этом исходным критерием является скорость $u_{\text{в}}$ витания частиц груза, значение которой меньше критического. Скоростью витания называется скорость подъема воздуха в вертикальном трубопроводе, при которой частицы насыпного груза, поддерживаемые потоком воздуха, находятся в состоянии равновесного витания, не падают и не поднимаются. В установках малой длины при большой высоте подъема скорость воздуха может быть ниже критической, но должна быть больше скорости витания.

Из уравнения (4.15) следует, что при $u = u_{\text{в}}$ и $p_{\text{в}} = p_{\text{н}}$

$$u_{\text{н}} \rho_{\text{н}} = G_{\text{в}} / F_{\text{тр}}, \quad (4.50)$$

где $F_{\text{тр}} = \pi D^2 / 4$ — площадь живого сечения трубопровода.

Подставив это выражение в формулу (4.49), получим зависимость p_0 от расхода воздуха:

$$p_0 = \sqrt{\frac{G_b^2 R' T \lambda L_{np}}{F_{тр}^2 D} + p_k^2} - p_k =$$

$$= \sqrt{\frac{16 G_b^2 R' T \lambda L_{np}}{\pi^2 D^5} + p_k^2} - p_k. \quad (4.51)$$

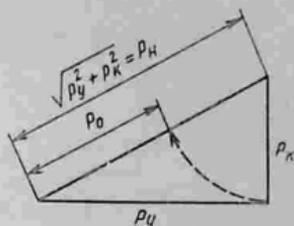


Рис. 4.6. Графическое определение давления

Первое слагаемое под корнем в уравнении (4.51) можно представить как гипотенузу треугольника, составленного из катетов p_k и p_y (рис. 4.6); последний определяется по формуле

$$p_y = \frac{4 G_b}{\pi D^2} \sqrt{\frac{R' T \lambda L_{np}}{D}}. \quad (4.52)$$

Подставив это выражение в формулу (4.51), получим простую формулу для определения p_0 :

$$p_0 = \sqrt{p_y^2 + p_k^2} - p_k, \quad (4.53)$$

где p_y — условное давление (см. рис. 4.6).

При транспортировании насыпного груза в плотной фазе потери давления

$$p_T = \sqrt{\frac{\rho_k^2 R' u_k^2 T \lambda_1 L_{np}}{D} + p_{к1}^2} - p_{ат}, \quad (4.54)$$

где $\rho_k = \rho_{ат} = 1,2 \text{ кг/м}^3$; λ_1 — коэффициент сопротивления;

$$\lambda_1 = \frac{\lambda \rho_r (\mu + 1)}{\rho_r + \rho_k}; \quad (4.55)$$

$p_{н1} \approx 0,105 \text{ МПа}$ — давление на выходном конце трубопровода; $p_{ат}$ — атмосферное давление.

Входящие в формулу (4.31) динамические потери определяют по формуле [5]:

$$p_{д.н} = \rho_n u_n^2 (1 + \mu \beta_r) / 2. \quad (4.56)$$

Динамические потери на разгон смеси до скорости u_n в начале трубопровода

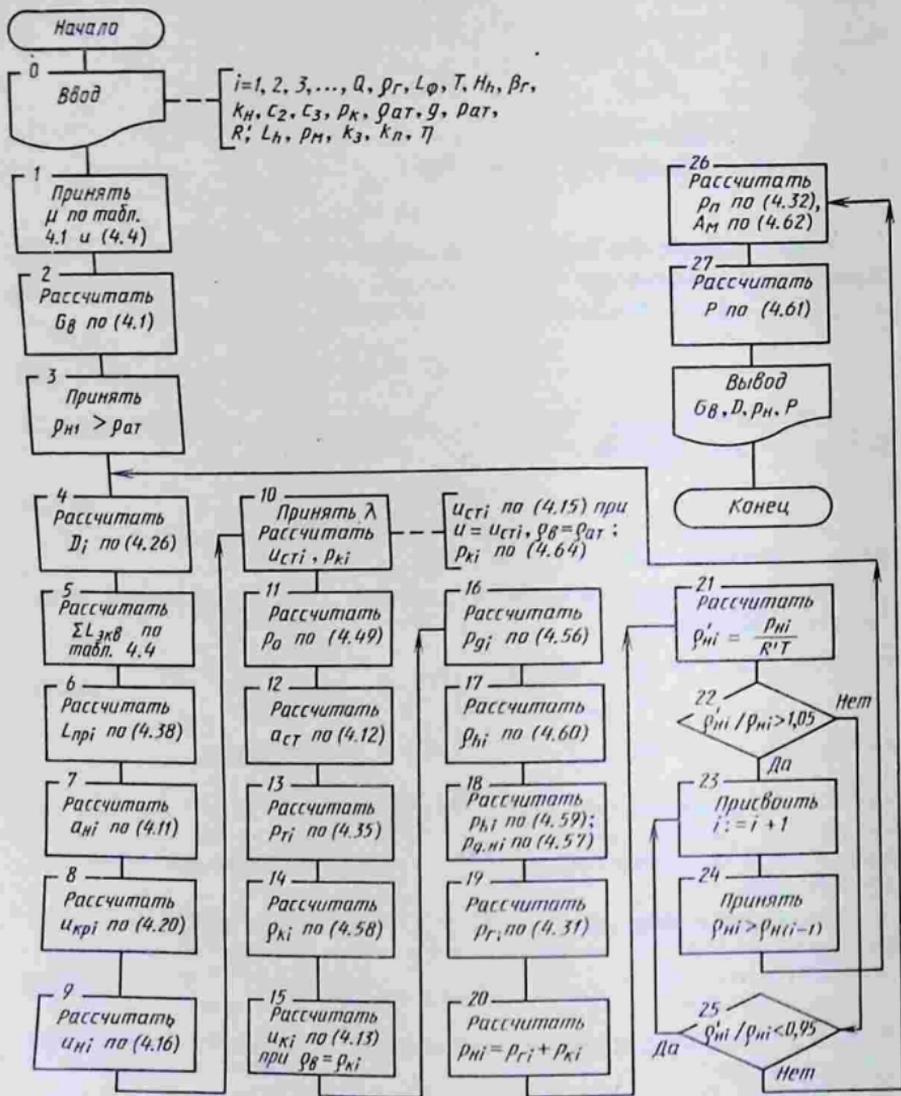
$$p_{д.н} = \rho_n u_n^2 (1 + \mu \beta_r) / 2. \quad (4.57)$$

Плотность воздуха в конце трубопровода

$$\rho_k = \rho_n / (R' T). \quad (4.58)$$

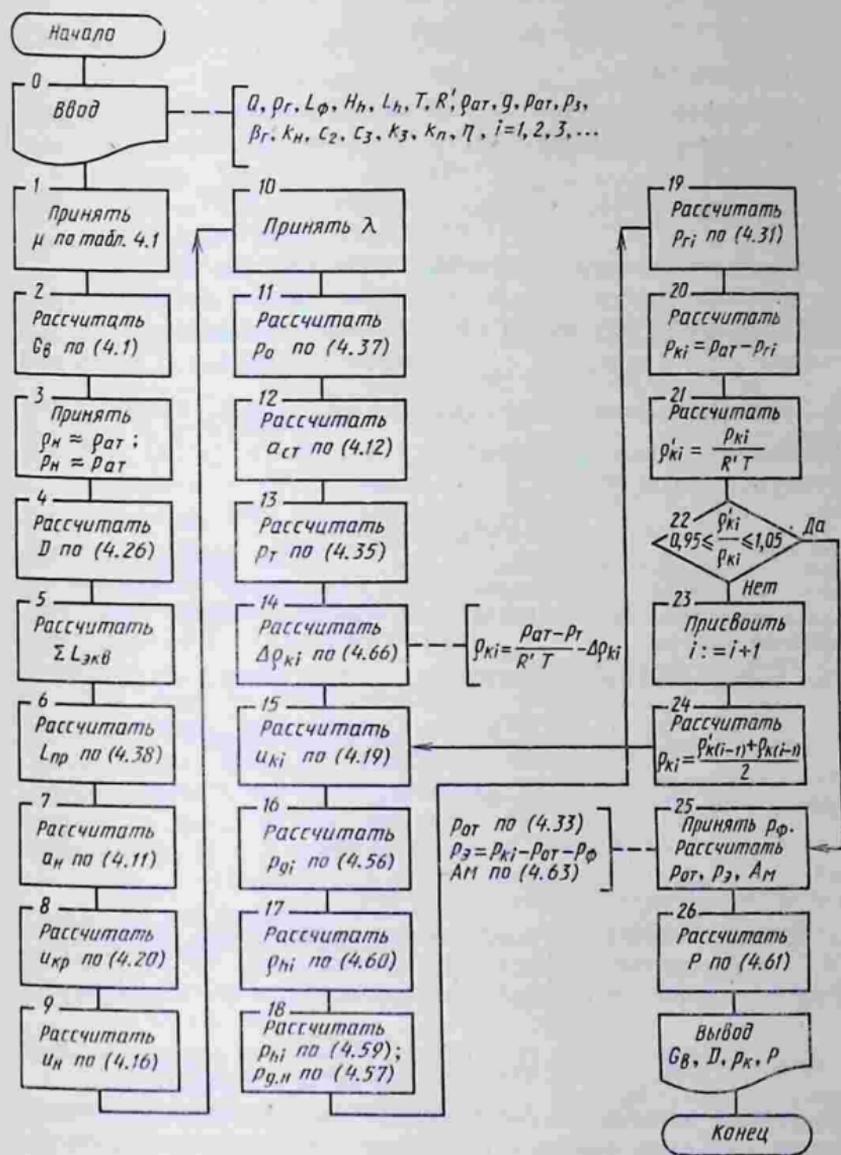
Для всасывающих установок

$$p_k < \rho_n (p_n - p_T) / \rho_k.$$



а)

Рис. 4.7. Схемы алгоритмов
а — нагнетательных;



б)

для расчета установок:

б — всасывающих

Потери давления на подъем смеси равны ее гидростатическому давлению при высоте столба H_h , т. е.

$$\rho_h = \rho_c g H_h,$$

где ρ_c — плотность смеси.

Следовательно, при $\rho_v = \rho_h$, соответствующем среднему давлению воздуха в вертикальном трубопроводе,

$$\rho_h = \rho_h \left(1 + \frac{\mu}{\beta_r} \right) g H_h = \rho_h (1 + \mu_m) g H_h. \quad (4.59)$$

При предварительных расчетах принимают $\rho_h = \rho_n$, если подъем в начале трассы, и $\rho_h = \rho_k$, если подъем в конце трассы. При расположении подъема в средней зоне трассы

$$\rho_h = \rho_k + (\rho_n - \rho_k) L_h / L_{пр}, \quad (4.60)$$

где L_h — приведенная длина трассы от конца трубопровода до середины подъема.

Определение мощности привода. Мощность (кВт) двигателя воздуходувной машины

$$P = k_3 k_n A_m G_n / \eta, \quad (4.61)$$

где $k_3 = 1,1$ — коэффициент запаса; $k_n = 1,1 \dots 1,5$ — коэффициент, учитывающий потери воздуха в трубопроводе из-за некачественных уплотнений и др.; A_m — удельная работа воздуходувной машины, кДж/кг; $\eta = 0,65 \dots 0,85$ — КПД воздуходувной машины.

При максимальном давлении ($p_n + p_k$) удельная работа [5]

$$A_m = \frac{p_{ат}}{\rho_{ат}} \ln \frac{p_n + p_k}{p_{ат}} = 2,3 R' T \lg \frac{p_n + p_k}{p_{ат}}. \quad (4.62)$$

Для всасывающих установок

$$A_m = 2,3 R' T \lg (p_{ат} / p_a), \quad (4.63)$$

где p_a — давление воздуха на входе в эксгаустер.

Алгоритмы расчета пневматических установок показаны на рис. 4.7. В алгоритме, представленном на рис. 4.7, а, давление p_{ki} (Па) определяется (после выбора значения μ) по формуле

$$p_{ki} = 104\,500 + 150 \lambda_i (1 + 0,4\mu) \left(\frac{u_{ст}^2 \rho_{ат}}{\mu} + c_3 \rho_i g \alpha_i \right). \quad (4.64)$$

При расчете нагнетательной установки начальное значение $\rho_{н1}$ принимается по аналогии со значениями, характерными для применяемых установок. Если же таких данных нет, то рекомендуется определять $\rho_{н1}$ приближенно по дополнительной схеме, приведенной на рис. 4.8. После определения D (оператор 4) выбирается ближайшее значение из ряда 40, 45, 50, 60, 75, 85, 100, 125, 150, 180, 200, 250, 300 мм. Значение D рекомендуется вычислять при максимальном и минимальном значениях c_2 для данного материала, а затем проверить по формуле (4.28) при u , определенном по выражению (4.21) и $\rho_v = \rho_k$. После этого следует вы-

брать D из нормального ряда в интервале полученных значений и уточнить u_n по формуле (4.13) при $\rho_v = \rho_k = \frac{\rho_k}{R'T}$; ρ_k определяют приближенно по формуле (4.45), где $\rho_{от}$ вычисляют по выражению (4.33).

Параметр $\sum L_{экв} i$ (оператор 5, рис. 4.7, а) включает лишь местные сопротивления на грузопроводе, но не учитывает сопротивления загрузочных и разгрузочных устройств (питателя, отделителя, фильтра).

В операторе 8 принимается $a = a_{ni}$, а в операторе 9 — $\rho_v = \rho_{ni}$.

В операторе 13 $a = a_k \approx a_{ст}$ и $u_{ст}$ принимается равным скорости u , определяемой по формуле (4.13) при $\rho_v = \rho_k$. Динамические потери (оператор 16) определяются при значении $\rho_v = \rho_k$ и $u = u_k$.

При расчете всасывающих установок (см. рис. 7.7, б) при вычислении $\sum L_{экв}$ (оператор 5) учитываются лишь местные сопротивления на грузопроводе, но не учитываются сопло, отделитель и фильтр. Вычисления по оператору 11 рекомендуется выполнять при ориентировочных значениях $n = 1,25u_n$ и $\rho_v = 0,75\rho_{ст}$. В операторе 13 принимают $a_{ст} = a_n$ и $u = u_n$. Определяя u_n по выражениям (4.17) и (4.20) при $a_{ст} = a_n$ и подставляя полученное значение в формулу (4.35), получают

$$\rho_T = \rho_0 \left(1 + \frac{c_3}{k_n^2 c_2^2} \right). \quad (4.65)$$

При выборе ρ_{ni} (оператор 14) рекомендуется уменьшать его по сравнению с расчетным $(\rho_n - \rho_T)/(R'T)$ на величину $\Delta\rho_{ni}$, равную

$$\Delta\rho_{ni} \approx \frac{\rho_n u_n^2 (1 + \mu\beta_T) + 2(1 + \mu/\beta_T) gH_h}{2R'T}. \quad (4.66)$$

В операторе 16 принимается $\rho_v = \rho_{ki}$ и $u = u_{ki}$.

В качестве примера рассчитаем мощность двигателя воздушной машины нагнетательной установки для перемещения зерна с производительностью $Q = 72$ т/ч. Схема установки показана на рис. 4.1, б.

Входные параметры: $\rho_T = 1200$ кг/м³; $\beta_T = 0,47$; $c_2 = 0,15 \dots 0,3$; $H_h = 0$; $T = 283$ К; $c_3 = 0,085$; $k_3 = 1,1$; $\rho_{ат} = 1,2$ кг/м³; $\alpha_4 = 0,5 \dots 0,632$; $B'' =$

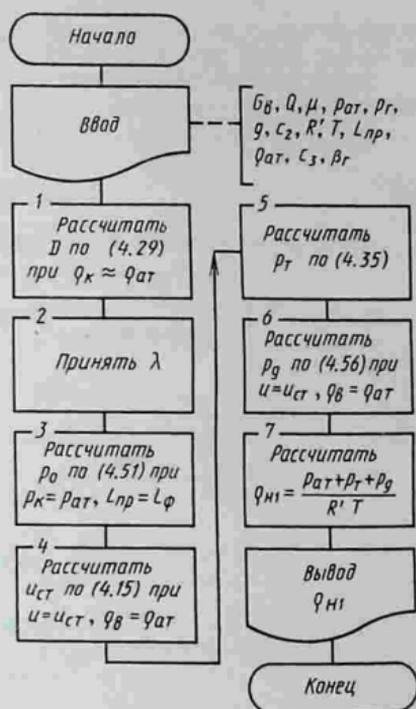


Рис. 4.8. Схема алгоритма для определения ρ_{ni}

5) учитываются лишь местные

$= 3,5 \cdot 10^{-5}$; $p_3 = 25$ кПа; $k_H = 1,3$; $p_M = 20$ кПа; $k_H = 1,12$; $\eta = 0,75$; $Q = 72$ т/ч; длина трубопровода $L_\Phi = 200$ м.

Расчет проведен по алгоритму, данному на рис. 4.7, а, и начальные цифры означают номера операторов.

1. $\mu = 20$ [по табл. 4.1 и формуле (4.4)].

$$2. G_B = \frac{Q}{3,6\mu} = \frac{72}{3,6 \cdot 20} = 1 \text{ кг/с.}$$

Далее расчет проводим по алгоритму, приведенному на рис. 4.8.

$$1. D \approx \sqrt[5]{\frac{Q^2}{8\mu^3 \rho_{ат} \rho_r g c_2^2}} = \sqrt[5]{\frac{72^2}{8 \cdot 8000 \cdot 1,2 \cdot 1200 \cdot 9,8 \cdot 0,2^2}} = 0,17 \text{ м.}$$

2. $\lambda = 0,016$.

$$3. p_0 = \sqrt{\frac{16G_B^2 R' T \lambda L_\Phi}{\pi^2 D^5}} + p_{ат}^2 - p_{ат} = \sqrt{\frac{16 \cdot 290 \cdot 283 \cdot 0,016 \cdot 200}{3,14^2 \cdot 0,17^5}} + 10^{10} - 10^5 = 14000 \text{ Па.}$$

$$4. u_{ст} = \frac{4G_B}{\pi D^2 \rho_{ат}} = \frac{4 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,17^2 \cdot 1,2} = 36,7 \text{ м/с.}$$

$$5. p_r = p_0 \left(1 + \frac{c_3 \mu \rho_r g D}{\rho_{ат} u_{ст}}\right) = 14000 \left(1 + \frac{0,085 \cdot 20 \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot 0,17}{1,2 \cdot 36,7^2}\right) = 43500 \text{ Па.}$$

$$6. p_d = \frac{\rho_{ат} u_{ст}^2 (1 + \mu \beta_r)}{2} = \frac{1,2 \cdot 36,7^2 (1 + 20 \cdot 0,47)}{2} = 8400 \text{ Па.}$$

Далее расчет проводим по алгоритму, приведенному на рис. 4.7, а.

$$3. \rho_{нл} = \frac{p_{ст} + p_r + p_d}{R' T} = \frac{10^5 + 43500 + 8400}{290 \cdot 283} = 1,85 \text{ кг/м}^3.$$

$$4. D_1 = \sqrt[5]{\frac{Q^2 (\beta_r \rho_r + \mu \rho_{нл})^2}{8\mu^3 \rho_{нл} \rho_r^3 g k_H^2 c_2^2 \beta_r^2}} = \sqrt[5]{\frac{72^2 (0,47 \cdot 1200 + 20 \cdot 1,85^2)}{8 \cdot 20^3 \cdot 1,85 \cdot 1200^3 \cdot 9,81 \cdot 1,3^2 \cdot 0,2^2 \cdot 0,47^2}} = 0,144 \text{ м.}$$

Выбираем $D_1 = 0,15$ м.

$$5. \sum L_{экв} = 0.$$

$$6. L_{пр1} = L_\Phi + \sum L_{экв} i = 200 \text{ м.}$$

$$7. a_{нл} = \frac{p_r - p_{нл}}{\rho_{нл}} = \frac{1200 - 1,85}{1,85} = 647.$$

$$8. u_{пр1} = c_2 \sqrt{\mu a_{нл} g D_1} = 0,2 \sqrt{20 \cdot 647 \cdot 9,81 \cdot 0,15} = 27,6 \text{ м/с.}$$

$$9. u_{нл} = \frac{4Q}{3,6\pi D_1^2} \left(\frac{1}{\mu \rho_{нл}} + \frac{1}{\beta_r \rho_r}\right) = 1132 \left(\frac{1}{20 \cdot 1,85} + 0,00177\right) = 32,6 \text{ м/с} > u_{пр1}.$$

$$10. \lambda_1 = 0,016;$$

$$u_{ст1} = \frac{4G_B}{\pi D_1^2 \rho_{ат}} = \frac{4 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 1,2} = 47 \text{ м/с;}$$

$$\begin{aligned} p_{к1} &= 104500 + 150\lambda_1 (1 + 0,4\mu) \left(\frac{u_{сг1}^2 \rho_{аг}}{\mu} + c_3 \rho_{гг} D_1 \right) = \\ &= 104500 + 150 \cdot 0,016 (1 + 0,4 \cdot 20) \left(\frac{47^2 \cdot 1,2}{20} + 0,085 \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \right) = \\ &= 110600 \text{ Па.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 11. \rho_{о1} &= \sqrt{\frac{\lambda_1 L_{нр1} \rho_{н1}^2 u_{н1}^2 R' T}{D_1} + p_{к1}^2} - p_{к1} = \\ &= \sqrt{\frac{0,016 \cdot 200 \cdot 1,85^2 \cdot 32,6^2 \cdot 290 \cdot 283}{0,15} + 110600^2} - 110600 = 26 \text{ кПа.} \end{aligned}$$

$$12. a_{сг} = \frac{\rho_{г} - \rho_{аг}}{\rho_{аг}} = \frac{1200 - 1,2}{1,2} = 999.$$

$$13. p_{т1} = p_{о1} \left(1 + \frac{c_3 \mu a_{сгг} D_1}{u_{сг1}} \right) = 2600 \left(1 + \frac{0,085 \cdot 20 \cdot 999 \cdot 9,81 \cdot 0,15}{47^2} \right) = 55400 \text{ Па.}$$

$$14. \rho_{к1} = \frac{p_{к1}}{R' T} = \frac{110600}{290 \cdot 283} = 1,348 \text{ кг/м}^3.$$

$$15. u_{к1} = \frac{4Q}{3,6\pi D_1^2} \left(\frac{1}{\mu \rho_{к1}} + \frac{1}{\beta_{гг} \rho_{гг}} \right) = \frac{4 \cdot 72}{3,6\pi \cdot 0,15^2} \left(\frac{1}{20 \cdot 1,348} + \frac{1}{0,47 \cdot 1200} \right) = 44 \text{ м/с.}$$

$$16. p_{д1} = \frac{\rho_{к1} u_{к1}^2 (1 + \mu \beta_{гг})}{2} = \frac{1,316 \cdot 44^2 (1 + 20 \cdot 0,47)}{2} = 13570 \text{ Па.}$$

17. При $H_h = 0$ этот оператор пропускается.

18. $\rho_{hi} = 0$;

$$p_{д.н1} = \frac{\rho_{н1} u_{н1}^2 (1 + \mu \beta_{гг})}{2} = \frac{1,85 \cdot 32,6^2 (1 + 20 \cdot 0,47)}{2} = 10220 \text{ Па.}$$

$$19. p_{г1} = p_{т1} + p_{н1} + p_{д1} - p_{д.н1} = 55400 + 13570 - 10220 = 58700 \text{ Па.}$$

$$20. p_{н1} = p_{г1} + p_{к1} = 58700 + 110600 = 169300 \text{ Па.}$$

$$21. \rho'_{н1} = \frac{p_{н1}}{R' T} = \frac{169300}{290 \cdot 283} = 2,06 \text{ кг/м}^3.$$

$$22. \frac{\rho'_{н1}}{\rho_{н1}} = \frac{2,06}{1,85} = 1,114 > 1,05.$$

$$23. i = 2.$$

$$24. \rho_{н2} = 2,1 \text{ кг/м}^3.$$

4. Расчет дает $D_2 = 0,16$ м при $c_2 = 0,15$ и $D_2 = 0,12$ м при $c_2 = 0,3$. Оставляем $D_2 = 0,15$ м.

Переходим ко второму перебору операторов 7... 22.

$$7. a_{н2} = \frac{\rho_{г} - \rho_{н2}}{\rho_{н2}} = \frac{1200 - 2,1}{2,1} = 570.$$

$$8. u_{нр2} = c_2 \sqrt{\mu a_{н2г} D_2} = 0,2 \sqrt{20 \cdot 570 \cdot 9,81 \cdot 0,15} = 25,9 \text{ м/с.}$$

$$9. u_{н2} = \frac{4Q}{3,6\pi D_2^2} \left(\frac{1}{\mu \rho_{н2}} + \frac{1}{\beta_{гг} \rho_{гг}} \right) = 1132 \left(\frac{1}{20 \cdot 2,1} + 0,0018 \right) = 29 \text{ м/с.}$$

$$10. \lambda_2 = 0,016; u_{с\tau 2} = u_{с\tau 1}; p_{к2} = p_{к1}.$$

$$11. p_{02} = \sqrt{\frac{\lambda_2 L_{np2} \rho_{н2}^2 u_{н2}^2 R' T}{D_2}} + p_{к2}^2 - p_{к2} = \\ = \sqrt{\frac{0,016 \cdot 200 \cdot 2,1^2 \cdot 29^2 \cdot 290 \cdot 283}{0,15}} + 110600^2 - 110600 = 26000 \text{ Па.}$$

$$12. a_{с\tau} = 999.$$

$$13. p_{\tau 2} = p_{02} \left(1 + \frac{c_3 \mu a_{с\tau} g D_2}{u_{с\tau 2}^2} \right) = 55400 \text{ Па.}$$

14 . . . 18. Подобно первому перебору

$$p_{д. н2} = \frac{\rho_{н2} u_{н2}^2 (1 + \mu \beta_{\Gamma})}{2} = \frac{2,1 \cdot 29^2 (1 + 20 \cdot 0,47)}{2} = 9180 \text{ Па.}$$

$$19. p_{\Gamma 2} = p_{\tau 2} + p_{д2} - p_{д. н2} = 55400 + 13570 - 9180 = 59800 \text{ Па.}$$

$$20. p_{н2} = p_{\Gamma 2} + p_{к2} = 59800 + 110600 = 170400 \text{ Па.}$$

$$21. \rho'_{н2} = \frac{p_{н2}}{R' T} = \frac{170400}{290 \cdot 283} = 2,07 \text{ кг/м}^3.$$

$$25. \frac{\rho'_{н2}}{\rho_{н2}} = \frac{2,07}{2,1} = 0,986 > 0,95.$$

$$26. p_{н} = p_{м} + p_{\tau 2} + p_{д2} = 20000 + 59800 + 13570 = 93400 \text{ Па.}$$

$$A_{м} = 2,3 R' T \lg \frac{p_{н} + p_{к2}}{p_{ат}} = 2,3 \cdot 290 \cdot 283 \lg \frac{93400 + 110600}{10^5} = 58500 \text{ Дж/кг.}$$

$$31. P = \frac{k_3 k_{п} A_{м} G_{н}}{\eta} = \frac{1,1 \cdot 1,12 \cdot 58500 \cdot 1}{0,75} = 96,1 \text{ кВт.}$$

4.1.3. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ ГРУЗОВ В АЭРИРОВАННОМ СОСТОЯНИИ. АЭРОЖЕЛОБА

Пневмотранспортная установка, называемая аэрожелобом и действующая по принципу аэрации насыпного груза, показана на рис. 4.9, а. Желоб 1 изготовляют из стальных листов с пористой перегородкой 2, разделяющей его на верхнюю часть — транспортирующую и нижнюю — воздухоудвную. Насыпной груз поступает в верхнюю часть желоба из бункера 3. Подаваемый вентилятор 4 в нижнюю часть желоба в воздух проникает сквозь пористую перегородку в верхнюю часть и насыщает сыпучий груз, поступающий из бункера. Аэрированный груз приобретает большую текучесть и движется под действием собственного веса вниз по желобу, имеющему уклон 2 . . . 5 %. Установка снабжена впускным 5 и выпускным 6 фильтрами. Первый предназначен для предохранения пористой перегородки от засорения пор, а второй — для отделения от воздуха пылевидных фракций транспортируемого материала.

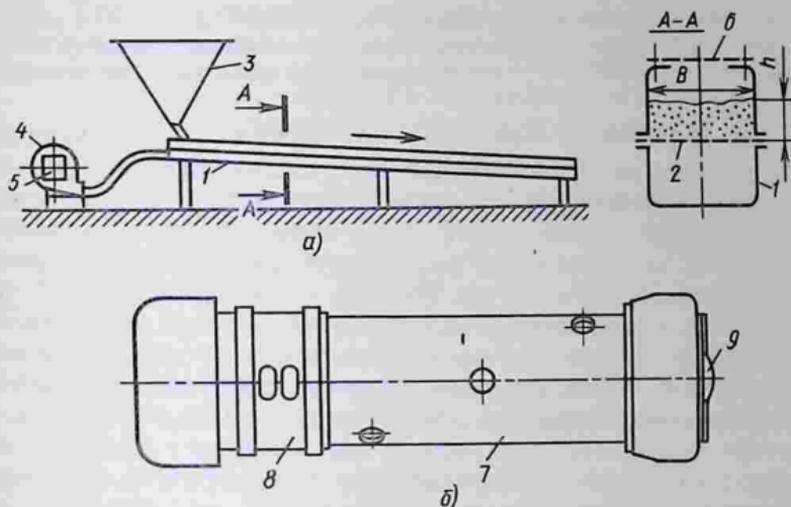


Рис. 4.9. Пневмотранспортные устройства:
 а — аэрожелоб; б — патрон пневмопачты

Расчет пневматических желобов (аэрожелобов). Производительность (т/ч) аэрожелоба

$$Q = 3,6Bhv\rho_n\psi_1, \quad (4.67)$$

где B — ширина желоба (см. рис. 49, а), м; $h = 0,1 \dots 0,15$ — высота слоя груза в желобе, м; v — скорость движения груза по желобу, м/с; ρ_n — плотность аэропульпы, кг/м³; $\psi_1 = 0,9$ — поправочный коэффициент.

Плотность аэропульпы (кг/м³)

$$\rho_n = \frac{3,6G_B + Q}{3,6G_B/\rho_B + Q/\rho_r}. \quad (4.68)$$

Скорость движения аэрированного груза по желобу можно ориентировочно принять равной 1 м/с при уклоне желоба 4 % ($i_{ж} = 0,04$) или более точно определить по формуле

$$v = k'_a \sqrt{R_r i_{ж}}, \quad (4.69)$$

где $k'_a = 21,2 \dots 26,5$ — коэффициент; R_r — гидравлический радиус, м; $i_{ж} = 0,02 \dots 0,05$ — уклон желоба.

Гидравлический радиус

$$R_r = \frac{Bh}{2h + B}. \quad (4.70)$$

Расход воздуха G_B аэрожелобом определяется по формуле (4.1) при $\mu = 60 \dots 150$.

Потери давления в аэрожелобе

$$p_a = p_0 + p'_0 + p_d + p_{п. п.}, \quad (4.71)$$

где p_0 — потери давления в воздуховодах; p'_0 — потери давления в воздушной камере аэрожелоба; p_d — динамические потери на сообщение воздуху кинетической энергии; $p_{п.п} \approx 900$ Па — потери давления в пористой перегородке, аэрированном материале, лежащем на ней, и в выхлопном фильтре.

Потери давления p_0 вычисляют по формуле (4.37), подставляя в нее $D = 4R_r$, $L_{п.р} = 0,5L_a$, где L_a — длина аэрожелоба (множитель 0,5 учитывает, что не весь воздух доходит до конца воздушной камеры):

$$p'_0 = \frac{\lambda L_a u_a^2 \rho_v}{16R_r}, \quad (4.72)$$

где $u_a = G_n / (\rho_n F_a)$ (здесь F_a — площадь сечения воздушной камеры, м²).

Динамические потери

$$p_d = u^2 \rho_v / 2, \quad (4.73)$$

где u — скорость воздуха в трубопроводе.

Установочную мощность двигателя вентилятора аэрожелоба определяют по формулам (4.61) и (4.62) при следующих значениях коэффициента запаса k_3 :

Мощность двигателя вентилятора, кВт	1	1,1 ... 1,5	1,5 ... 2,4	2,4 ... 6,7	Более 6,7
K_a	1,5 ... 2	1,3 ... 1,5	1,2 ... 1,3	1,15 ... 1,2	1,1

Сопротивление p_k в формуле (4.62) принимают равным 105 МПа, а $p_n = p_a$ рассчитывают по формуле (4.71).

4.1.4. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ ШТУЧНЫХ ГРУЗОВ В ПАТРОНАХ

Пневматическое транспортирование штучных грузов по трубам осуществляется при помощи патронов. Патрон вставляется в отверстие трубы приемной станции и перемещается воздухом.

На разгрузочных станциях транспортный трубопровод имеет ответвления со стрелочными переводами, управляемыми при помощи адресователей, установленных на патронах. При подходе патрона к пункту назначения срабатывает стрелочный перевод, и патрон автоматически переводится на разгрузочное ответвление трубопровода.

Патроны для пневматического транспортирования штучных грузов имеют овальное, прямоугольное или круглое сечение. Последнее получило наибольшее распространение (см. рис. 4.9, б). Корпус 8 патрона, изготовленный из легких сплавов и пластмассы, снабжен устройствами 7 (поворотными кольцами и др.) для адре-

сования. Транспортируемые предметы (письма, документы, технологические пробы и т. п.) помещаются в патрон через отверстия в днище, закрываемое крышкой 9.

4.1.5. ПНЕВМОКОНТЕЙНЕРНЫЙ ТРАНСПОРТ

По принципу пневматического транспортирования груза в патронах действуют также установки пневматического транспорта, применяемого для перемещения крупнокузовых насыпных грузов (например, руды) в контейнерах по трубопроводам большого диаметра (до 900 мм и более). Контейнер представляет собой цилиндрический сосуд, снабженный в нижней части колесами, которыми он опирается на нижнюю часть внутренней поверхности трубы. В трубу подается воздух под давлением, который, действуя на задний торец цилиндрического контейнера, приводит его в движение. На выходе из трубопровода контейнер поступает в разгрузочное устройство. Порожний контейнер возвращается обратно по трубопроводу к загрузочному пункту.

Отдельные контейнеры могут соединяться в поезда. Поезда с песком, гравием, рудой перемещаются со скоростью 40 ... 50 км/ч по трубам диаметром 1020 или 1220 мм. В движение они приводятся пневмовозами. Уплотнения (манжеты) перекрывают зазоры между стенкой трубопровода и элементами пневмовоза. Поток воздуха создается трубовоздуховками, центробежными нагнетателями, компрессорами, вакуумными насосами. Для движения контейнеров с грузом массой 65 т по горизонтальному трубопроводу диаметром 1220 мм достаточен перепад давления 15 кПа, а при подъеме на 3° — 45 кПа.

Контейнеры снабжают колесными тележками, при этом для обеспечения необходимой ориентации поездов в трубопроводе центр масс контейнера должен быть расположен ниже оси тележки. Трубопроводы изготавливают из стали или железобетона. Загрузка контейнеров насыпными грузами производится на погрузочных станциях с помощью бункеров и дозаторов, а разгрузка — на эстакадах. Все операции автоматизированы. Для определения местонахождения контейнеров и их скорости на транспортном трубопроводе устанавливают датчики, взаимодействующие с постоянными магнитами, размещенными на пневмовозах. Скорость движения контейнеров регулируется при необходимости диспетчером путем изменения расхода воздуха. Режим автоматического движения контейнеров рассчитывается на ЭВМ.

В Грузии работают пневмоконтейнерные системы Лило-1 (дальность транспортирования 2,2 км) и Лило-2 (дальность транспортирования 40 км). В г. Горьком пневмоконтейнерная система подает песок с берега Волги на завод железобетонных изделий. В Ленинграде действует опытная система пневмоконтейнерного транспорта для удаления бытовых отходов, протяженностью 12 км; она рассчитана на подачу 500 000 м³/год к мусороперерабатывающему заводу. Приоритет в создании пневмоконтейнерного

транспорта системы «Транспрогресс» принадлежит СССР. В Японии по лицензии, закупленной в СССР, проектируются пневмоконтейнерные системы для бытовых отходов в Токио, а также для цемента, гравия и т. п.

4.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

4.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Установки гидравлического транспорта применяют для перемещения насыпных грузов в смеси с водой (пульпы) по трубам или желобам.

Принцип действия гидравлических транспортных установок заключается в передаче энергии движущейся воды частицам насыпного груза и перемещении их с большой скоростью.

Гидротранспортные установки разделяют на напорные и безнапорные.

В напорных установках пульпа перемещается под напором, создаваемым насосом, а в безнапорных (самотечных) — под действием собственной силы тяжести.

В последнее время приобретает развитие гидравлическое транспортирование по трубам измельченного до размера $a' \leq 2,5$ мм каменного угля в смеси с водой приблизительно равной массы. В Кузбассе так доставляется уголь на Беловскую ГРЭС и обоганительную фабрику Западно-Сибирского металлургического комбината, а в Норильске — на горно-металлургический комбинат. Трубопровод диаметром 426 мм протяженностью 250 км предназначен для транспортирования угля из Кузбасса в Новосибирск на ТЭЦ-5 при рабочем давлении 10 МПа. В США построен трубопровод диаметром 450 мм протяженностью 407 км для перекачки 5 млн. т угля в год при давлении 10 МПа. В Австралии железнорудный концентрат подается по трубопроводу протяженностью 70 км в количестве 5 млн. т. в год. В Бразилии подобная система длиной более 400 км транспортирует 12 млн. т. в год.

В институте Союзтранспрогресс разработана система «Турботранс», предназначенная для перемещения вагонеток с грузом при помощи воды под давлением 0,3 ... 0,4 МПа, подаваемой из сопл на лопатки турбинного типа, прикрепленные к вагонеткам. На Раменском горно-обогатительном комбинате (Московская обл.) подобная система «Турбо-7» перемещает песок из карьера на расстояние 2 км. Длина подвижного состава, включающего 370 вагонеток, достигает 600 м. При наибольшей грузоподъемности 250 т система «Турбо-7» транспортирует до 10 млн. т песка в год.

4.2.2. СХЕМЫ И ОБОРУДОВАНИЕ УСТАНОВОК

Насыпной груз в напорных гидротранспортных установках подается в транспортный трубопровод при помощи пульпонасосов и из бункеров.



Рис. 4.10. Схемы гидротранспортных установок с подачей груза:

а — пульпонасосом; б — из бункера; в — самотеком

б)

Гидротранспортная установка с пульпонасосом показана на рис. 4.10, а. Транспортируемый материал подается ленточным конвейером 2 в резервуар 1 с пульпой, откуда последняя извлекается пульпонасосом 4 и по пульповоду 5 подается на грохот 8. В нем насыпной груз отделяется от воды и по наклонным решеткам поступает в приемный бункер 9. Вода, отделившаяся от частиц насыпного груза, через воронку 7 стекает в резервуар 10 и оттуда насосом 6 подается по водоводу 3 в резервуар 1, в котором снова смешивается с насыпным грузом, образуя пульпу.

Преимуществом описанной системы является простота устройства, а недостатком — ускоренный износ пульпонасоса под абразивным воздействием частиц перемещаемого груза. Этого недостатка не имеют системы с подачей груза из бункера.

В гидротранспортной установке с подачей груза из бункера (рис. 4.10, б) насос 12 подает чистую воду из резервуара 11 в трубопровод 14. Насыпной груз поступает в этот же трубопровод из бункера 13, снабженного питателем. Частицы груза, падая в поток быстро движущейся воды, увлекаются в направлении транспортирования.

Безнапорная установка изображена на рис. 4.10, в. Насыпной груз при помощи питателя поступает в открытый желоб 18 из бункера 16 и смешивается в желобе с водой, подаваемой из трубопровода 15, образуя пульпу, которая течет по желобу, имеющему уклон 0,02 ... 0,06.

В местах поворота трассы для устранения заиливания желоба установлены сопла 17, подающие воду из трубопровода 15 и сообщаемые частицам груза дополнительную кинетическую энергию. В местах разветвления трассы размещены шиберы 19, позволяющие регулировать поступление груза в различные приемники.

Гидротранспортные установки применяют в горной промышленности для транспортирования полезных ископаемых из шахт и подачи в шахты закладочного материала, на обогатительных фабриках, в химической промышленности. К их преимуществам относятся компактность трубопроводов, герметичность, хорошая приспособляемость к производственным помещениям, возможность

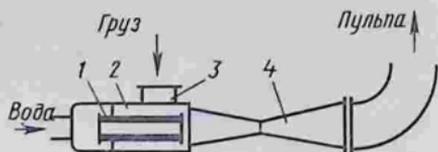


Рис. 4.11. Гидроэлеватор

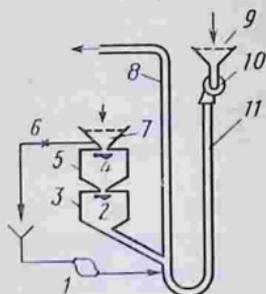


Рис. 4.12. Двухкамерный питатель

создавать любую по очертанию пространственную трассу, обеспечение загрузки и разгрузки в любой точке, удобство разветвлений трассы. Недостатками установок гидравлического транспорта являются особые требования к перемещаемому грузу (допустимость увлажнения, ограничения по гранулометрическому составу), изнашиваемость трубопроводов и другого оборудования абразивными грузами, потребность в большом количестве воды, повышенная энергоемкость, возможность замерзания пульпы зимой.

Насосы для пульпы разделяют на поршневые и центробежные. Первые могут создавать высокое давление, но подвержены быстрому изнашиванию. Наиболее распространенными являются одно- и двухступенчатые центробежные насосы, последние применяют для получения повышенных давлений. Одноступенчатый насос состоит из входного патрубка, рабочего колеса и корпуса с напорным патрубком. Пульпа, поступающая через входной патрубок в рабочее колесо, отбрасывается под действием центробежной силы к периферии корпуса и выходит через напорный патрубок.

В напорных гидротранспортных установках с подачей груза из бункеров применяют обычные насосы для чистой воды, в том числе водоструйные.

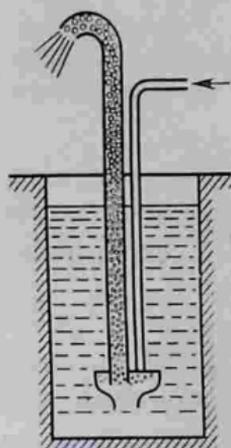
Гидротранспортные установки для подъема груза называются гидроэлеваторами (рис. 4.11). Транспортируемый груз подается в патрубок 3. Вода, поступающая с большой скоростью по соплу 1, смешивается в камере 2 с насыщенным грузом и увлекает образующуюся пульпу в диффузор 4, где скорость движения пульпы уменьшается, в результате чего повышается давление, обеспечивающее подъем пульпы на заданную высоту.

На рис. 4.12 показана схема двухкамерного питателя для угля. Принцип его действия заключается в следующем. Уголь дробится на куски определенного размера и подается в бункер 7. При этом верхний клапан 4 закрыт, а нижний 2 открыт, вследствие чего уголь из камеры 5 падает в камеру 3.

Уголь из нижней камеры 3 поступает в трубопровод 8 и поднимается по нему к месту доставки. После заполнения бункера 7 и опорожнения верхней камеры 5 нижний клапан 2 закрывается,

Рис. 4.13. Эрлифт

а верхний 4 открывается. Уголь из бункера поступает в верхнюю камеру 5, а вытесненная углем вода из верхней камеры поднимается в бункер 7. Излишек воды удаляется через перепускной кран 6 и насосом 1 высокого давления перекачивается в трубопровод 8. После этого верхний клапан 4 закрывается, и уголь поступает в бункер 7, нижний клапан 2 открывается, и цикл повторяется.



Вода насосом 10 подается из резервуара 9 по трубопроводу 11. Производительность такой установки 700 т/ч для угля с кусками размером 80 мм при давлении жидкости около 10 МПа.

Насыпные грузы могут транспортироваться вверх при помощи эрлифта (рис. 4.13). Труба эрлифта должна быть установлена вертикально, так как при наклоне трубы поднимающиеся пузырьки образуют воздушный мешок, который, разрушая смесь, препятствует ее подаче.

Горизонтальные трубопроводы, присоединенные к верхнему концу вертикальной трубы, имеют длину 600 ... 700 м.

Конструкция эрлифта должна отвечать следующим требованиям: внутренняя поверхность трубы должна быть гладкой; соединение труб — герметичным; не должно быть сужений, особенно в месте нагнетания воздуха; в месте выхода жидкости рекомендуется делать расширяющийся раструб.

4.2.3. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

Рабочая скорость пульпы (м/с)

$$u = 4V/(3600\pi D^2), \quad (4.74)$$

где V — расход пульпы, м³/ч; D — диаметр трубы, м.

Диаметр трубы должен удовлетворять условию $D \geq (2,5 \dots 3,0) a_{\max}$ (здесь a_{\max} — размер максимального куска груза).

Расход пульпы (м³/ч)

$$V = Q/(\rho_r \mu_{об}), \quad (4.75)$$

где Q — производительность установки, т/ч (по грузу); ρ_r — плотность частиц груза, т/м³; $\mu_{об} = 0,14 \dots 0,25$ — объемная концентрация пульпы.

Скорость u , определяемая по формуле (4.74), должна быть больше, чем критическая скорость $u_{кр}$, иначе частицы груза будут выпадать из потока пульпы и осаждаться на стенке трубы.

Критическая скорость (м/с) для пылевидных и порошкообразных грузов с размером частиц $a' < 0,2$ мм

$$u_{кр} = n'_k \sqrt{a'_r g D}, \quad (4.76)$$

где $n'_k = 0,1 \dots 1,5$ — эмпирический коэффициент; $a'_r = (\rho_r - \rho_0)/\rho_0$ (здесь ρ_0 — плотность воды).

При транспортировании зернистых и кусковых грузов

$$u_{кр} = c_1 \sqrt{f_b a'_r g \mu_{ог} D}, \quad (4.77)$$

где $c_1 = 8,5 \dots 9,5$ — эмпирический коэффициент; f_b — коэффициент трения груза о стенки трубы (см. табл. 3.2).

Потребное давление воды

$$p' = 1,05 (\sum p_{г.у} + \sum p_{в.у}), \quad (4.78)$$

где 1,05 — коэффициент, учитывающий местные сопротивления (повороты и др.); $\sum p_{г.у}$ и $\sum p_{в.у}$ — суммы потерь давления на горизонтальных и вертикальных участках соответственно.

Потери давления на горизонтальном участке

$$p_{г.у} = L \left(0,015 + \frac{0,0009}{\sqrt{uD}} \right) \frac{u^2 \rho_{п}}{D}, \quad (4.79)$$

где L — длина участка, м; $\rho_{п}$ — плотность пульпы, кг/м³; u — в м/с; D — в м.

Плотность пульпы (т/м³)

$$\rho_{п} = \frac{\rho_0 V'_0 + Q}{V'_0 + Q/\rho_r}, \quad (4.80)$$

где V'_0 — расход воды, м³/ч;

$$V'_0 = V - Q/\rho_r. \quad (4.81)$$

Потери давления на вертикальном участке

$$p_{в} = \pm L_v g \rho_{п}, \quad (4.82)$$

где L_v — длина вертикального участка, м; знак «плюс» ставят при подъеме груза, а знак «минус» — при спуске.

При наличии наклонных участков последние условно заменяют эквивалентными горизонтальными и вертикальными участками, длину которых L и L_v вычисляют по формулам

$$L = L_n \cos \beta; \quad L_v = L_n \sin \beta, \quad (4.83)$$

где L_n — длина наклонного участка; β — угол наклона участка.

По полученным расчетным значениям давления p' [см. формулу (4.78)] и расхода V пульпы [см. формулу (4.75)] выбирают пульпонасос.

По числу ступеней пульпонасосы разделяют на одно- и двух-ступенчатые. Наиболее распространенные пульпонасосы имеют следующую характеристику:

Число ступеней	1	2
V , м ³ /ч	350	900
Давление p' , кПа	1250	2500
Мощность двигателя, кВт	320	1050

Мощность (Вт) пульпонасоса

$$p = H'V/(3600\eta), \quad (4.84)$$

где $\eta = 0,38 \dots 0,6$ — КПД насосной установки.

4.3. БУНКЕРА И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

4.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Бункера применяют для приема, хранения и подачи на транспортные средства насыпных грузов. Они представляют собой сосуды, имеющие сверху загрузочные, а внизу разгрузочные отверстия. Разгрузочные отверстия перекрываются затворами. В табл. 4.5 дана классификация бункеров.

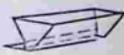
Бункера применяют в установках трех типов: аккумулирующих, уравнивательных и технологических. Аккумулирующие установки служат для хранения насыпных грузов и снабжены устройствами для загрузки и разгрузки емкостей, устройствами для измерения массы и др. Уравнивательные установки являются промежуточными емкостями для насыпных грузов, обеспечивающими стабильную работу транспортной системы при неравномерной работе ее отдельных звеньев или при сочетании в одной линии непрерывного и периодического транспорта. Технологические установки служат для временного хранения сыпучих промежуточных продуктов производства (например, отстойные емкости для формовочной земли, охлаждающие емкости и т. п.).

Применяют закрытые и открытые сверху бункера. Открытые бункера дешевле закрытых, но их используют лишь для грузов, не портящихся от воздействия атмосферных осадков и не выделяющих пыли, вредной для здоровья обслуживающего персонала. В закрытых бункерах с конической крышей отсутствуют пустые зоны при заполнении. В бункерах же с плоскими перекрытиями всегда имеются пустые зоны, особенно при боковом расположении загрузочного отверстия. Пустые зоны не только уменьшают объем бункера, но и представляют опасность при скоплении в них взрывоопасных газов и пыли.

По виду поперечного сечения бункера можно разделить на прямоугольные, круглые и корытообразные.

Прямоугольные бункера, имеющие форму пирамиды илиobeliska, называют пирамидальными илиobeliskовыми.

4.5. Классификация бункеров

Бункера		Геометрическая форма		Схема
тип	группа	корпуса	днища	
Прямоугольные	Пирамидальные, обелисковые	Пирамида, обелиск		
	Комбинированные призмопирамидальные, призмобелисковые	Призма	Пирамида, обелиск	
Круглые	Конические	Конус		
	Цилиндроконические	Цилиндр	Конус	
Корытообразные	Односкатные треугольные	Треугольная призма		
	Односкатные трапецидальные	Четырехугольная призма	Треугольная призма	
	Двускатные	Четырехугольная призма	Две треугольные призмы	
	Трапецидальные	Трапецидальное корыто		
	Параболические	Параболическое корыто		
	Комбинированные трапецидальные	Призма	Трапецидальное корыто	
	У-образные	Трапецидальное корыто с плоским дном и боковой щелью		

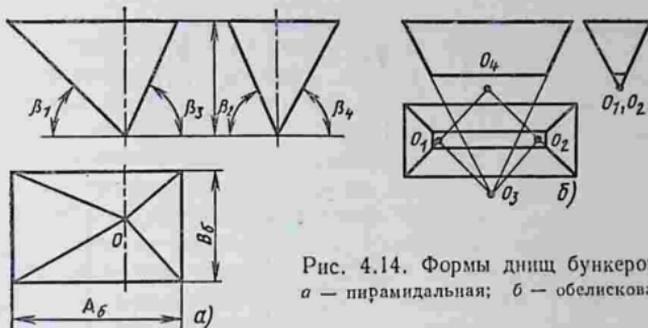


Рис. 4.14. Формы днщ бункеров: а — пирамидальная; б — обелисковая

Прямоугольные бункера с вертикальными стенками по форме днща разделяют на двух-, трех-, четырехскатные и многоскатные. Различают пирамидальную и обелисковую формы днщ (рис. 4.14). У пирамидального днща все ребра пересекаются в одной точке (O на рис. 4.14, а), а у обелискового — попарно в четырех точках ($O_1 \dots O_4$ на рис. 4.14, б).

У пирамидальных открытых бункеров верхнее загрузочное и нижнее разгрузочное отверстия геометрически подобны; у обелисковых бункеров этого подобия нет. Углы наклона стенок пирамидальных бункеров могут быть различными, однако должно соблюдаться условие (см. рис. 4.14, а)

$$\frac{\operatorname{ctg} \beta_1 + \operatorname{ctg} \beta_3}{\operatorname{ctg} \beta_2 + \operatorname{ctg} \beta_4} = \frac{A_6}{B_6}. \quad (4.85)$$

У пирамидальных бункеров, квадратных в плане, углы наклона всех стенок одинаковы, а у прямоугольных неквадратных пирамидальных бункеров соседние стенки имеют различные углы наклона. Все стенки обелисковых неквадратных бункеров рекомендуется делать с одинаковыми углами наклона.

Выпуск материала может быть одно- и двусторонним, через выпускные отверстия или трубы, размещенные сбоку бункера или в его центре.

Выпускное отверстие в бункере с односторонним выпуском располагают горизонтально или вертикально. Бункера с выпускными трубами (рис. 4.15, а, б) позволяют уменьшить размер выпускного отверстия для кусковых грузов и устранить возникновение застойных зон в нижней части бункера. Материал поступает в трубу через вертикальную щель шириной $s_{\text{щ}}$. При размере типичного куска груза $a' = 100$ мм $s_{\text{щ}} = 400$ мм; при $a' = 400$ мм $s_{\text{щ}} = 1100$ мм; при $a' = 800$ мм $s_{\text{щ}} = 1500$ мм. Диаметр (мм) цилиндрической трубы находят по формуле $D = s_{\text{щ}} + 1,5a'$.

Круглые бункера разделяют на конические и цилиндроконические. Последние сложнее, чем прямоугольные, вписать в объем зданий при размещении их в ряд. Однако конические и цилиндро-

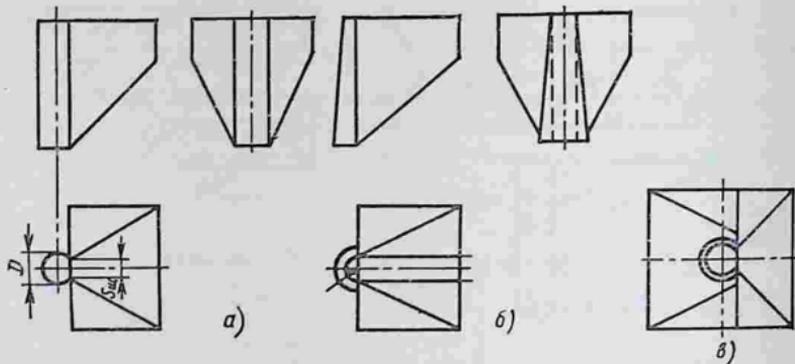


Рис. 4.15. Прямоугольные бункера с выпускной трубой:

а — цилиндрической центральной; *б* — конической боковой; *в* — конической центральной

конические бункера проще в изготовлении и легче благодаря применению бескаркасной конструкции. Отсутствие внутренних двугранных углов в конических бункерах способствует более быстрой выгрузке материала.

При очень крутых (угол наклона к горизонтали 70° и более) стенках в нижней части в цилиндроконическом бункере происходит сплошное истечение.

Для устранения слеживания насыпных грузов применяют цилиндроконические бункера с центральными или боковыми разгрузочными трубами (рис. 4.16). Насыпной груз поступает в разгрузочную воронку через вертикальные щели в четырех спускных трубах 1 (рис. 4.16, *а*) по всей высоте бункера и смешивается в воронке с грузом, поступающим через боковые щели 2. При этом обеспечивается хорошее перемешивание груза и отсутствие застойных зон в нижней части бункера.

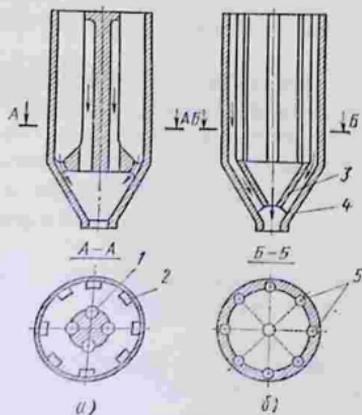


Рис. 4.16. Круглые бункера с разгрузочными воронками:

а — одной; *б* — двумя

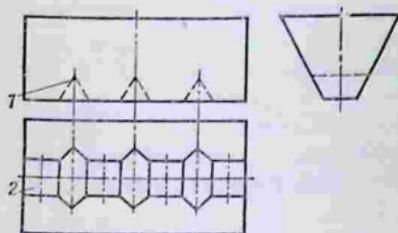


Рис. 4.17. Призматический бункер с промежуточными скатами

Бункер, показанный на рис. 4.16, б, снабжен двумя разгрузочными воронками — верхней 3 и нижней 4. Груз из центральной части бункера выходит через верхнюю воронку, выпускное отверстие которой такого же размера, что и нижней воронки, расположенный у стенок бункера, спускается по трубам 5, в которые поступает через вертикальные щели, и смешивается в нижней воронке с грузом из центральной части бункера.

Для обеспечения полного освобождения корытообразного бункера от груза в нем предусматривают промежуточные скаты 1, расположенные между выпускными отверстиями 2 (рис. 4.17).

В бункерах без промежуточных скатов часть груза остается в виде призматических штабелей, лежащих на днище между выпускными отверстиями. Если насыпной груз является слеживающимся, то штабеля со временем превращаются в монолитную массу; отдельные куски выступают над кромками выпускных отверстий, препятствуя свободному вытеканию груза и приводя к сводообразованию. Поэтому в призматических бункерах без промежуточных скатов рекомендуется хранить только несслеживающиеся грузы; в этом случае штабеля, образующиеся между выпускными отверстиями при опорожнении бункера, разбиваются кусками падающего груза при последующей загрузке бункера и, перемешиваясь с вновь поступающим грузом, попадают в разгрузочные отверстия.

Корытообразные бункера с одним выпускным отверстием в виде щели, расположенной по всей длине бункера, называются *щелевыми*. Их разделяют на симметричные и асимметричные, с наклонными и вертикальными стенками. Кусковые рядовые грузы в асимметричных бункерах с вертикальными стенками менее подвержены сводообразованию, поскольку крупные куски груза, ускоренно перемещаясь вдоль вертикальной стенки бункера, разрушают образующиеся своды. Для устранения заторов груза в местах сочленения вертикальных стенок с корытообразным днищем стенки последнего выполняют по дуге окружности с радиусом, равным ширине бункера.

Разгрузка щелевых бункеров может быть механической или гравитационной. Бункера с механической разгрузкой снабжают питателями, равномерно выдающими груз.

Щелевые бункера с гравитационной разгрузкой (продольные гравитационные бункера) не имеют специальных разгрузочных устройств; груз из них поступает непосредственно на полотно расположенных внизу пластинчатых конвейеров.

Для регулирования процесса разгрузки щелевых бункеров, а также для уменьшения давления груза на расположенный под бункером конвейер в разгрузочной щели устанавливают поперечные наклонные пластины, называемые колосниками (бункера при этом называют колосниковыми).

Колосниковые щелевые бункера (рис. 4.18) с гравитационной разгрузкой предназначены для хранения несмерзающихся и не-

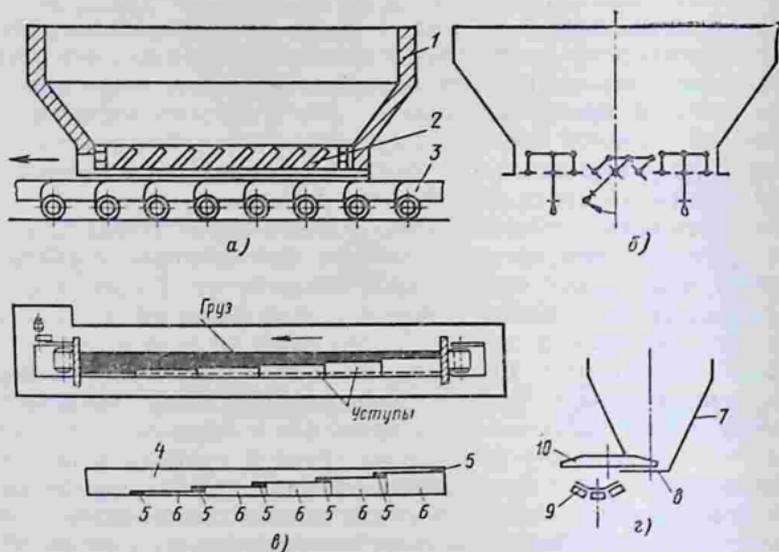


Рис. 4.18. Щелевые бункера с разгрузкой:

а-с — гравитационной (*а* — с неподвижными колосниками; *б* — с поворотными колосниками; *в* — ступенчатый); *г* — механической

слеживающихся хорошо сыпучих материалов. Применяют бункера с неподвижными и поворотными колосниками. Бункер с неподвижными колосниками (рис. 4.18, *а*) имеет корыто 1 трапецидального сечения, в днище которого имеется щелевое разгрузочное отверстие, перегороденное поперечными колосниками 2. Последние расположены наклонно и воспринимают давление столба груза над выпускным отверстием. Такое устройство позволяет уменьшить давление груза на пластинчатый конвейер 3, находящийся под щелевым отверстием.

Поворотные колосники объединяют в секции (на рис. 4.18, *б* каждая секция содержит по три колосника). Каждый колосник может поворачиваться вокруг оси с помощью рычагов, связанных тягами. В секции имеется общая рукоятка. При наклонном положении рукоятки колосники перекрывают выпускные отверстия, а при повороте ее на некоторый угол колосники соответствующей секции поворачиваются на тот же угол и производят выпуск груза на данном участке бункера.

Как показывает опыт, вначале на конвейер поступает насыпной груз, расположенный в задней части колосникового щелевого бункера; груз, находящийся в передней части, попадает на конвейер в последнюю очередь. Если в процессе эксплуатации бункера опорожняются не полностью, то это приводит к слеживанию груза в передней части бункера. Ступенчатые щелевые бункера не имеют этого недостатка. Разгрузочная щель таких бункеров ступенчатой формы. При движении конвейера в направлении стрелки на по-

лотно 4 (рис. 4.18, в) с каждой ступени щели поступают порции 5 груза. Этим обеспечивается равномерный отбор последнего по длине бункера. Груз спускается в разгрузочную ступенчатую щель по наклонным листам 6, ограничивающим ширину ступеней.

Ступенчатые щелевые бункера бывают одно- и двусторонними. В последних ступени расположены с обеих сторон выпускной щели. Эти бункера требуют применения конвейеров с двухбортовым настилом, в то время как для односторонних ступенчатых бункеров можно использовать конвейер с однобортовым настилом. Если увеличить число ступеней двустороннего бункера и уменьшать их длину, то в пределе получается бункер с клиновидной расширяющейся щелью. Он обеспечивает равномерную выгрузку материала по всей длине. По этому же принципу для бункеров, предназначенных для хранения мелкой руды, созданы выпускные устройства равномерного истечения (выпускные отверстия щелевидной ступенчатой формы, под которыми расположены питатели).

Для рассмотренных щелевых бункеров с гравитационной разгрузкой применяют пластинчатые конвейеры с бортовым настилом, которые сложнее и дороже ленточных конвейеров.

Если необходимо использовать в бункерной установке обычные ленточные конвейеры, то применяют щелевые бункера с механической разгрузкой (рис. 4.18, г). Под разгрузочной щелью 7 бункера расположен приемный стол 8, вдоль которого (перпендикулярно к плоскости чертежа) перемещается выгрузатель 10, сбрасывающий груз на ленту 9 конвейера.

Бункера изготовляют металлическими, железобетонными, деревянными и комбинированными.

Металлические бункера имеют сравнительно небольшую массу, их опоры занимают мало места; изготовляют их на заводах индустриальными методами с последующей сборкой стандартных частей на месте установки. Эти бункера достаточно долговечны при хранении сухих грузов, эксплуатация их дешевле эксплуатации других бункеров. Однако металлические бункера при хранении влажных грузов подвержены коррозии, которая не только ускоряет их изнашивание, но и увеличивает коэффициент трения насыпного груза о стенки, что может затруднить разгрузку бункера.

Железобетонные бункера применяют для хранения сухих и влажных грузов. Они долговечны, но, как правило, дороже и тяжелее металлических. Железобетонные бункера малопригодны для хранения горячих материалов, так как бетон дает трещины вследствие термических деформаций.

По конструкции железобетонные бункера разделяют на монолитные, сборные и комбинированные. Монолитные бункера возводят в общей опалубке и применяют преимущественно на железобетонных эстакадах и в железобетонных зданиях. Сборные бункера состоят из отдельных железобетонных плит, соединенных сваркой. Комбинированные бункера состоят из стальных каркасов, покрытых внутри железобетонными плитами.

Деревянные бункера сравнительно недолговечны (например, срок их службы на погрузке угля составляет 8 ... 10 лет) и требуют частого ремонта.

Комбинированные бункера представляют собой сочетание отдельных конструкций, изготовленных из различных материалов. Например, железобетонный корпус бункера соединяют с металлическим днищем, каменный или кирпичный корпус с металлической армировкой сочленяют со сборным железобетонным днищем. Деревянные бункера для уменьшения износа часто выстилают внутри стальными листами.

Всесоюзным институтом легких сплавов (ВИЛС) созданы алюминиевые бункера для зерна. Расход алюминия на 1 т хранимого зерна составляет 6 ... 9 кг. Алюминиевое зернохранилище емкостью 1500 т построено в латвийском колхозе «Адажи». Оно состоит из алюминиевых силосов диаметром 6 и высотой 11 м с толщиной стенок 3 мм. Алюминиевые бункера экономичнее железобетонных.

4.3.2. СВОДОБРАЗОВАНИЕ

Своды над отверстием могут образовываться не только из кусковых грузов (рис. 4.19, а), но и из мелкофракционных, обладающих связностью (рис. 4.19, б). Последнее объясняется тем, что нормальное напряжение на площадках, перпендикулярных линии свода, у связных грузов может быть равно нулю без нарушения равновесия сыпучего тела. Такое напряженное состояние возникает, когда выпускное отверстие бункера меньше максимального сводообразующего отверстия, гидравлический радиус которого

$$R_{св} = \frac{\tau_0 (1 + \sin \varphi)}{g\rho}, \quad (4.86)$$

где τ — начальное сопротивление груза сдвигу; φ — угол внутреннего трения груза.

Минимально допустимый гидравлический радиус отверстий бункеров, содержащих связные грузы,

$$R_{г} = k'_0 R_{св}, \quad (4.87)$$

где $k'_0 = 1,5 \dots 2$ — коэффициент надежности истечения.

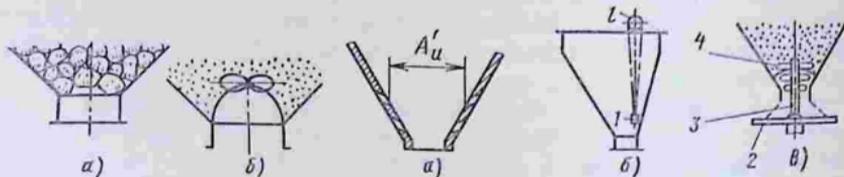


Рис. 4.19. Схемы сводов из грузов: а — кусковых; б — мелкофракционных

Рис. 4.20. Сводоразрушающие устройства: а — воронка бункера наклонными отверстиями; б — устройство с шуровочным грузом; в — устройство с шуровочными пальцами

Для хорошо сыпучих грузов ширина отверстия истечения

$$A_n \geq (3 \dots 6) a', \quad (4.88)$$

причем меньшие значения принимают для рядовых грузов, а большие — для сортированных.

Если выпускное отверстие меньше сводообразующего, то для устранения сводообразования применяют шуровочные операции, нанесение ударов по бункеру и вибрирование. При ручной шуровке в воронке бункера выполняют наклонные отверстия (рис. 4.20, а), причем размер A'_n на уровне верхних отверстий должен быть больше максимального размера сводообразующего отверстия.

Устройства механической шуровки показаны на рис. 4.20, б, в. Шуровочный груз 1 приводится в движение при помощи цепей и блока, перемещающегося возвратно-вращательно. Вращающийся диск 2 выполнен со штырем 3, имеющим шурующие пальцы 4. Применяется также пневматическая шуровка при помощи сжатого воздуха, подаваемого по трубам в зону сводообразования или посредством микропористых пластин, повышающих текучесть груза вследствие его аэрации.

Удары по бункеру для разрушения сводов в насыпном грузе наносят пневматическими молотками, а вибрирование производят электромагнитными вибраторами. Недостатками этих способов являются большой шум и возможность повреждения сварочных швов в стальных бункерах.

Когда высота сводов становится соизмеримой с глубиной бункера, возникает явление трубообразования (рис. 4.21). Над отверстием истечения образуется полая труба, и дальнейшее движение груза прекращается. Трубообразование возможно, когда высота h трубы меньше высоты h_0 свободно стоящей вертикальной стенки.

Для устранения сводообразования связных насыпных грузов гидравлический радиус выпускного отверстия бункера должен превышать гидравлический радиус $R_{св}$ наибольшего сводообразующего отверстия. При этом должно удовлетворяться условие (4.88).

Для плохосыпучих грузов наименьший размер отверстия определяют по формулам:

для круглого отверстия диаметром D и квадратного со стороной b

$$D = b = \frac{4(1 + \sin \varphi) k_3 \tau_0}{\rho g} + a';$$

для прямоугольного отверстия со сторонами b и b_1

$$b = \frac{2(b_1 - a')(1 + \sin \varphi) k_3 \tau_0}{(b_1 - a') \rho g - 2(1 + \sin \varphi) k_3 \tau_0} + a';$$

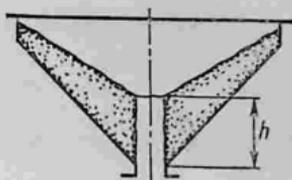


Рис. 4.21. Схема трубообразования

для щели шириной $b_{ш}$

$$b_{ш} = \frac{2(1 + \sin \varphi) k_3 \tau_0}{\rho g} + a',$$

где $k_3 = 1,5 \dots 2,0$ — коэффициент запаса; φ — угол внутреннего трения груза.

4.3.3. ИСТЕЧЕНИЕ СЫПУЧИХ ГРУЗОВ ИЗ ЕМКОСТЕЙ

Истечение сыпучих грузов из бункеров бывает нормальное, сплошное и гидравлическое. При нормальном истечении частицы находятся в движении лишь в зоне столба материала, расположенного над выпускным отверстием бункера (рис. 4.22, а). Свободная поверхность сыпучего тела представляет собой воронку, вдоль стенок которой частицы груза перемещаются в центральную зону. Насыпной груз, расположенный около стенок бункера, образует застойные зоны, в которых его частицы неподвижны до тех пор, пока воронка, образовавшаяся на поверхности груза, не достигнет нижней части бункера.

Угол наклона конуса воронки осыпи к горизонтали приблизительно равен углу естественного откоса груза; вокруг центрального канала груз находится в неподвижном состоянии.

Нормальное истечение происходит в большинстве стационарных бункеров, в которых угол наклона стенок к горизонтали вблизи выпускного отверстия составляет $45 \dots 55^\circ$.

При сплошном истечении все частицы груза в бункере находятся в движении (рис. 4.22, б). Свободная поверхность сыпучего тела в бункере не имеет четко выраженной воронки; все точки этой поверхности опускаются одновременно, причем скорость опускания отдельных частиц носит стохастический характер. При сплошном истечении в бункере отсутствуют застойные зоны, что позволяет выравнивать поток насыпного груза, поступающего в бункер неравномерно.

Такое истечение имеет место при пропуске насыпных грузов через бункер, стенки которого наклонены к горизонтали под

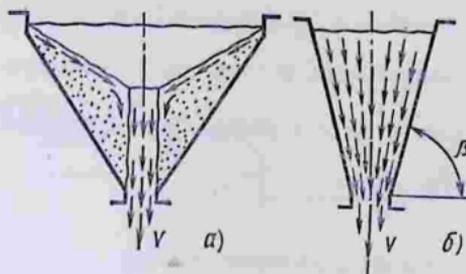


Рис. 4.22. Истечение сыпучих грузов: а — нормальное; б — сплошное

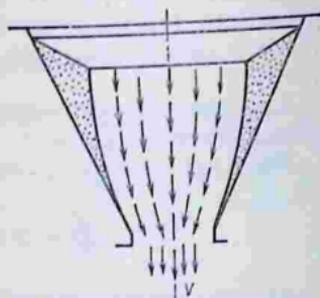


Рис. 4.23. Образование объема об-
рушения

углом $\beta = 70 \dots 80^\circ$. В заполненных бункерах со сплошным истечением при открытии выпускного отверстия вначале истечение является нормальным, затем зона движущихся частиц груза расширяется (рис. 4.23), образуя так называемый объем обрушения. Когда границы объема обрушения достигнут стенок бункера, возникает сплошное истечение.

Гидравлическое истечение происходит при выпуске из бункера сильно аэрированного насыпного груза, насыщении насыпного груза влагой, придающей ему вид суспензии, а также при интенсивной вибрации груза, когда максимальные ускорения превосходят некоторое критическое значение, соответствующее нарушению постоянства бокового давления груза на стенки бункера.

Гидравлическое истечение может иметь место при любом наклоне стенок бункера к горизонтали, вплоть до нулевого (горизонтальное днище).

Скорость сплошного истечения груза на выходе из отверстия практически не зависит от высоты столба груза в бункере, а скорость гидравлического истечения груза тем больше, чем выше этот столб. Такое различие объясняется тем, что при сплошном истечении чередуются микропроцессы образования и разрушения динамических сводов из частиц груза над выпускным отверстием, а при гидравлическом истечении груз вытекает из отверстия как жидкость, без образования динамических сводов.

Скорость сплошного истечения зависит от размера выпускного отверстия, а гидравлического — не зависит.

При проектировании бункеров необходимо учитывать возможные недостатки процесса разгрузки: прекращение истечения материала вследствие образования стабильных сводов из частиц груза над выпускным отверстием; неравномерное истечение из-за образования нестабильных сводов; выбросы материала при неравномерном истечении. При правильном проектировании бункера и выпускного устройства можно избежать этих недостатков.

Если свойства груза в процессе хранения изменяются, параметры бункера следует определять для наихудшего случая. В бункерах с нормальным истечением материал, попавший на дно бункера, вытекает лишь перед тем, как бункер полностью опорожнится. В застойных зонах, где груз лежит неподвижно, может происходить окисление, спекание или другие процессы, ухудшающие качество груза. При нормальном истечении, особенно пылевидного груза, может произойти выброс его частиц. При этом большая масса падает по центральному каналу на выпускной агрегат. Бункер с нормальным истечением целесообразно применять только для кусковых химически стабильных материалов.

В бункерах сплошного истечения не происходит образования каналов, что является благоприятным условием для хранения спекающихся и склонных к загниванию продуктов. Пылевидные материалы в бункерах сплошного истечения деаэрируются, что препятствует образованию сбросов. В бункере сплошного истече-



Рис. 4.24. Зависимость для определения вида истечения

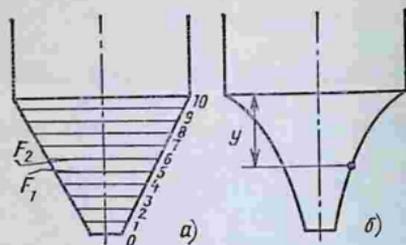


Рис. 4.25. Воронка: а — коническая; б — гиперболическая

ния при выпуске происходит перемешивание материала. Выпускную воронку такого бункера можно использовать как смеситель.

Определить вид истечения можно с помощью графика, показанного на рис. 4.24 (где θ_v — половина угла выпускной воронки; φ_v — угол трения между материалом и стенкой бункера).

Влага оказывает сильное влияние на текучесть насыпных грузов. Наиболее труднотекучими являются грузы, которые содержат воды 70 ... 90 % от их максимальной влагоемкости.

В настоящее время для кусковых плохосыпучих грузов применяют выпускные гиперболические воронки, которые предотвращают сводообразование и повышают пропускную способность бункера.

Воронка характеризуется коэффициентом сужения $c_n = (F_2 - F_1)/F_1$, где F_2 и F_1 — площади двух соседних сечений (рис. 4.25, а). В обычных выпускных воронках угол наклона стенок постоянен. Недостаток таких воронок — резкое возрастание к низу коэффициента сужения.

В гиперболических выпускных воронках (рис. 4.25, б) достигается постоянное значение коэффициента сужения, что уменьшает сопротивление стенок. Кроме того, вертикальное давление постоянно уменьшается с увеличением глубины y и стремится к некоторому постоянному значению, которое не так высоко, чтобы вызвать уплотнение материала. Гиперболические выпускные воронки предназначены для выпуска плохосыпучих материалов: материал, который первым загружают в бункер, первым и выгружается. В таких воронках не образуется застойных зон; они пригодны для складирования формовочных смесей, пищевых продуктов, каменного угля.

Гиперболические воронки изготовляют из стальных листов или делают их железобетонными.

Средняя скорость движения насыпного груза из выпускного отверстия бункера при гидравлическом истечении

$$v \approx \lambda_n \sqrt{2hg}, \quad (4.89)$$

где λ_{II} — коэффициент истечения; h — высота столба насыпного груза; g — ускорение свободного падения.

Коэффициент истечения для различных насыпных грузов колеблется в пределах 0,2 ... 0,65, причем большие значения характерны для сухих, сортированных, зернистых, хорошо сыпучих материалов (например, для высушенного речного песка), а меньшие — для влажных, рядовых, кусковых, плохосыпучих (связных) материалов.

При нормальном истечении скорость груза зависит от размеров и формы выпускного отверстия. Для расчета скорости истечения нужно сначала определить гидравлический радиус отверстия истечения и критическое значение этого радиуса. Гидравлический радиус

$$R_r = F_{II}/L_{OT},$$

где F_{II} — эффективная площадь отверстия истечения, определяемая с учетом размера a' типичных кусков (размеры отверстия уменьшаются на a'); L_{OT} — периметр эффективного отверстия истечения.

Гидравлический радиус для квадратного и круглого отверстий

$$R_r = (A_0 - a')/4; \quad (4.90)$$

для прямоугольного

$$R_r = \frac{(A_0 - a')(A_1 - a')}{2(A_0 + A_1 - 2a')}; \quad (4.91)$$

для щелевого

$$R_r = (A_0 - a')/2,$$

где A_0 и A_1 — ширина и длина отверстия.

Критический гидравлический радиус отверстия истечения

$$R_{кр} = \tau_0 / (\rho m'_{ид} g) + a'/2, \quad (4.92)$$

где τ_0 — начальное сопротивление сдвигу; $m'_{ид}$ — коэффициент подвижности, определяемой по формуле 1.13).

При гидравлическом радиусе отверстия истечения $R_r \geq R_{кр}$ скорость истечения груза

$$v = \lambda_{II} \sqrt{2g \left(1,6R_r - \frac{\tau_0}{\rho g} \right)};$$

при $R_r < R_{кр}$

$$v = \lambda_{II} \sqrt{2g \left(2,1R_r - \frac{3,4\tau_0}{\rho g} \right)}. \quad (4.94)$$

Размер a' типичного куска находят по формулам (1.7). Если насыпной груз состоит из частиц одинакового размера и одной формы (например, картель, шарики из каучука и т. п.), то в формулах следует принимать $a' = k_r d'$ (где d' — диаметр частицы или диаметр шара, равного по объему частице, $k_r = 1,25 \dots 1,7$ — эмпирический коэффициент).

Если вид процесса истечения неистествен, то следует определить скорости для нормального и гидравлического истечений и выбрать из полученных значений меньшее.

Скорость истечения при боковой разгрузке находят по формуле (3.34), где v — скорость, определяемая по формулам (4.93), (4.94).

4.3.4. РАСЧЕТ БУНКЕРОВ

Определение давления на стенки бункеров. Давление груза на стенки бункера зависит от свойств груза и конфигурации бункера. Наиболее просто его определить для грузов, по свойствам близких к жидкостям (например, жидкий бетон, строительные растворы и т. п.). В этом случае давление на стенки распределяется по гидростатическому закону

$$p_{ст} = h'' \rho g k_d, \quad (4.95)$$

где h'' — глубина расположения точки приложения давления под уровнем материала; k_d — поправочный коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки; $k_d = 1 + j/g$ (здесь j — наибольшее ускорение вертикальных колебаний бункера).

Ускорение вертикальных колебаний бункеров обычно не превышает 6 м/с^2 . Это значение и следует считать расчетным, если точное значение неизвестно.

Давление сыпучих грузов на стенки бункеров зависит от сил внутреннего трения и сцепления частиц груза. При расчете давления сыпучих грузов на стенки бункеров исходят из следующих допущений:

сыпучий груз состоит из частиц столь малых, что размерами их по сравнению с размерами бункера можно пренебречь и рассматривать сыпучий груз как сплошную среду;

между частицами груза могут действовать силы трения, максимальное значение которых пропорционально нормальному давлению;

между частицами груза могут возникнуть силы сцепления, не зависящие от давления.

В процессе наполнения бункера сыпучим грузом наблюдается вертикальное перемещение глубоко расположенных слоев материала относительно стенок, так как под давлением верхних слоев происходит уплотнение нижних и возникает упругая деформация стенок бункера. В результате этого на поверхности соприкосновения сыпучего груза со стенками бункера начинают действовать направленные вверх касательные напряжения τ (рис. 4.26), воспринимающие частично некоторую долю веса содержимого бункера. В результате этого распределение давлений будет отклоняться от гидростатического закона, и тем сильнее, чем больше глубина погружения по сравнению с поперечным размером сосуда.

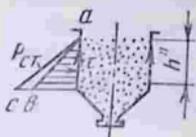


Рис. 4.26. Схема для расчета давления груза на стенки бункера

Общее выражение для определения давления на вертикальные стенки бункера имеет вид

$$p_{\text{ст}} = k_{\text{д}} \varepsilon'' n' h'' \rho g, \quad (4.96)$$

где ε'' — коэффициент, учитывающий вертикальные силы трения насыпного груза о стенки бункера (так называемый коэффициент зависания):

$$\varepsilon'' = \frac{1}{\varkappa'} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon \varkappa'} \right), \quad (4.97)$$

здесь $\varkappa' = n' h'' f_{\text{в}} / R'_{\text{в}}$ — коэффициент трения насыпного груза о стенки бункера; $R'_{\text{в}}$ — гидравлический радиус бункера, равный частному от деления площади горизонтального сечения бункера на его периметр; n' — коэффициент бокового давления, $n' \approx 0,18/f$; f — коэффициент внутреннего трения груза).

Коэффициент бокового давления n' , равный отношению бокового давления к вертикальному, зависит от глубины бункера (у глубоких бункеров высота вертикальных стенок превышает ширину бункера). Для неглубоких бункеров коэффициент бокового давления принимают равным коэффициенту подвижности.

Для глубоких бункеров коэффициент бокового давления определяют по следующим формулам:

для круглых и квадратных бункеров

$$n' = \frac{1}{2 + 2f^2 + \sqrt{1 + f^2} (f + \sqrt{f^2 - f_{\text{в}}^2})}; \quad (4.98)$$

для шелевых бункеров

$$n' = \frac{1}{1 + 2f^2 + 0,67 \sqrt{1 + f^2} (2f + \sqrt{f^2 - f_{\text{в}}^2})}; \quad (4.99)$$

для прямоугольных бункеров

$$R'_{\text{в}} = \frac{A_{\text{б}} B_{\text{б}}}{2(A_{\text{б}} + B_{\text{б}})}, \quad (4.100)$$

где $A_{\text{б}}$ и $B_{\text{б}}$ — ширина и длина сечения бункера;

для круглого и квадратного в плане бункеров

$$R'_{\text{в}} = A_{\text{б}}/4. \quad (4.101)$$

Для неглубоких бункеров $\varepsilon'' = 1$.

Коэффициент динамичности для транспортных бункеров $k_{\text{д}} = 1,6$, для неглубоких бункеров с вибраторами $k_{\text{д}} = 1,3 \dots 1,5$. Если груз падает в неглубокий бункер с большой высоты (например, при загрузке грейфером), то $k_{\text{д}} = 1,1 \dots 1,4$. Если фундаменты неглубоких бункеров подвергаются сотрясениям (например, при расположении их вблизи копров и т. п.), то $k_{\text{д}} = 1,1 \dots 1,2$.

При проектировании глубоких бункеров коэффициент динамичности можно приближенно вычислить по формуле

$$k_{\text{д}} = k'_{\text{д}} + k' h_{\text{ст}} / A_{\text{б}}, \quad (4.102)$$

где $h_{\text{ст}} > A_{\text{б}}$ — высота стенок бункера.

4.6. Значения коэффициентов k'_0 и k'_1

Бункер	k'_0	k'_1
Прямоугольный: железобетонный стальной	0,05	0,15
	0,7	0,3
Круглый: железобетонный, ка- менный, деревянный стальной	0,7	0,3
	0,6	0,4

Значения коэффициентов k'_0 и k'_1 в зависимости от формы (горизонтального сечения) и материала бункера приведены в табл. 4.6.

Стенки верхней части бункера (на глубине до $h'' \leq A_0$) рассчитывают при приведенных выше значениях k_d так же, как и стенки с высотой $h' >$

$> A_0$, если значения k_d , полученные по формуле (4.102), меньше, чем для неглубоких бункеров.

При определении давления груза на вертикальные стенки бункера в нижней части [см. формулу (4.96)] расчетную величину h'' находят по-разному для открытых и закрытых сверху бункеров. Открытый бункер может быть загружен с «шапкой». (рис. 4.27); в этом случае расчетная высота h'' будет больше, чем высота $h_{ст}$ стенок. При загрузке круглого бункера в центральной точке «шапка» имеет вид конуса и высота h'' определяется по формуле

$$h'' = h_{ст} + A_0 f / 6. \quad (4.103)$$

Эту формулу можно использовать и при расчете квадратных в плане бункеров.

При загрузке щелевого бункера по центральной линии (например, с помощью передвижной сбрасывающей тележки ленточного конвейера) расчетную высоту h'' определяют по формуле

$$h'' = h_{ст} + A_0 f / 4. \quad (4.104)$$

Давление хорошо сыпучих грузов на наклонные стенки неглубоких бункеров

$$p_{ст} = k_d h'' \rho (\cos^2 \beta + m'_{ид} \sin^2 \beta) g, \quad (4.105)$$

где β — угол наклона стенок к горизонтали; $m'_{ид}$ — коэффициент подвижности груза [см. формулу (1.13)].

Давление вязных грузов на вертикальные стенки бункеров меньше, чем давление хорошо сыпучих грузов при равных глубинах засыпки, насыпной массе, коэффициентах внутреннего трения и динамичности, поэтому при небольших значениях τ_0 формулы, приведенные для расчета давления на стенки бункеров хорошо сыпучих грузов, можно использовать и для расчета давления вязных грузов с некоторым дополнительным запасом прочности стенок.

При больших значениях начального сопротивления сдвигу уточняют значение давления на вертикальные стенки по выражению

$$p = k_d \varepsilon'' n' (h'' - h_0) \rho g, \quad (4.106)$$

где h_0 — высота вертикальной свободностоящей стенки;

$$h_0 = \frac{2\tau_0 (1 + \sin \varphi)}{\rho g \cos \varphi} \text{ или } h_0 \approx \frac{4,7\tau_0 \sqrt{\bar{f}}}{\rho g}. \quad (4.107)$$

Коэффициент зависания ε'' определяют по формуле (4.97) при значении

$$\kappa = n' (h'' - h_0) f_b / R'_b. \quad (4.108)$$

Коэффициенты динамичности k_d и бокового давления n' находят так же, как и при расчете бункеров для хорошо сыпучих грузов.

При загрузке бункеров с «шапкой» (см. рис. 4.27) для плохо сыпучих грузов при конической свободной поверхности вычисляют приведенную высоту

$$h_{np} = h'' + \frac{A_6}{6} \left(\frac{f}{2} + \sqrt{\frac{f^2}{4} + \frac{2\tau_0}{A_6 \rho g}} \right). \quad (4.109)$$

При крышеобразной свободной поверхности (щелевые бункера)

$$h_{np} = h'' + \frac{A_6}{4} \left(\frac{f}{4} + \sqrt{\frac{f^2}{4} + \frac{2\tau_0}{A_6 \rho g}} \right). \quad (4.110)$$

Давление на наклонные стенки неглубоких бункеров, содержащих плохосыпучие грузы,

$$\sigma_c = k_{дp} [h'' \cos^2 \beta + m'_{ид} (h'' - h_0) \sin^2 \beta] g. \quad (4.111)$$

Если глубина h'' меньше, чем максимальная высота h_0 , то давление связных грузов на наклонные стенки неглубоких бункеров

$$p_{ст} = k_{дp} h'' g \cos^2 \beta. \quad (4.112)$$

Определение давления насыпных грузов на дно бункера. Давление на дно неглубоких бункеров вычисляют по выражениям (4.111), (4.112) при $\beta = 0$. Если неглубокий бункер находится в состоянии интенсивной вибрации, при которой его максимальное ускорение превышает критическое значение

$$j_{кр} = g [1 - (m'_{ид})^2] / [1 + (m'_{ид})^2],$$

то давление на дно грузов, по свойствам близких к жидкостям, определяют по формуле (4.95).

Давление грузов на наклонные стенки днища глубоких бункеров

$$p_{ст} = k_{дp} [\varepsilon'' (h'' - h_0) (\cos^2 \beta + n' \sin^2 \beta) + h_0 \cos^2 \beta] g. \quad (4.113)$$

Коэффициент n' определяют так же, как для хорошо сыпучих грузов;

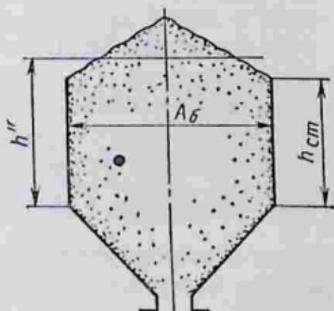


Рис. 4.27. Загрузка бункера с «шапкой»

коэффициент зависания ϵ'' находят по максимальному гидравлическому радиусу днища. По формуле (4.113) можно вычислить и давление грузов на горизонтальные днища глубоких бункеров при $\beta = 0$. Кроме того, формула (4.113) применима и для расчета бункеров для хорошо сыпучих грузов, если $h_0 = 0$.

Определение размеров выпускных отверстий. Выпускные отверстия прямоугольных бункеров в зависимости от конструкции бункера и типа применяемых затворов или питателей выполняют квадратными или прямоугольными. Однако при одинаковой площади отверстий квадратное отверстие лучше обеспечивает беспрепятственное высыпание материала, чем прямоугольное.

Для определения наименьшего допустимого размера отверстия при хранении в бункере легкосыпучих грузов К. В. Алферовым предложена формула

$$A_n = k' (a' + 80) \operatorname{tg} \varphi, \quad (4.114)$$

где A_n — размер стороны квадратного или диаметр круглого отверстия, мм; k' — опытный коэффициент (для сортированных грузов $k' = 2,3$, а для рядовых $k' = 2,4$); a' — наибольший размер типичных кусков (до 30 мм) φ — угол внутреннего трения (для легкосыпучих материалов угол трения равен приблизительно углу естественного откоса; если для данного груза $\varphi > 50^\circ$ то в уравнении (4.114) подставляют $\varphi = 50^\circ$).

Для расчета ширины прямоугольных отверстий формулу (4.114) преобразуют следующим образом:

$$A_n = \frac{1 + n_a}{2n_a} k' (a' + 80) \operatorname{tg} \varphi, \quad (4.115)$$

где $n_a = B_n/A_n$ — отношение сторон отверстия (большой к меньшей).

Рассчитывать размеры выпускных отверстий для кусковых грузов следует по формулам (4.114) и (4.115) и делать дополнительную проверку по формуле (4.88). Из полученных значений следует выбрать большее. Затем выпускное отверстие необходимо проверить на расчетную пропускную способность бункера. При этом следует иметь в виду, что в корытообразных бункерах всегда, даже при большом угле наклона стенок, имеет место нормальный вид истечения благодаря задерживающему влиянию масс насыпного груза, расположенных вблизи плоскости симметрии бункера, рядом с зоной выпуска.

По формулам (4.114) и (4.115) можно также рассчитывать размеры выпускных отверстий бункеров для плохосыпучих грузов, обладающих начальным сцеплением частиц, при применении вибраторов или других средств для разрушения образующих сводов, действующих во время опорожнения бункеров. В этих случаях в формулы (4.114) и (4.115) подставляют граничное значение $\varphi = 50^\circ$.

Для плохосыпучих грузов диаметр круглого или сторону квадратного выпускного отверстия определяют по формуле

$$A_n \geq \frac{4(1 + \sin \varphi) k_0'' \tau_0}{\rho g} + a', \quad (4.116)$$

где $k_0'' = 1,5 \dots 2$ — коэффициент запаса; τ_0 — начальное сопротивление груза сдвигу.

Ширина прямоугольного отверстия

$$A_{\Pi} \geq \frac{2(1 + \sin \varphi)(B_{\Pi} - a')k_0''\tau_0}{(B_{\Pi} - a')\rho g - 2(1 + \sin \varphi)\tau_0 k_0''} + a', \quad (4.117)$$

где $B_{\Pi} > A_{\Pi}$ — длина отверстия.

Ширина щели

$$A_{\text{щ}} \geq \frac{2(1 + \sin \varphi)k_0''\tau_0}{\rho g} + a'. \quad (4.118)$$

Определение пропускной способности бункеров. Пропускная способность (т/ч) бункера зависит от скорости истечения сыпучих [см. формулы (4.89), (4.92) ... (4.94)]. Для бункеров непрерывного действия ее находят по формуле

$$Q_M = 3600v\rho\omega', \quad (4.119)$$

где v — скорость истечения насыпного груза из отверстия бункера, м/с; ρ — насыпная плотность груза, т/м³; ω' — площадь отверстия истечения, определяемая с учетом кусковатости груза, м²; для круглого отверстия $\omega' = \pi(D - a')^2/4$ (здесь D — диаметр отверстия); для прямоугольного отверстия $\omega' = A_{\Pi} - a'$ ($B_{\Pi} - a'$) (здесь A_{Π} и B_{Π} — размеры сторон).

В качестве примера рассчитаем пропускную способность бункера непрерывного действия при следующих исходных данных: насыпной груз — сухой сортированный каменный уголь; $\beta = 0,8$ т/м³; крупность кусков $a' = 50$ мм; диаметр выпускного отверстия $D = 400$ мм.

По формуле (4.90) определяем гидравлический радиус при $A_{\text{с}} = D$, т. е.

$$R_{\Gamma} = \frac{D - a'}{4} = \frac{0,4 - 0,05}{4} \approx 0,088 \text{ м.}$$

По формуле (4.92) находим критический радиус, принимая для сухого сортированного угля $\tau_0 = 0$:

$$R_{\text{кр}} = \frac{a'}{2} = \frac{0,05}{2} = 0,025 \text{ м.}$$

Поскольку $R_{\Gamma} > R_{\text{кр}}$, скорость истечения v рассчитываем по формуле (4.93) при $\tau_0 = 0$ и $\lambda_{\Pi} = 0,5$:

$$v = \lambda_{\Pi} \sqrt{3,2gR_{\Gamma}} = 0,5 \sqrt{3,2 \cdot 9,81 \cdot 0,088} = 0,83 \text{ м/с.}$$

Площадь отверстия истечения находим по выражению

$$\omega' = \frac{\pi(D - a')^2}{4} = \frac{3,14(0,4 - 0,05)^2}{4} = 0,095 \text{ м}^2.$$

По формуле (4.119) определяем пропускную способность $Q_M = 3600v\rho\omega' = 3600 \cdot 0,83 \cdot 0,8 \cdot 0,095 = 227$ т/ч.

Пропускная способность бункеров, опорожняемых при каждом открытии затвора (например, дозировочных), характеризуется временем их опорожнения t_0 (с). Для нормального истечения

$$t_0 = \frac{G_0}{\rho v \omega'} = \frac{V_0}{v \omega'}, \quad (4.120)$$

где G_0 — расчетное количество груза в бункере, т; V_0 — объем бункера, м³.

При гидравлическом истечении для аэрированных переувлажненных полужидких материалов время опорожнения зависит от конфигурации бункера и высоты засыпки, так как скорость истечения в этом случае непостоянна и снижается с уменьшением высоты засыпки. Точное значение t_0 при этом истечении находят по формуле

$$t_0 = \int_0^h \frac{\Omega(h)}{\lambda_{\text{н}} \omega' \sqrt{\frac{2h}{g}}} dh, \quad (4.121)$$

где $\Omega(h)$ — переменная площадь горизонтального сечения бункера.

Для призматических сосудов $\Omega(h) = \text{const}$. Тогда, интегрируя формулу (4.12), получаем

$$t_0 = \frac{\Omega(h)}{\lambda_{\text{н}} \omega'} \sqrt{\frac{2h}{g}}.$$

Для расширяющихся сосудов можно приближенно принять

$$\Omega(h) = k'' h^2, \quad (4.122)$$

где k'' — коэффициент пропорциональности; для конических бункеров $k'' = \pi/tg^2 \beta$, для пирамидальных $k'' = 4/tg^2 \beta$ (здесь β — угол наклона стенок бункера к горизонтали).

Подставляя выражение (4.122) в исходное уравнение, получаем

$$t_0 = \frac{k'' h^2}{5\lambda_{\text{н}} \omega'} \sqrt{\frac{2h}{g}}.$$

Для бункеров сложной формы при определении времени опорожнения применяют методы численного интегрирования. Расчет можно выполнить на ЭВМ. При гидравлическом истечении груза из расширяющихся вверх сосудов для приближенных вычислений рекомендуется применять формулу (4.120), подставляя в нее значение средней скорости v , найденное по формуле (4.89) при высоте h , соответствующей загрузке в бункер половины расчетного количества груза $G_0/2$; для пирамидальных бункеров высоту h следует принимать равной $3/4$ общей высоты бункера.

4.3.5. ЭЛЕМЕНТЫ БУНКЕРОВ

Затворы бункеров предназначены для перекрытия выпускного отверстия и выпуска из бункера насыпного груза.

Рабочим органом *клапанных* затворов (рис. 4.28, а) является шарнирный клапан, вращающийся вокруг оси, прикрепленной к стенке бункера около выпускного отверстия.

Секторные затворы состоят из патрубка и шарнирной цилиндрической заслонки (называемой сектором) с боковыми щеками в виде секторов (рис. 4.28, б).

Челюстные затворы по принципу действия подобны секторным и могут рассматриваться как их разновидность. Отличие заклю-

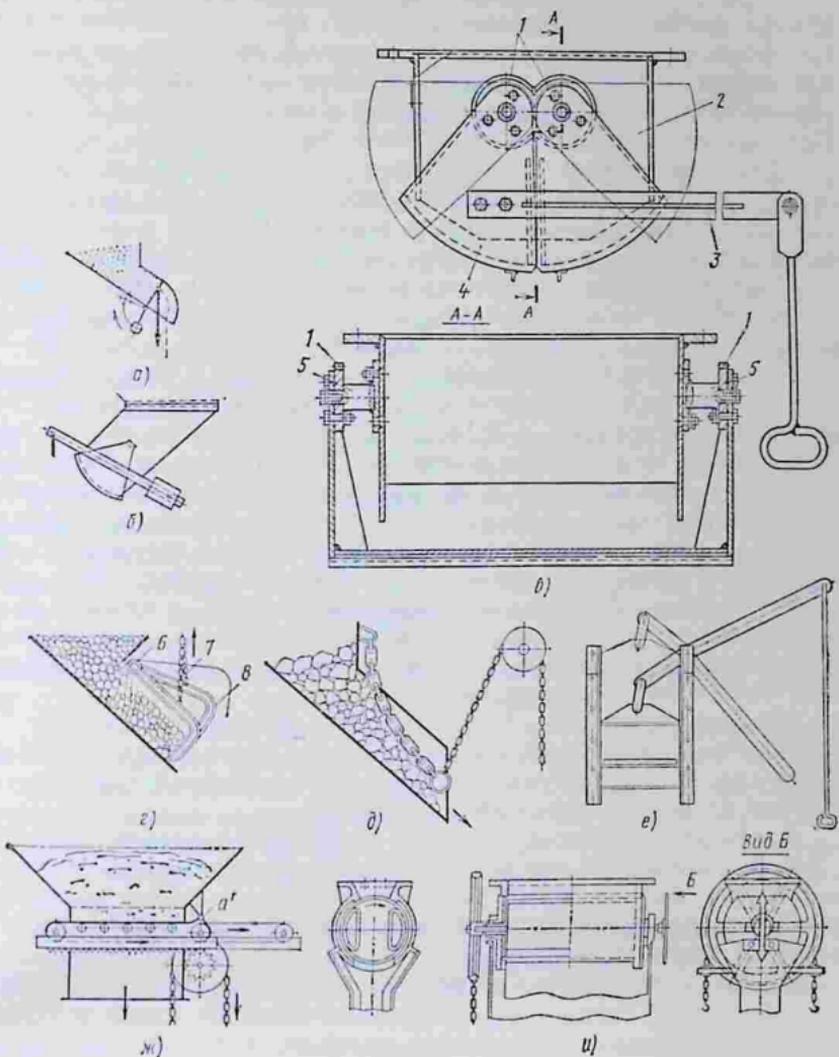


Рис. 4.28. Затворы:
 а — клеваный; б — секторный; в — челюстной; г — пальцевый; д — цепной; е — плоский; ж — ленточный; з — круглый

чается в том, что выпускное отверстие 2 перекрывается двумя цилиндрическими заслонками (челюстями) 4 (рис. 4.28, в), связанными между собой зубчатыми секторами 1. Последние насажены на оси 5 таким образом, что при повороте прикрепленного к одной из челюстей рычага 3 обе челюсти поворачиваются в противоположных направлениях

Пальцевые затворы (рис. 4.28, г) предназначены для закрывания выпускного отверстия под нагрузкой при работе с тяжелыми

крупнокусковыми материалами, такими, как руда, камень и т. п. Их рабочими органами являются пальцы δ , выгнутые из рельсов или легких двутавров и насаженные рядом один с другим на ось b , расположенную у верхней кромки выпускного отверстия бункера. Пальцы соединены цепями 7 со штоком пневматического цилиндра.

Цепной затвор (рис. 4.28, *д*) состоит из наклонного лотка и ряда цепей, расположенных вплотную и подвешенных над выпускным отверстием так, что они образуют занавес. Нижние концы цепей связаны с цепями, за которые производится подъем рабочих цепей.

Плоские затворы (задвижки) имеют стальную плоскую пластину (рабочий орган), перемещающуюся в пазах, расположенных по сторонам прямоугольного выпускного отверстия (рис. 4.28, *е*).

Гусеничные затворы разделяют на ленточные и пластинчатые. Рабочим органом ленточного затвора является бесконечная резиновая лента (рис. 4.28, *ж*), расположенная под выпускным отверстием и закрепленная в точке a' . Она огибает два барабана, а ее ветвь, прилегающая к выпускному отверстию, установлена на поддерживающие ролики, которые, как и барабаны, смонтированы на подвижной раме затвора, перемещаемой горизонтально-реечной передачей. При движении рамы вправо верхняя ветвь ленты до концевой барабана остается неподвижной, а нижняя движется вправо, что сопровождается укорачиванием находящегося над отверстием участка верхней ветви ленты, и выпускное отверстие постепенно открывается.

Круглый затвор (рис. 4.28, *з*) состоит из корпуса и барабана, цапфы которого вращаются в подшипниках скольжения. Барабан имеет сквозные отверстия, пропускающие насыпной груз, вытекающий из выпускного отверстия бункера.

Давление на затворы бункеров, содержащих полужидкие материалы, определяют как давление на стенки бункеров. Давление на затворы сыпучих грузов зависит от жесткости конструкции затвора и процесса заполнения бункера, поэтому точный его расчет является сложной задачей.

Среднее давление на горизонтальный затвор (для приближенных расчетов)

$$p_a = 5,6k_0 g \rho R_r', \quad (4.123)$$

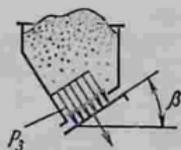
где k_0 — коэффициент, равный 2 для бункеров, опорожняемых полностью при каждом открывании затвора; 1 — для неопорожняемых полностью бункеров; 1,5 — для бункеров, опорожняемых не при каждом открывании затвора; R_r' — гидравлический радиус выпускного отверстия

Давление на наклонные и вертикальные затворы

$$p_a = 5,6k_0 g \rho R_r' (\cos^2 \beta + m'_{нд} \sin^2 \beta), \quad (4.124)$$

где β — угол наклона затвора к горизонту (рис. 4.29); $m'_{нд}$ — коэффициент подвижности насыпного груза, $m'_{нд} = 0,18/f$ (здесь f — коэффициент внутреннего трения насыпного груза).

Рис. 4.29. Схема для определения давления на затвор



Питатели. Питатели предназначены для равномерного питания из бункера различных приемных устройств: конвейеров, средств периодического транспорта и т. п.

Ленточный питатель показан на рис. 4.30, а. Его рабочим органом является резиноканевая конвейерная лента, огибающая приводной и натяжной барабаны. Над верхней ветвью ленты, лежащей на роликах или на неподвижном металлическом настиле, расположены стационарные болты. Регулирующая заслонка позволяет изменять производительность питателя.

Расчет ленточных питателей аналогичен расчету ленточных конвейеров. Скорость ленты питателей 0,05 ... 0,45 м/с.

Пластинчатый питатель (рис. 4.30, б) имеет настил 2 из стальных пластин с бортами 7, взаимно перекрывающимися друг друга и прикрепленными к звеньям двух тяговых цепей 5, которые приводятся в движение при помощи приводных звездочек 4. Необходимое натяжение цепей создается винтовым натяжным устройством 1, присоединенным к оси холостых звездочек. Цепи снабжены роликами, которые катятся по направляющим шинам 6. Производительность питателя регулируется плоской задвижкой 3. Скорость движения пластинчатого настила $v = 0,02 \dots 0,25$ м/с, коэффициент наполнения $\psi = 0,8$. Расчет этих питателей выполняют так же, как пластинчатых конвейеров.

Цепной питатель (рис. 4.30, в) имеет набор бесконечных цепей (рабочий орган), висящих перед выпускным отверстием бункера и образующих тяжелый занавес, препятствующий самопроизвольному вытеканию сыпучего груза из бункера. Цепи движутся при помощи приводного барабана и выпускают груз. Производительность питателя можно регулировать, изменяя частоту вращения барабана.

Винтовой питатель (рис. 4.30, г) подает сыпучий груз при помощи вращающегося винта. Преимуществом этих питателей является герметичность, а недостатками быстрое изнашивание винта и лотка, а также высокая энергоемкость. Производительность регулируют изменением частоты вращения винта или задвижкой в горловине бункера.

Тарельчатый питатель (рис. 4.30, д) имеет горизонтальный диск, вращающийся под выпускным отверстием бункера. Сбоку над диском установлен скребок 8, сбрасывающий сыпучий груз с диска 9 в приемное устройство 10.

Барабанный питатель (рис. 4.30, е) имеет чугунный литой барабан диаметром 300 ... 1200 мм, расположенный под горловиной бункера. При вращении барабана сыпучий груз вытекает из выпускного отверстия со скоростью 0,025 ... 1 м/с.

Лопастной питатель (рис. 4.30, ж) состоит из корпуса 12, разделенного лопастями 11 на отсеки. При вращении корпуса

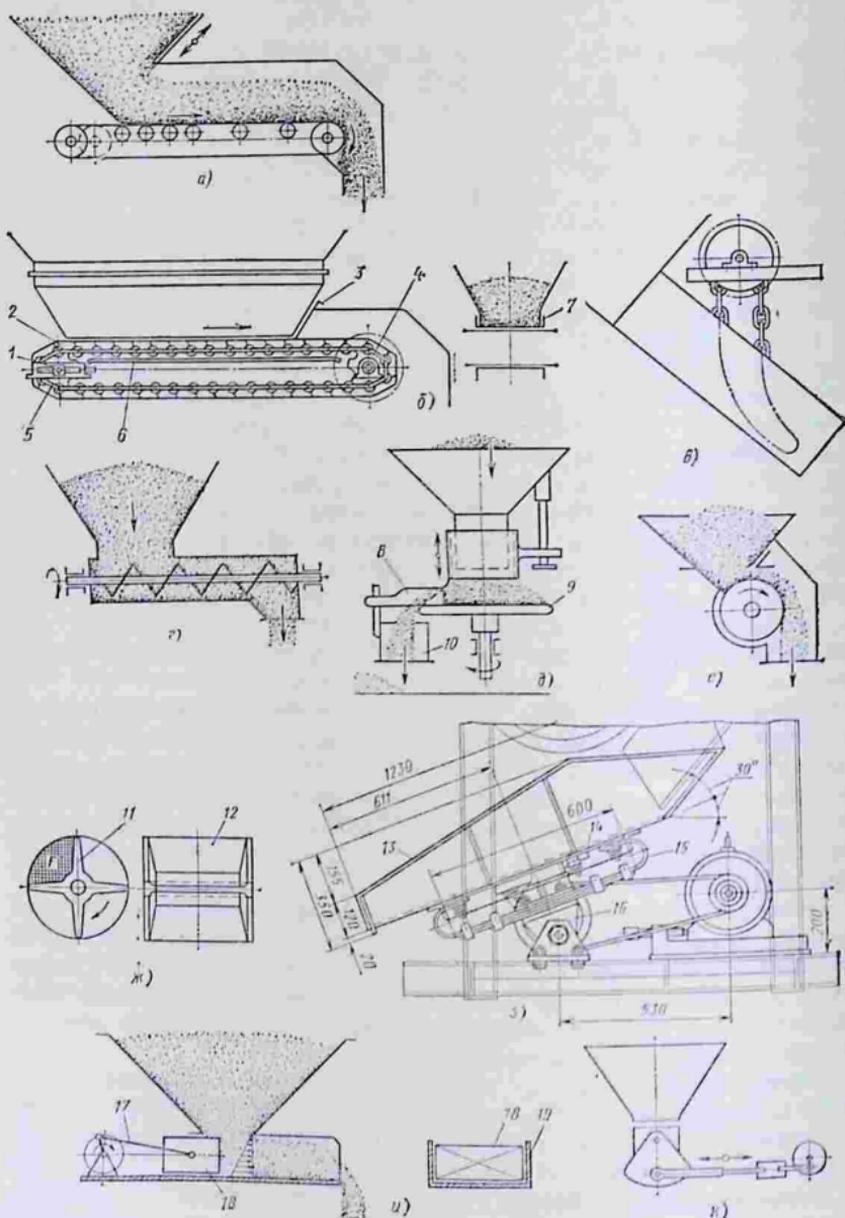


Рис. 4.30. Питатели:

a — ленточный; *б* — пластинчатый; *в* — цепной; *г* — винтовой; *д* — тарельчатый; *е* — барабанный; *ж* — лопастной; *з* — вибрационный; *и* — плунжерный; *к* — маятниковый

мелкофракционный материал подается из бункера с высокой точностью.

Вибрационный питатель (рис. 4.30, з) содержит лоток 13, соединенный с плитой 14, опирающейся на рессоры 15. Вибратор выполнен в виде вала с двумя дисками, несущими эксцентричные грузы. На крышках дисков укреплены контргрузы, поворот которых относительно дисков позволяет регулировать центробежную силу, а следовательно, и амплитуду колебаний вибратора. Рессоры закреплены на поворотных кронштейнах 16, позволяющих регулировать угол наклона лотка.

Плунжерный питатель (рис. 4.30, и) снабжен лотком 19, по которому возвратно-поступательно при помощи кривошипно-шатунного механизма 17 движется плунжер 18. Стальной пустотелый плунжер при ходе вперед перемещает перед собой мелкофракционный насыпной груз, который ссыпается с лотка в приемное устройство; при ходе назад плунжер освобождает место для следующей порции груза.

Маятниковый питатель (рис. 4.30, к) имеет секторный затвор, приводимый в действие кривошипно-шатунным механизмом. Его производительность регулируется изменением частоты вращения коленчатого вала.

4.4. ПОДВЕСНЫЕ КАНАТНЫЕ ДОРОГИ

4.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Устройство, принцип действия, разновидности. Подвесными канатными дорогами (ПКД) называют транспортные сооружения, в которых в качестве несущих и тяговых элементов используют канаты, подвешенные на опорах на некоторой высоте над поверхностью земли.

По назначению подвесные канатные дороги разделяют на *грузовые* и *пассажирские*, по конструкции — на *двухканатные* и *одноканатные*, по характеру движения грузонесущих элементов — на *кольцевые* и *маятниковые*.

Характерной особенностью двухканатной грузовой подвесной дороги (ГПКД) с кольцевым движением (рис. 4.31, а) является наличие на линии гибких подвесных путей — несущих канатов 4 и 14, по которым совершает кольцевое движение подвижной состав — вагонетки 12, перемещаемые на линии (между станциями А и Б) тяговым канатом 5, счлненным в замкнутое кольцо. На погрузочной станции А вагонетки с помощью выключателя освобождают от тягового каната, загружают из бункера 2, в который груз, подлежащий перевозке, подается конвейером 1. Загруженные вагонетки перемещаются по жесткому рельсовому пути 3 к выходу со станции, где с помощью включающего устройства они подключаются к тяговому канату 5 и перемещаются им по несущему канату 4 грузовой ветви к разгрузочной станции Б. Здесь ваго-

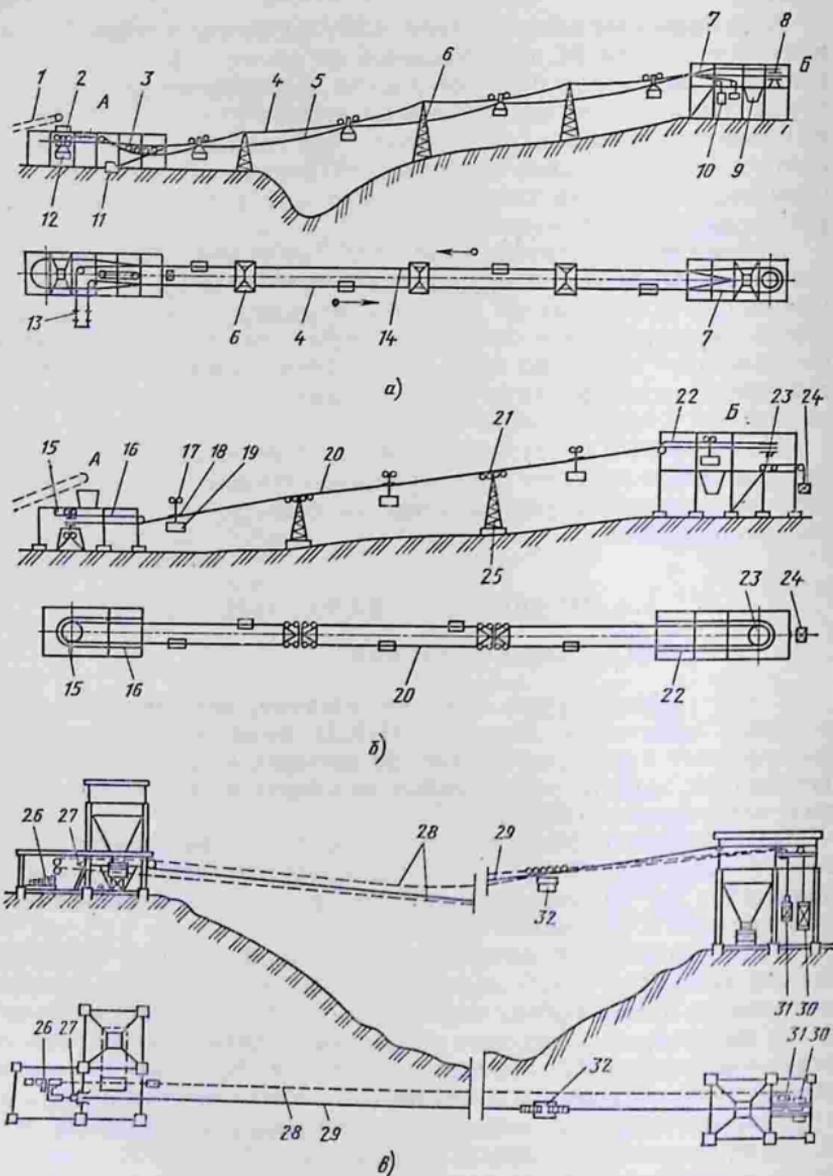


Рис. 4.31. Грузовые подвесные канатные дороги:
 а — двухканатная с кольцевым движением; б — одноканатная с кольцевым движением;
 в — двухканатная с маятниковым движением

нетки снова переходят на жесткий рельсовый путь 7, соединяющий несущие канаты грузовой и порожней ветвей, разгружаются в бункер 9, обходят оборотный шкив 8 тягового каната, подключаются к последнему и по несущему канату 14 порожней ветви возвращаются в пункт А. Концы несущих канатов 4 и 14 на станции А закреплены в якорях 11, а на станции Б натянуты грузами 10. На линии эти канаты поддерживаются опорами 6. Тяговый канат 5 приводится в движение фрикционным приводом 13, расположенным на станции А.

Особенностью одноканатной ГПКД с кольцевым движением (рис. 4.31, б) является то, что функции несущего и тягового элементов совмещены в одном несуще-тяговом канате 20, счаленном в замкнутое кольцо. Вагонетки 19 и здесь совершают кольцевое движение, но на линии между станциями А и Б они не опираются на гибкий подвесной путь, а подвешены к непрерывно движущемуся несуще-тяговому канату 20 и перемещаются вместе с ним.

При входе на станцию вагонетки 19 автоматически отключаются от каната 20 и передвигаются по жестким рельсовым путям 16 и 22, опираясь на них ходовыми колесами 17. При сходе с рельсового пути вагонетки автоматически сцепляются с канатом зажимным аппаратом 18. Несуще-тяговый канат 20 приводится в движение фрикционным приводом 15 с канатоведущим шкивом.

Первоначальное натяжение каната, необходимое для передачи тягового усилия, создается натяжным грузом 24, оттягивающим концевой шкив 23. На линии между станциями А и Б канат 20 поддерживается опорами 25 с балансирными роликовыми батареями 21. Известны дороги этого типа, у которых вагонетки наглухо прикреплены к тяговому канату и не имеют ходовых колес, а на станциях для них не устраиваются жесткие рельсовые пути.

Устройство однопутной двухканатной ГПКД с маятниковым движением показано на рис. 4.31, в [1]. Реверсивное (маятниковое) движение по несущему канату 29 совершает только одна вагонетка 32. Несущий канат прикреплен к якорю 27 и натянут контргрузом 30. Тяговый канат 28, как и на дорогах с кольцевым движением, отводится на одной из станций к фрикционному приводу 26, а на другой натягивается контргрузом 31. В качестве привода на таких дорогах иногда используют лебедку с барабаном, на котором закреплены два конца каната — сбегающий и набегающий. В этом случае натяжное устройство не применяют. Дороги данного типа выполняют как однопутными, так и двухпутными. В последнем случае маятниковое движение во взаимно противоположных направлениях совершают две вагонетки (каждая по своему пути), присоединенные к общему тяговому канату.

Специфическое устройство имеют грузовые дороги для образования отвалов, называемые *отвальными*. В отличие от рассмотренных ГПКД, в которых вагонетки разгружаются только в конечных пунктах, отвальные дороги обеспечивают промежуточную разгрузку, формируя отвал нужной формы. Для образования

хребтовых, секторных и прямоугольных отвалов применяют дороги с кольцевым и маятниковым движением (рис. 4.32 [1]).

Хребтовый отвал может образовываться в одном (отвальном) пролете между промежуточной 2 и конечной 3 станциями (рис. 4.32, а) или между несколькими линейными опорами (рис. 4.32, б). В дорогах для образования секторного отвала (рис. 4.31, в) угловую промежуточную станцию 2 выполняют поворотной, а конечную станцию 3 — передвижной. В дорогах для образования прямоугольных отвалов (рис. 4.31, г) передвижными делают обе эти станции. По мере продвижения прямоугольного отвала в сторону от погрузочной станции 1 между нею и угловой станцией 2 добавляют новые опоры и выпускают на линию дополнительные вагонетки.

Принцип действия пассажирских подвесных канатных дорог (ППКД) во многом аналогичен принципу действия ГПКД. ППКД выполняют одно- и двухканатными. Как те, так и другие могут иметь кольцевое и маятниковое движение. Принципиальное отличие этих дорог от ГПКД состоит в конструкции подвижного состава и повышенных требованиях к безопасности, вытекающих из их назначения (для перевозки людей).

По конструкции подвижного состава различают ППКД следующих типов: кресельные (обычно одноканатные кольцевые) — с открытыми креслами (удобными для перевозки лыжников с пристегнутыми лыжами) или легкими полукрытыми кабинами, подвешенными к непрерывно движущемуся несуще-тяговому канату (посадка и высадка пассажиров на ходу); гондолные (одно- или двухканатные кольцевые) с кабинами (гондолами) или креслами, отцепляемыми от каната на конечных станциях и обеспечивающими более комфортабельный вход и выход пассажиров; буксировочные (одноканатные кольцевые) с неотцепляемыми подвесками (бугелями), снабженными буксировочными приборами для одного или двух лыжников (пассажиры захватывают приборы на ходу); маятниковые (одноканатные или двухканатные) с одним (однопутные) или двумя (двухпутные) вагонами, совершающими реверсивное (маятниковое) движение.

Основные требования к устройству и безопасной эксплуатации грузовых и пассажирских подвесных канатных дорог регламентированы Правилами Госгортехнадзора.

Основные параметры. Основные параметры грузовых подвесных канатных дорог указаны в табл. 4.7.

Производительность ГПКД достигает 600 т/ч. Разработана ГПКД производительностью 1000 т/ч (двухканатная кольцевая дорога конструкции ВНИИПТмаш с восьмиколесными вагонетками грузоподъемностью 5200 кг). Довольно высокие значения производительности маятниковых дорог (хотя намного меньше, чем кольцевых) обеспечиваются высокими скоростями движения одиночных вагонеток (до 10 м/с) и их большой грузоподъемностью (до 25 т).

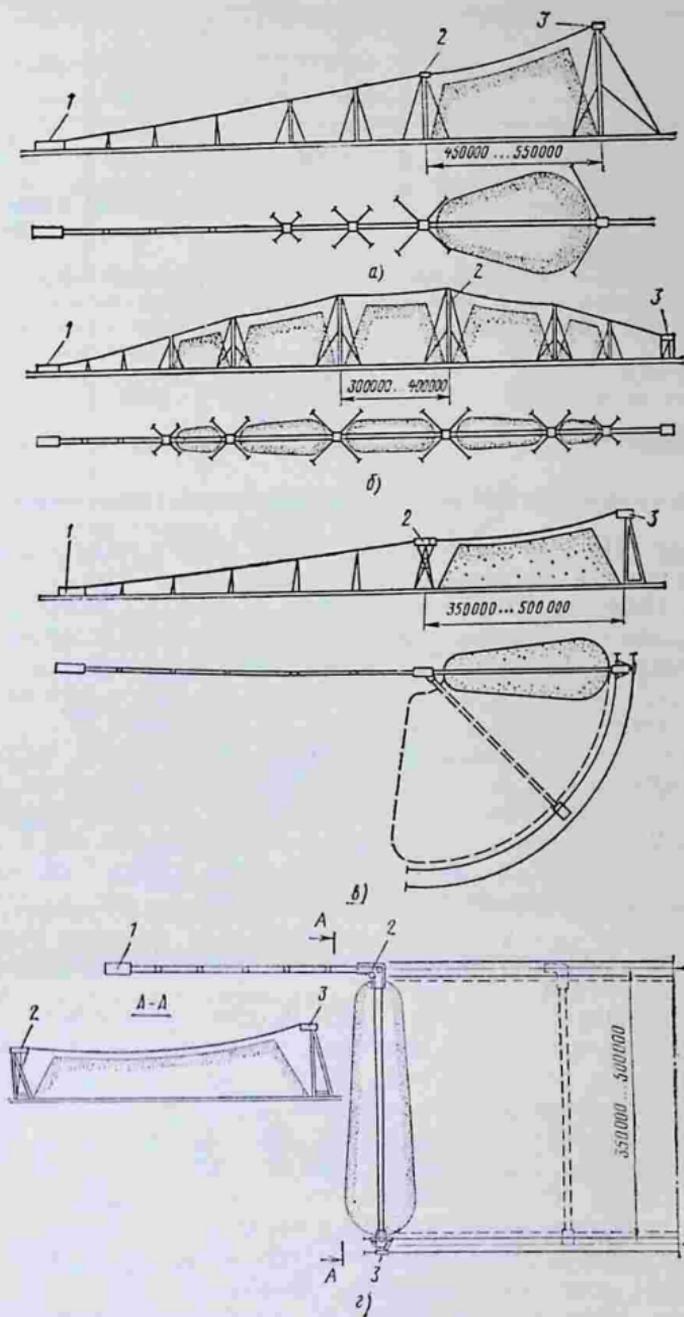


Рис. 4.32. Грузовые канатные дороги для образования отвалов:
 а, б — хребтового; в — секторного; г — прямоугольного

4.7. Осисвные параметры ГПКД

Параметр	Кольцевые		Маятниковые
	двух-канатные	одноканатные	
Производительность, т/ч	300 ... 400 (600)	50 (150)	50 ... 250
Грузоподъемность вагонетки, кг	800 ... 3200	500 (1000)	3 000 ... 8 000 (20 000)
Объем кузова вагонетки, м ³	0,25 ... 3,2	—	—
Скорость движения вагонетки, м/с	3,3 (5,0)	2,5 (3,0)	3 ... 5 (8 ... 10)
Интервал времени между последовательными выпусками вагонеток, с	18 ... 20 (12)	25 ... 30	—
Длина:			
дороги, км	5 ... 8	5 ... 8	0,5 ... 0,7 (1,5)
пролетов, м	100 ... 150 (1500)	1000	—
Уклон трассы, °	30	30	—

Примечание. В скобках указаны значения для редко встречающихся случаев.

Длина ГПКД не ограничена, так как дорогу можно образовывать из многих последовательно соединяемых самостоятельных секций. Известна ГПКД длиной 98 км. В табл. 4.7 указаны длины дорог с одним приводным участком, лимитируемые возможностями фрикционного привода. Длина безопорных пролетов может достигать 1,5 км, но обычно ее принимают во много раз меньшей. Уклон трассы ГПКД, как правило, не превышает 30°.

Отечественные специализированные предприятия поставляют двухканатные ГПКД с кольцевым движением вагонеток со следующими техническими характеристиками: грузоподъемность вагонеток 2 и 3 т, производительность соответственно 300 и 400 т/ч, наибольший уклон 26°, максимальная длина дороги 8 км, наибольшая скорость движения вагонеток на линии 3,2 м/с, на станциях 0,45 м/с.

Основные параметры пассажирских подвесных канатных дорог приведены в табл. 4.8.

Пропускная способность ППКД (в одном направлении) достигает 2200 чел./ч. Скорость движения кресельных дорог ограничена безопасностью посадки и высадки на ходу. Для буксировочных дорог допускаются большие значения скорости, поскольку взятие буксировочного захвата лыжником на ходу безопаснее посадки на ходу в кресло. Еще более высокие скорости гондольных и маятниковых дорог обусловлены тем, что посадку в гондолы производят при замедленном движении, а в вагоны маятниковых дорог — при их остановке. Длина участка кресельных, гондольных и буксировочных дорог (одноканатные, кольцевые) обычно не превышает 2 км. Известны кресельные дороги с длиной участка свыше 3 км. Протяженность маятниковых дорог достигает 12,5 км с максимальным пролетом до 3000 м. Известна маятниковая дорога

4.8. Основные параметры ППКД

Параметр	Кресельные	Гондольные	Буксировочные	Маятниковые
Пропускная способность, чел./ч	1800	360	2500	1700
Вместимость подвижного состава, чел.	1 ... 4	2—6	1 ... 2	10—200
Скорость движения, м/с	1,6 ... 2,5	2—4 (5)	1,6 ... 4 (5,5) 5	3,2 ... 10 (12,5)
Интервал времени между последовательными выпусками вагонеток (или лыжников), с	4 ... 10	9	5	—
Длина участка дороги, км	2 (3)	—	2 (2)	До 12,5
Уклон трассы, °	45	45	38 (уклон лыжни)	45

Примечание. В скобках указаны значения для редко встречающихся случаев.

абсолютной высотой над уровнем моря 4760 м и перепадом высот 3186 м. Уклон трассы ППКД достигает 45°.

Преимущества и недостатки. Наличие гибкого подвешенного пути — легкого, прочного, просто и надежно соединяемого из отдельных отрезков каната, позволяющего перекрывать пролеты в несколько сотен и тысяч метров, канатная тяга, обеспечивающая большие углы подъема пути, и расположение грузонесущих элементов на некоторой высоте от уровня земли обеспечивают подвешенным канатным дорогам ряд серьезных преимуществ по сравнению с другими видами транспорта. Важнейшее из них — возможность соединять конечные пункты по кратчайшему расстоянию с уклоном трассы в вертикальной плоскости до 45°, что недоступно для других видов транспорта, включая конвейерный ленточный, не говоря уже о железнодорожном и автомобильном. Их сооружение мало зависит от характера местности, наличия водных преград, сложного рельефа, застройки территории и др., не связано со строительством мостов, тоннелей, подземных переходов, выполнением дорогих планировочных работ на местности. Пространство под канатами можно использовать для других целей. Существенное значение имеют и ряд других их преимуществ: бесперебойная работа при любых погодных условиях (исключая сильный ветер), использование экологически чистого энергонесителя (электрическая энергия) и малые энергозатраты, бесшумная работа, высокая степень механизации и автоматизации рабочих процессов на станциях и на линии.

Недостатками канатных дорог являются высокие единовременные капитальные затраты на их строительство, сложность выполнения строительно-монтажных работ в горной местности, где преимущественно их сооружают, существенно меньшая производительность по сравнению с производительностью ленточных конвейеров.

Области применения и технико-экономические показатели. Наиболее широко подвесные канатные дороги используют для транспортирования грузов и людей в горных, пересеченных, труднодоступных, густозастроенных местностях, где они часто являются единственным возможным видом транспорта и обеспечивают перевозки с наибольшей быстротой и наименьшими затратами. В этих условиях применение канатных дорог удешевляет перевозки в 10 и более раз.

ГПКД используют преимущественно для транспортирования массовых насыпных грузов — полезных ископаемых (руды, угля, торфа), нерудных строительных материалов (песка, гравия, щебня, дробленого камня), химического сырья, а также пустой породы в отвалы. Для перевозки штучных грузов их применяют редко, исключая транспортирование леса. В последнее время грузовые и грузопассажирские ПКД стали все шире использовать для транспортирования сельскохозяйственных грузов в труднодоступных горных районах.

С учетом реальной производительности (250 т/ч) наиболее массовых ГПКД отечественного производства их рационально применять при годовой перевозке от 0,5 до 1,5 млн. т груза на расстояние до 15 ... 20 км. Но при современном уровне техники ГПКД длиной 10 км при полезной грузоподъемности вагонеток 2 т, интервале их выпуска 10 с и скорости 6 м/с обеспечивают производительность 700 т/ч, или 5 млн. т в год, при трехсменной работе. Такая дорога может заменить 40 автомобилей грузоподъемностью 10 т, и вместо 120 водителей позволяет использовать двадцать человек обслуживающего персонала ГПКД. При этом экономия жидкого топлива может составить 2000 т в год (канатная дорога с указанными характеристиками имеет электродвигатель мощностью, равной мощности трех автомобилей) [1].

По расчетам специалистов, использование ГПКД с указанными техническими параметрами при перевозке 5 млн. т груза на расстояние 5 км выгодно не только в условиях горной, но и равнинной местности (табл. 4.9), поскольку при этом обеспечивается наименьшая стоимость перевозки 1 т груза при наименьших по сравнению с другими видами транспорта капитальных и текущих затратах.

4.9. Экономические показатели перевозки груза (руды) в условиях равнинной местности на расстояние 5 км в объеме 5 млн. т/год

Показатель	Вид транспорта			
	ГПКД	Железнодорожный	Автомобильный	Конвейерный (ленточный)
Стоимость перевозки, коп/(т·км)	2,5	2,9	4,3	2,9
Капитальные затраты, тыс. руб.	1235	2303	1280	1970
Эксплуатационные затраты, тыс. руб/год	322	427	756	588

Пассажирские подвесные канатные дороги используют для перевозки рабочих на предприятиях в горных районах, спортсменов и туристов в зонах туризма и отдыха, жителей в населенных пунктах со сложным рельефом местности, отдыхающих в горных курортных зонах, сельскохозяйственных рабочих и населения в труднодоступной местности. В 1980 г. в мире насчитывалось 23 тыс. стационарных ППКД, которые ежегодно перевозят несколько миллиардов человек. Их использование особенно эффективно в горной местности, где часто неприемлемы другие решения транспортной проблемы, а если прокладка автодороги и возможна, то расходы на ее сооружение и эксплуатацию настолько велики, что при расстояниях до 5 км (а иногда до 15 км) ППКД остается вне конкуренции. По расчетам специалистов, 1 км ППКД в условиях городского транспорта заменяет 15 км автомобильной дороги, при этом капитальные затраты в 8 раз, а стоимость перевозки в 1,5 раза ниже, чем при традиционных средствах транспорта. Резко (в несколько раз) сокращается время на поездку [1].

4.4.2. СОСТАВНЫЕ ЧАСТИ

Несущие канаты. В качестве несущих применяют закрытые канаты (ГОСТ 7675—73 и ГОСТ 7676—73) с внешним рядом фасонных S-образных проволок (рис. 4.33, а). По сравнению с прядевыми такие канаты имеют следующие преимущества: лучше сопротивляются коррозии благодаря замковой форме проволок, препятствующей проникновению влаги внутрь каната; имеют гладкую поверхность, что способствует уменьшению сопротивления движению и износа ходовых колес подвижного состава; при одинаковом диаметре у них больше площадь металлического сечения; меньше подвержены вредному влиянию гололеда. К недостаткам закрытых канатов относятся меньшая гибкость, невозможность визуального контроля состояния проволок, располо-

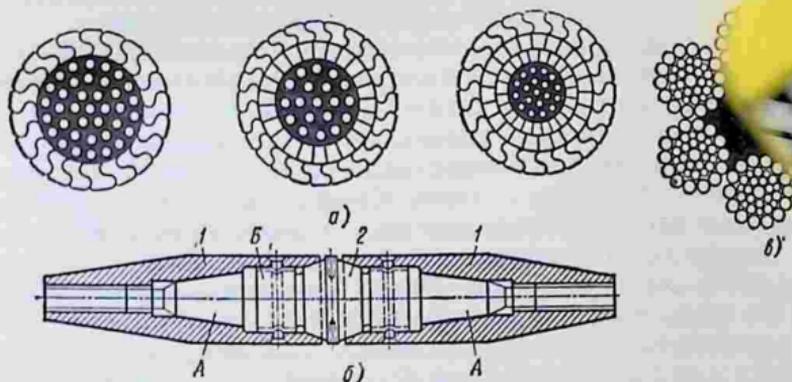


Рис. 4.33. Несущие и тяговые элементы канатной дороги:

а — сечение несущих канатов (с одним, двумя и тремя рядами фасонных проволок)
 б — линейная муфта; в — сечение тягового каната

женных во внутренних слоях (с внедрением магнитно-индукционного метода контроля канатов перемещением прибора со скоростью 0,3 ... 3 м/с значение последнего недостатка существенно уменьшилось).

Куски несущих канатов ГПКД соединяют с помощью линейных муфт с винтовой стяжкой (рис. 4.33, б). Концы соединяемых канатов заводят в половинки муфты (полумуфты) 1, расплетают, расклинивают стальными клиньями, затягивают во внутренние конусные части полумуфты А и соединяют последние винтовой стяжкой 2, имеющей правую и левую резьбу. Конструкция и размеры муфт для несущих канатов регламентированы ОСТ 24.090.42—78.

Тяговые и несуще-тяговые канаты. Для этих канатов характерны значительное число перегибов на шкивах, блоках и роликах, а также сжатие в зажимах сцепных приборов и истирание. С учетом этого они должны иметь повышенную гибкость, гладкую наружную поверхность, податливость при поперечном сжатии для надежного действия зажимов и достаточно толстые наружные проволоки, с большим запасом на износ. Этим требованиям в наибольшей степени отвечают шестипрядевые канаты двойной свивки с органическим сердечником и линейным касанием проволок типа ЛКО по ГОСТ 2173—76 (рис. 4.33, в), повышенная износостойкость которых обеспечивается выполнением наружных проволок толстыми, гибкость — уменьшением диаметра внутренних проволок, податливость при поперечном сжатии — наличием сжимаемого органического сердечника. Предпочтительно применение оцинкованных нераскручивающихся канатов, как более долговечных. Соединение отдельных кусков тяговых и несуще-тяговых канатов производят счалкой. Длину счалки принимают не менее 1000 диаметров каната для грузовых и не менее 3000 диаметров каната для пассажирских дорог.

Подвижной состав. Вагонетки двухканатных ГПКД с кольцевым движением (основной тип ГПКД) делают, как правило, с опрокидываемым кузовом, реже — с открываемым днищем. Конструкция вагонетки первого типа показана на рис. 4.34. Ее четырехколесная тележка 2, через шарнир 3 соединена с тягой 7, на которой подвешена подвеска 8 с кузовом 12. Благодаря шарниру 3 кузов сохраняет отнесенное положение на наклонных участках дороги. На тележке расположен зажимной аппарат 4, которым она соединяется с тяговым канатом. Кузов 12 подвешен к подвеске 8 с помощью цапф 11. Последние расположены ниже центра тяжести загруженного кузова и выше центра его тяжести в опорожненном состоянии. Кроме того, они смещены от оси симметрии кузова. При таком расположении цапф 11 загруженный кузов стремится опрокинуться относительно их оси, а после разгрузки поворачивается в исходное положение. От опрокидывания кузов удерживается пружинной защелкой 1, связанной с запорным рычагом 9. В местах разгрузки этот рычаг встречает упор, защелка

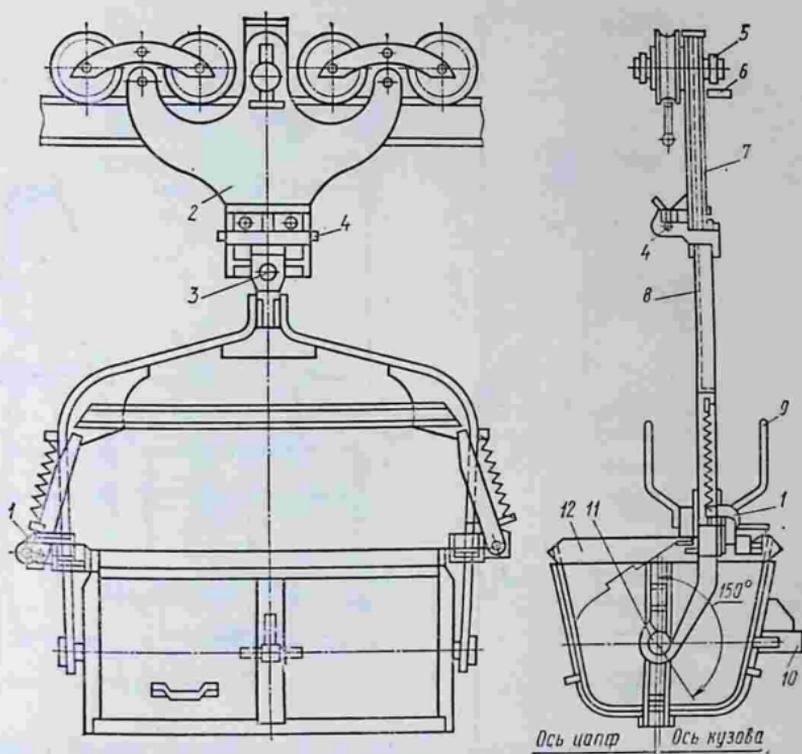


Рис. 4.34. Вагонетка с опрокидывающимся кузовом

отводится, и кузов опрокидывается. Замыкание разгруженного кузова защелкой производится с помощью пальца 10, который входит в спиральные направляющие и поворачивает кузов до тех пор, пока он не замкнется защелкой 1.

Зажимной аппарат 4 состоит из двух щек — неподвижной на корпусе тележки 2 и подвижной (поворотной) на тяге 7. При наезде бокового ролика 5 на шину 6 подвижная щека поворачивается и зажим освобождает тяговый канат, а при сходе ролика 5 с шины 6 тяговый канат зажимается щеками и вагонетка оказывается прикрепленной. Прицепка и отцепка при этом осуществляются автоматически.

По ГОСТ 10353—75 установлены следующие значения грузоподъемности ходовых тележек вагонеток (она включает массу груза, кузова и подвески): 800; 1250; 2000 и 3200 кг и вместимостью кузова 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5 и 3,2 м³. Специализированные предприятия поставляют вагонетки грузоподъемностью 2000 кг с вместимостью кузова от 0,63 до 2 м³ и полезной грузоподъемностью 1510 ... 1670 кг, а также грузоподъемностью 3200 кг с вместимостью кузова от 0,8 до 2 м³ и по-

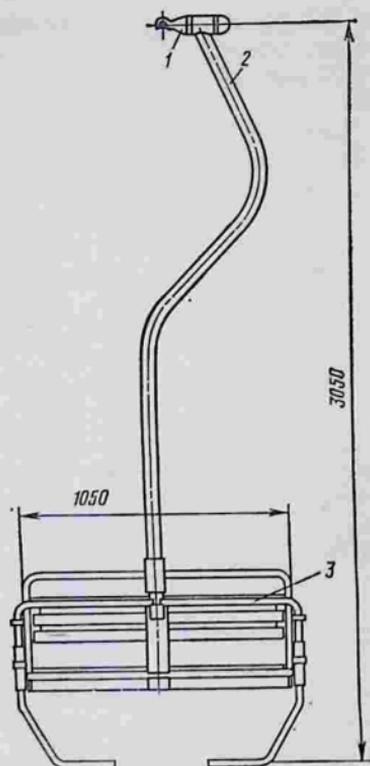


Рис. 4.35. Кресло кресельной ППКД

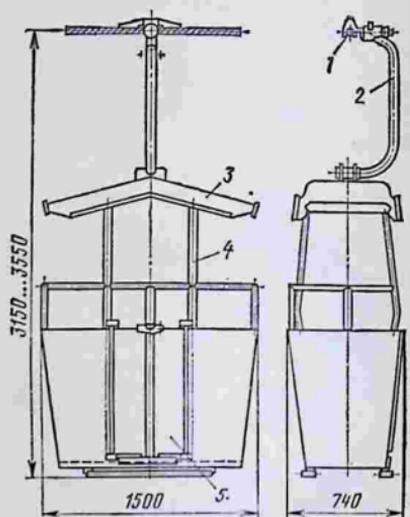


Рис. 4.36. Кабина кресельной ППКД



лезной грузоподъемностью 2570 ... 2750 кг. Вагонетки маятниковых ГПКД обычно имеют грузоподъемность 3000 ... 8000 кг.

Подвижной состав изготавливаемых в нашей стране кресельных одноканатных ППКД состоит из неотцепляемых одноместных или двухместных кресел (рис. 4.35 [1]) правого и левого исполнения с подножкой или без подножки, а также из двухместных кабин (рис. 4.36 [1]). Кресла и кабины прикрепляются к несущему тяговому канату пружинно-винтовым зажимом 1, связанным подвеской 2 (см. рис. 4.35 и 4.36) с сиденьем кресла 3 (см. рис. 4.35) или с каркасом кабины 4 (см. рис. 4.36). Кабины выполняют с козырьком 3 (см. рис. 4.36) или без него и снабжают дверями 5. Конструкция и размеры двухместных кресел подвесных одноканатных кольцевых дорог регламентированы ОСТ 24.090.69—83.

Вагоны изготавливаемых в нашей стране маятниковых ППКД выполняют 10-, 20-, 40-, 60-, 80-, 100- и 125-местными. Конструкция одного из таких вагонов (на 40 пассажиров) для дорог с одним несущим и двумя тяговыми канатами показана на рис. 4.37 [1]. Вагон состоит из тележки 1, подвески 2 и кабины 3. В отличие от

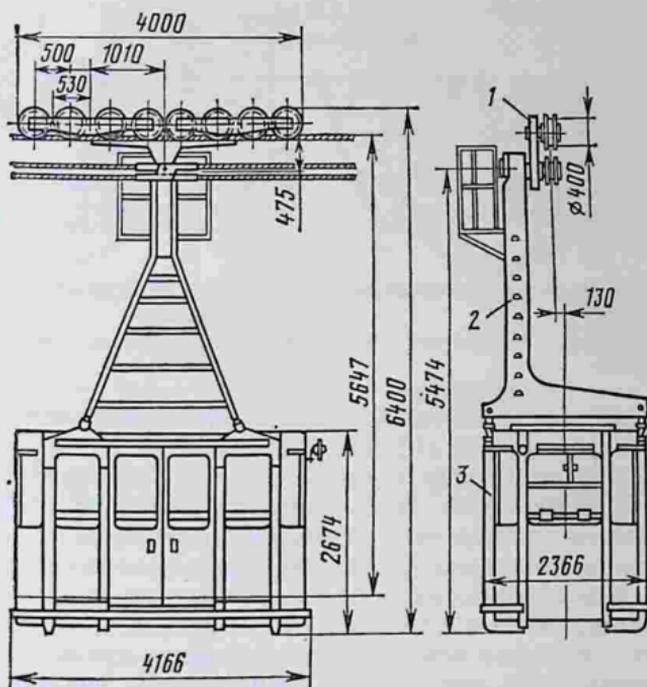


Рис. 4.37. Вагон маятниковых ППКД с двумя тяговыми канатами

дорог с одним тяговым канатом и вагонами на 10 и 20 пассажиров тележка вагона, изображенная на рис. 4.37, не имеет ловительного устройства на случай обрыва несуще-тягового каната, так как в данном случае таких канатов два и при обрыве одного из них вагон будет удерживаться вторым канатом. Подвеска вагона — сварная из стали. Она снабжена в верхней части огражденной площадкой для обслуживания тележки 1. Каркас и ограждение кабины выполнены клепаными из профилей и листов алюминиевого сплава, остекление — из оргстекла. Типы, основные параметры и размеры кабин пассажирских маятниковых канатных дорог регламентированы ОСТ 24.199.02—77.

Привод. В грузовых и пассажирских ПКД как с кольцевым, так и с маятниковым движением преимущественное применение имеют фрикционные приводы с канатоведущими шкивами, передающими движение тяговому или несуще-тяговому элементу — канату за счет сил трения (сцепления) между канатом и ручьем канатоведущего шкива. Силы сцепления зависят от коэффициента трения (коэффициента сцепления) между канатом и канатоведущим шкивом, угла обхвата канатоведущего шкива канатом и усилия натяжения ветвей последнего на канатоведущем шкиве.

Коэффициент сцепления каната со шкивом, имеющим полукруглый ручей (рис. 4.38, а [1]) невысок ($\mu = 0,1 \dots 0,12$). Он

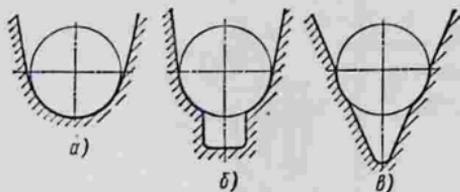


Рис. 4.38. Профили ручьев канатоведущих шкивов:

a — полукруглый; *б* — полукруглый с подрезом; *в* — клиновидной

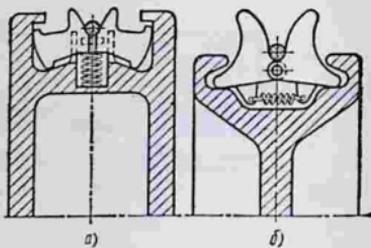


Рис. 4.39. Канатоведущий шкив с зажимом:

a — распорным; *б* — стоячим

существенно увеличивается при выполнении ручья полукруглым с подрезом (рис. 4.38, *б* [1]) или клиновым (рис. 4.38, *в* [1]). Но из-за повышенного износа каната и самого ручья канатоведущие шкивы с ручьями таких форм распространения не получили.

Повышение коэффициента сцепления обеспечивают также зажимы канатов различных типов, устанавливаемые на обode шкива (см. рис. 4.39 [1]). Но из-за больших местных напряжений как сами зажимы, так и канат быстро изнашиваются, и поэтому зажимы для повышения коэффициента сцепления применяют редко. Как показал опыт многолетней эксплуатации канатных дорог различных типов, наиболее рациональным и надежным способом повышения коэффициента сцепления каната с канатоведущим шкивом является футерование ручья шкива вязкоупругим материалом. В отечественной практике для этой цели используют резину марки МП10283 по ТУ 38-105376—72, которая обеспечивает коэффициент сцепления $\mu = 0,22$ и сохраняет удовлетворительную работоспособность в диапазоне температур от $+40$ до -25 °C.

Существует несколько схем обхвата канатоведущего шкива канатом. Самая простая из них (угол обхвата $\alpha = \pi$; рис. 4.40, *a*) обеспечивает наименьшую тяговую способность. Для ее повышения применяют различные схемы, например, канатоведущий шкив выполняют двухжелобчатым и огибают канатом дважды (рис. 4.40,

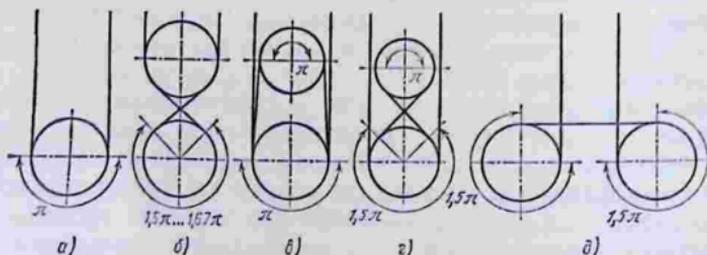


Рис. 4.40. Схемы обхвата канатом шкива:

a — $\alpha = \pi$; *б* — $\alpha = (1,5 \dots 1,67) \pi$; *в* — $\alpha = 2\pi$; *г* — $\alpha = 2,5\pi$; *д* — $\alpha = 3\pi$

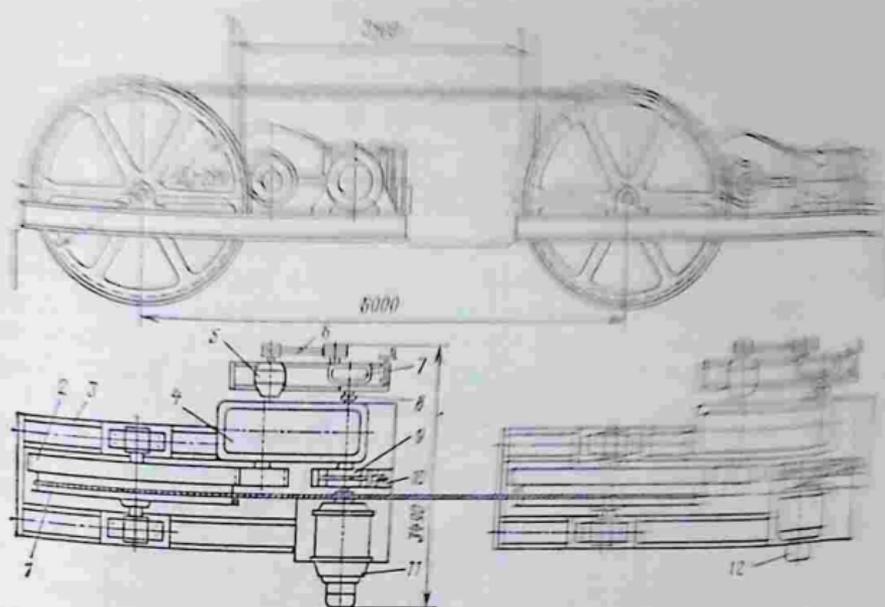


Рис. 4.41. Привод с расположением канатоведущих шкивов по схеме, показанной на рис. 4.40, д

6, г). Такое решение не является лучшим, так как парные желоба изнашиваются неравномерно, что вызывает повышенный износ как их самих, так и каната. Поэтому многожелобчатые канатоведущие шкивы для приводов канатных дорог используют все реже и предпочтение отдают одножелобчатым.

Конструкция привода с двумя последовательно расположенными одножелобчатыми канатоведущими шкивами, выполненная по схеме показанной на рис. 4.40, д и реализующая угол обхвата 3π , изображена на рис. 4.41 [1]. В ней канатоведущие шкивы 1 приводятся во вращение электродвигателями 11 и 12, имеющими разную мощность с учетом того, что при одинаковых углах обхвата они передают различные усилия, отличающиеся приблизительно вдвое. Вращение электродвигателей передается через муфту 9, редуктор 8 и зубчатую передачу 2. Каждый из приводов снабжен тормозом 10 и микроприводом. Последний предназначен для точной остановки движущегося каната с любой скоростью при выполнении работ по ремонту и обслуживанию канатной дороги.

Микроприводы обеспечивают точную остановку каната при выполнении работ по ремонту и обслуживанию канатной дороги. Оба привода установлены на общей раме 8.

В типовых двухканатных кольцевых канатных дорогах используется простая схема обхвата канатоведущими шкивами (рис. 4.39, б, угол обхвата $1,67\pi$). Конструкция привода с углом $= 1,67\pi$ показана на рис. 4.42 [1]. Вал электродвигателя соединен с футерованного резиной канатоведущего шкива.

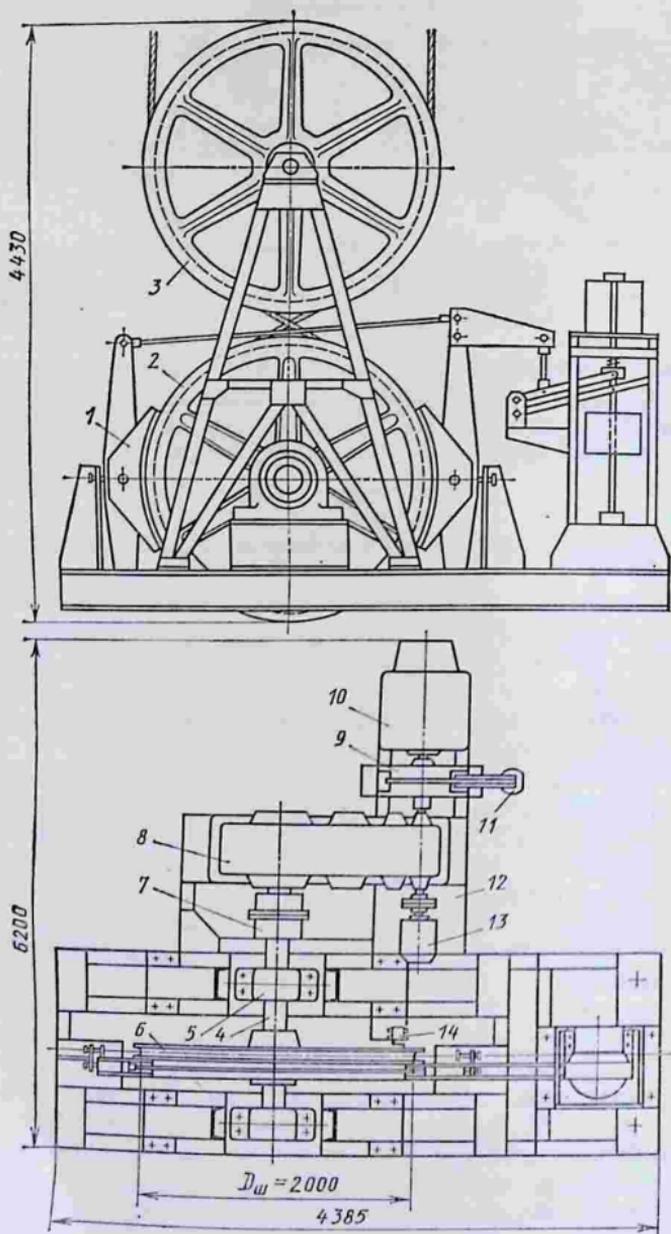


Рис. 4.42. Привод с расположением канатоведущих шкивов по схеме, показанной на рис. 4.40, б

шипники 5, приводится во вращение электродвигателем 10 через зубчатую муфту 9, редуктор 8 и вторую зубчатую муфту 7. Муфта 9 снабжена тормозным шкивом, на который действует рабочий двухколодочный тормоз 11. Привод снабжен также предохранительным двухколодочным тормозом 1, действующим на тормозной шкив 2, соединенный с канатоведущим шкивом 3. Предохранительный тормоз автоматически срабатывает от превышения номинальной скорости на 20 %, в случае изменения направления вращения, обесточивания в аварийных ситуациях. Все механизмы направляющий шкив 3, смонтированы на опорах 12.

Преимущественное применение находят канатные приводы. Дороги, сооружаемые в горах, удаленных от линий электрических приводов.

Конструкция и размеры шкивов пассажирских канатных дорог регламентированы ОСТ 24.199.03—77.

Линейные сооружения. К линейным сооружениям относятся опоры и линейные станции.

Опоры поддерживают несущие и тяговые канаты на линии. Их изготавливают, как правило, из металла, реже из дерева (только для временных дорог) и железобетона. Типовые металлические сварные опоры двухканатных кольцевых ГПКД (рис. 4.43, а [1]) изготовляют высотой 5 ... 30 м и с расстоянием между осями несущих канатов на опоре (колеей) 3, 4 и 6 м. Опоры требуемой высоты комплектуют из однотипной (для всех опор данной колеи) головной части 7 и четырехгранных решетчатых пирамидальных секций 8. На верхних консолях 4 опор установлены шарнирно башмаки 6 (рис. 4.43, б), на которые опираются несущие канаты 5, а на нижних консолях 1 поддерживающие ролики 2 для провисающих между вагонетками тяговых канатов 9, а также дуги 3, улавливающие и направляющие канат 9 при его раскачивании. При проходе вагонеток через опору башмаки наклоняются в нужную сторону (рис. 4.43, в), что облегчает наезд вагонеток на башмаки и исключает крутой перегиб несущих канатов.

Конструкция и размеры качающихся башмаков грузовых канатных дорог регламентированы ОСТ.24.090.41—78.

Колея опор определяется с учетом габаритов вагонеток и амплитуд их поперечного раскачивания от ветра. Высота опор на равнинной местности обычно принимают равной 10 ... 15 м, а при перекрытии больших пролетов ее иногда увеличивают до 50 ... 100 м. Опоры высотой свыше 30 м делают в виде решетчатых мачт, закрепленных расчалками. Для башмаков обычно принимают $\alpha \leq 18^\circ$; $R = 4,5$ и $6,3$ м (рис. 4.43, б).

Линейные станции сооружают в местах стыка участков несущего каната. Их выполняют двойными натяжными, двойными якорными и якорно-натяжными.

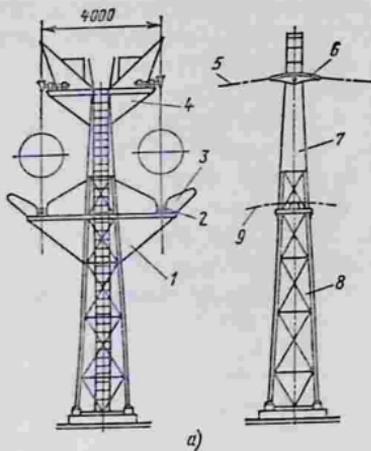
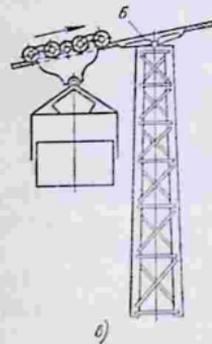
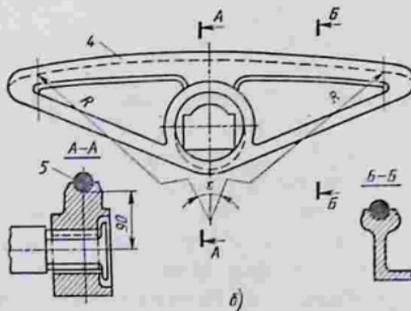


Рис. 4.43. Металлическая опора:
а — конструкция; б, в — башмаки
опоры



На двойной натяжной станции (рис. 4.44, а [1]) оба несущих каната 1 каждого из стыкуемых участков с помощью отклоняющих башмаков отводятся внутрь станции, стыкуются переходными муфтами 2 с более гибкими натяжными канатами 4, перекинутыми через блоки 3, и натягиваются контргрузами 5. С рамами контргрузов канаты 4 соединены концевыми муфтами 6.

На двойной якорной станции (рис. 4.44, б [1]), концы несущих канатов 9, отведенные внутрь станции с помощью отклоняющих башмаков 10, закориваются в металлоконструкции станции с помощью анкерной плиты 8 со сферической подушкой и концевой муфты 7.

Высоту двойных натяжных и якорно-натяжных станций определяют с учетом хода контргруза и принимают равной 9 ... 15 м; высота двойных якорных станций обычно составляет около 4 м.

Станции и их оборудование. Станции ГПКД по назначению разделяют на погрузочные, разгрузочные, угловые, проходные и узловые.

Погрузочная станция — отправной пункт ГПКД. Она представляет собой наземное сооружение, в котором размещено следующее

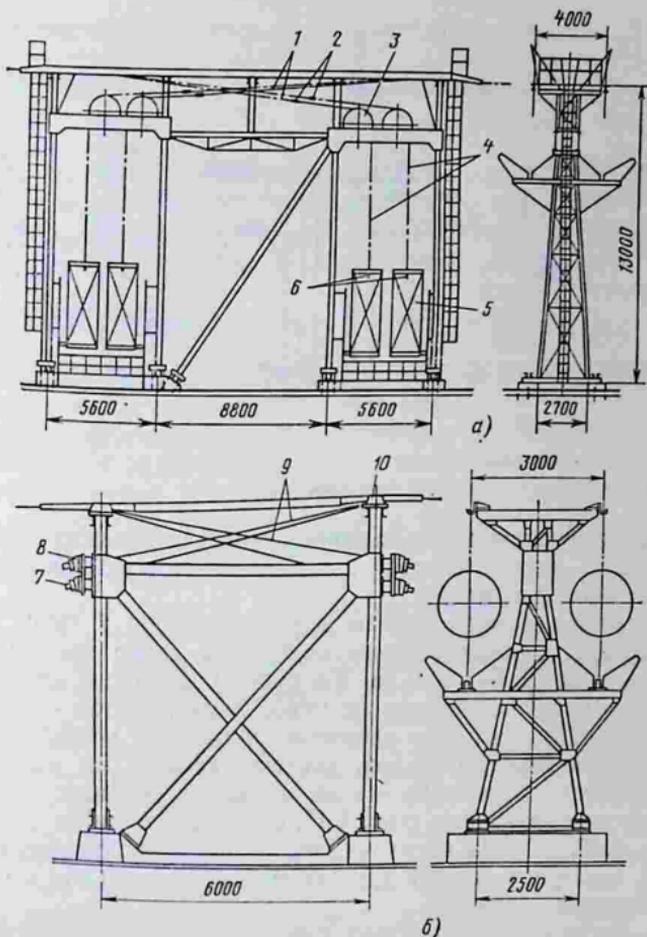


Рис. 4.44. Двойные линейные станции:
 а — натяжная; б — якорная

оборудование: жесткий рельсовый путь (на него переходят вагонетки на станции); выключатель, обеспечивающий отсоединение вагонеток от тягового каната; устройство для предотвращения движения вагонеток перед погрузкой (в виде горки с тормозной шиной или тормозной шины); устройство для принудительного продвижения отключенных вагонеток по рельсовому пути (обычно подвесной толкающий конвейер с платформами и размерами по ОСТ 24.090.40—78), устройства (буны, питатели, дозаторы) для накопления груза на станции, выдачи груза и дозированной загрузки вагонеток; устройство для разгона тяжелых груженых вагонеток до скорости тягового каната (обычно наклонная горка или ряд приводящих футерованных резиной роликов,

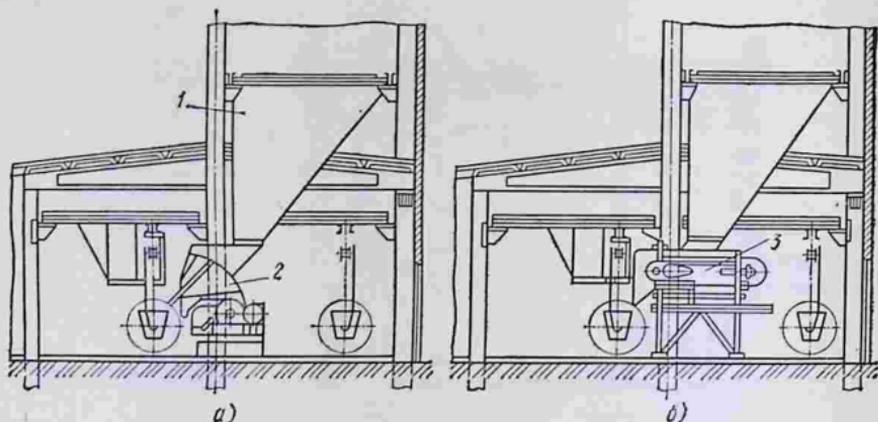


Рис. 4.45. Погрузочные станции:
 а — с дозатором; б — с ленточным питателем

взаимодействующих с шиной, закрепленной на тележке вагонетки); включатель, обеспечивающий автоматическое подсоединение вагонеток к тяговому канату.

Для бесперебойной работы дороги бункера 1 (рис. 4.45, а) погрузочной станции должны содержать запас транспортируемого груза не менее, чем на 2 ч работы дороги, а для загрузки вагонеток предусматривают не менее двух пунктов — рабочий и резервный. Для загрузки вагонеток применяют устройства, отмеривающие количество груза, соответствующее их вместимости. Легкосыпучие грузы подают в вагонетки через дозаторы 2 — мерные сосуды с затворами (рис. 4.45, а) или ленточными питателями 3 (рис. 4.45, б). Для погрузки средне- и крупнокусковых грузов, глины, мергеля и других трудносыпучих материалов используют пластинчатые питатели.

На погрузочных станциях современных ГПКД все операции с вагонетками (отсоединение от тягового каната, снижение скорости перед погрузкой, продвижение к пункту загрузки, подача груза в вагонетку и его дозирование, разгон до скорости тягового каната и подключение к нему) механизированы или автоматизированы, благодаря чему обеспечивается существенное сокращение времени на загрузку вагонеток. При использовании толкающего конвейера и загрузке дозатором ее продолжительность может быть доведена до 18 с, а при загрузке вагонеток на ходу на криволинейном участке в плане — до 11 ... 14 с. Загрузку вагонеток питателем полностью автоматизировать не удастся из-за неравномерности подачи груза, и ее продолжительность увеличивается до 22 с.

Разгрузочная станция — конечный пункт ГПКД. Грузенные вагонетки, поступая с линии на входную часть этой станции, переходят с несущего каната на жесткий рельсовый путь, отклю-

чаются от тягового каната, проходят горку, где снижается их скорость, подключаются к подвесному толкающему конвейеру (или к вспомогательному тяговому канату), который перемещает их вдоль фронта разгрузки. Насыпные грузы разгружают здесь в бункера, в штабели под станцией или в открытые склады. Вагонетки с опрокидывающимся кузовом разгружаются на ходу переворачиванием кузова по способу, описанному выше (при встрече запорного рычага с упором; см. рис. 4.34) или другими способами.

После разгрузки опрокидыванием кузова вагонетки поворачиваются в исходное положение сами или с помощью спиральной направляющей и фиксируются пружинной защелкой (этот способ также описан выше; см. рис. 4.34). Порожние вагонетки обходят по рельсовому пути вокруг обводного шкива и возвращаются к выходной части станции, где отключаются от конвейера (или вспомогательного каната), подключаются к тяговому канату ГПКД и уходят на линию.

Угловые станции устанавливают в пунктах поворота трассы. Если на станции не размещают привод или натяжное устройство тягового каната, то ее делают автоматической, т. е. вагонетки проходят ее, не отключаясь от тягового каната. При скорости до 2 м/с и больших углах (близких к 90°) поворот тяговых канатов в план вместе с вагонетками выполняют с помощью обводных шкивов диаметром 6 м (рис. 4.46, а), а при больших скоростях и малых углах — с помощью роликовых батарей (рис. 4.46, б [1]).

Шкивы на угловых станциях устанавливают на разных уровнях. Для уменьшения центробежной силы инерции радиус R роликовой батареи увеличивают с повышением скорости тягового каната v ($R = 40$ м при $v = 2$ м/с и $R = 70$ м при $v = 3,15$ м/с). Для обеспечения плавного прохода вагонетки на роликовой батарее угол перегиба на каждом ролике не должен превышать 5° .

Прходные станции сооружают на ГПКД большой длины, имеющих несколько приводных участков. Их устанавливают в месте сопряжения таких участков. Вагонетки на проходной станции отключаются от тягового каната, который отводится к приводу, расположенному в отдельном помещении. В отключенном состоянии они движутся по рельсовому пути самокатом в сторону включателя, который подключает их к тяговому канату другого приводного участка дороги. Толкающий конвейер или другие средства принудительной тяги на проходных станциях применяют редко, в случаях, когда выключатель и включатель находятся далеко друг от друга.

Узловые станции сооружают в местах разветвления линии ГПКД, примыкания к ней другой дороги или пересечения (скрещивания) нескольких дорог. Узловые станции без скрещивающихся грузопотоков обычно механизированы. Стрелки, соединяющие разветвленные станционные рельсовые пути, переводятся по сигналу от концевых выключателей при наезде на них тележки вагонетки или с пульта управления. Вагонетки на подходах к вы-

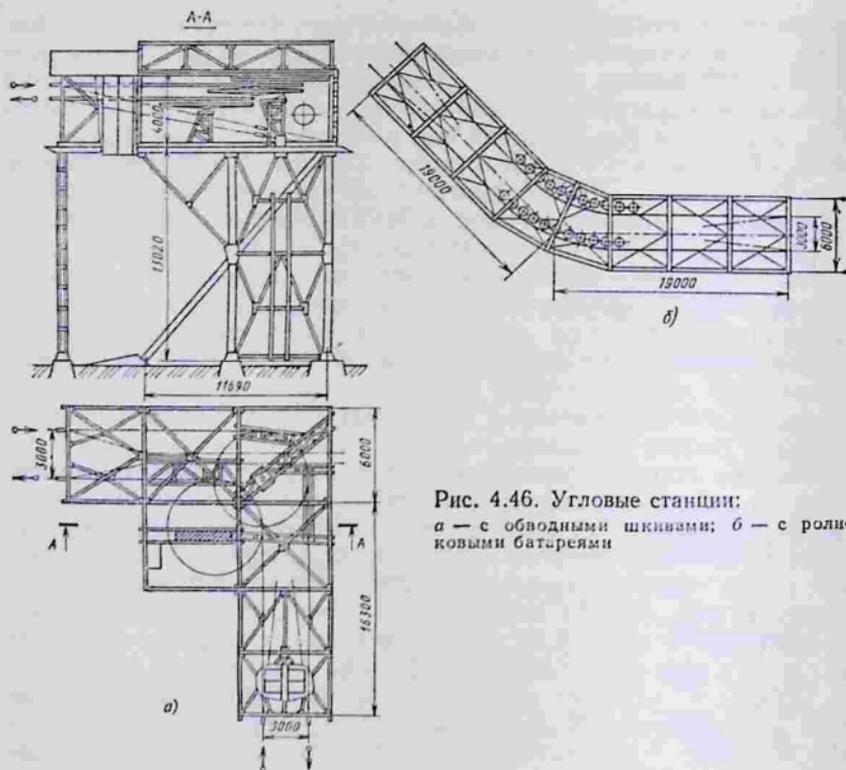


Рис. 4.46. Угловые станции:
 а — с обводными шкивами; б — с роликовыми батареями

ключателям, включателям и стрелкам перемещаются самокатом, а по станционным путям — толкающим конвейером. Узловые станции перекрещивающихся дорог полностью механизировать невозможно, и на них часто применяют ручную откатку вагонеток.

Защитные сооружения. В тех случаях, когда ГПКД пересекает территорию промышленных предприятий и населенных пунктов, под ней сооружают *предохранительные сети* (рис. 4.47, а [1]), ограждающие пространство от возможного падения груза из вагонетки или самой вагонетки в случае аварии. При пересечении автомобильных и железных дорог с той же целью сооружают *предохранительные мосты* (рис. 4.48 [1]).

Предохранительная сеть устанавливается на сетевые канаты 3 (см. рис. 4.47) и представляет собой металлическую сетку, размещенную на корытообразном каркасе из параллельных бортовых 2 канатов, соединенных через каждые 3 ... 4 м поперечинами 4, сваренными из уголков или швеллеров. На опорах концы сетевых канатов через башмаки 1 отводятся к якорному устройству 5 и закрепляются в нем. Для крупнокусковых грузов применяют сетку из проволоки диаметром 5 мм с размерами ячейки 100×

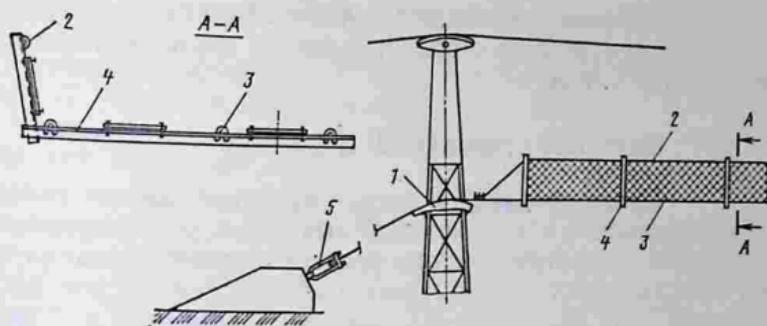


Рис. 4.47. Предохранительная сеть

× 100 мм, а для мелкокусковых поверх этой сетки укладывают другую из проволоки диаметром 2 ... 2,5 мм и ячейками 20×20 ... 40×40 мм.

Для уменьшения динамической нагрузки на мост в случае падения на него вагонетки настил 2 (см. рис. 4.48) устанавливают на минимальном расстоянии от габарита прохода вагонетки. Для этого пролетное строение 1 должно примыкать к линейной опоре 4 дороги. Для смягчения удара при падении вагонетки дощатый настил 2 выполняют двух- или трехслойным с зазорами между слоями, а пролетное строение моста устанавливают на пружин-

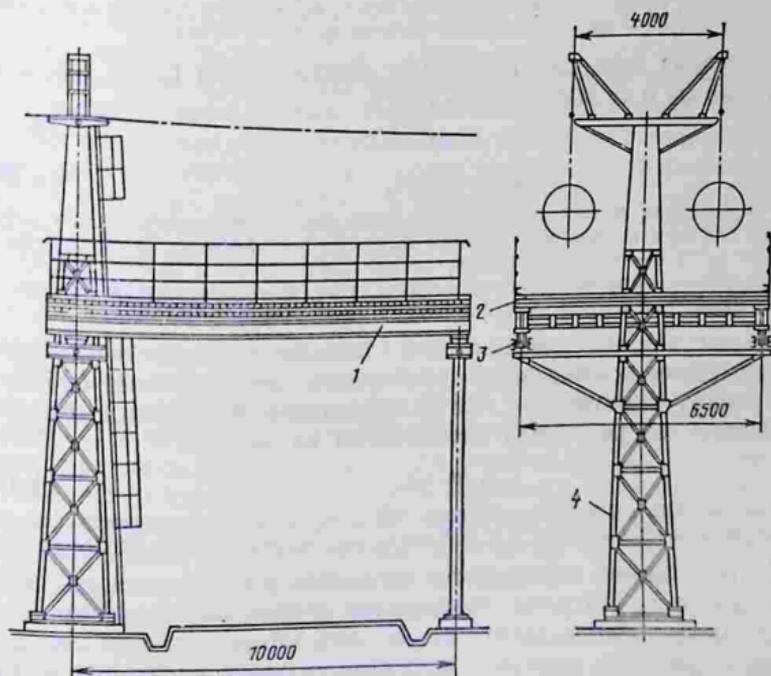


Рис. 4.48. Предохранительный мост

ные опоры 3. Ширина настила должна быть больше колеи дороги как минимум на 1,25 м на сторону, а высота перил должна быть в пределах 1,8 ... 2 м.

4.4.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ

Проектирование и расчет канатной дороги связаны с решением большого комплекса сложных задач, рассматриваемых в специальной литературе (методы расчета и проектирования подвесных двухканатных маятниковых пассажирских дорог регламентированы РТМ 24.090.69—83, подвесных канатных пассажирских дорог с неотцепляемыми креслами — РТМ 24.095.02—77).

Ниже дано общее представление о подходе к решению некоторых из них.

Определение основных параметров. Основные параметры ГПКД — часовую производительность, скорость, вместимость и полезную грузоподъемность (массу груза в кузове) вагонеток — определяют из расчета обеспечения требуемой годовой производительности P_r дороги.

Расчетная часовая производительность (т/ч)

$$P_{\text{ч}} = P_r K / (n_0 T), \quad (4.125)$$

где K — коэффициент неравномерности работы ГПКД ($K = 1,1$ при одно- и двухсменной работе; $K = 1,2$ — при трех- и четырехсменной работе и для отвалных дорог, независимо от количества смен); n_0 — число дней (суток) работы дороги в году; T — количество часов работы дороги в сутки.

Потребная полезная грузоподъемность (масса груза в кузове) вагонетки $G_{\text{т}}$ и ее вместимость i (м^3)

$$G = P_{\text{ч}} \tau / 3600; \quad (4.126)$$

$$i = G / (\rho \psi), \quad (4.127)$$

где τ — интервал между последовательными выпусками вагонеток на линию ($\tau \geq 18$ с — при полной механизации перемещения вагонеток по станционным путям; $\tau \geq 12$ с — то же при загрузке на ходу; $\tau = 60 \dots 20$ с — при прочих условиях); ρ — насыпная плотность груза, $\text{т}/\text{м}^3$; ψ — коэффициент заполнения кузова вагонетки грузом ($\psi = 0,8 \dots 1$).

По полученным значениям G и i выбирают тип вагонетки, имея в виду, что ее номинальная грузоподъемность включает собственную массу, равную 25 ... 35 % номинальной грузоподъемности.

Расстояние (м) между вагонетками на линии

$$\lambda = v \tau, \quad (4.128)$$

где v — скорость движения вагонетки, $\text{м}/\text{с}$ ($v \leq 3,3$ $\text{м}/\text{с}$ — на дорогах без автоматического обвода кривых; $v \leq 1,6$ $\text{м}/\text{с}$ — при автоматическом обводе кривых).

С увеличением вместимости вагонеток уменьшается их число, увеличивается интервал выпуска вагонеток на линию и облегчается механизация загрузки, но возрастает диаметр несущего каната и стоимость дороги. С повышением скорости при той же производительности увеличивается расстояние между вагонетками

на линии, снижается общая нагрузка на несущий и тяговый канаты ГПКД.

Основные параметры ППКД — часовая пропускная способность L (чел./ч) и скорость движения v (м/с).

Часовая пропускная способность в одном направлении одноканатной кольцевой ППКД

$$L = 3600n_k/\tau = 3600n_kv/\lambda, \quad (4.129)$$

где n_k — вместимость кресла или кабины, чел.; τ — интервал движения ($\tau \geq 5$ с — при одноместных креслах, $\tau \geq 8$ с — при двух- и трехместных креслах, $\tau \geq 10$ с — при четырехместных креслах и двухместных кабинах с последовательной посадкой; для лыжников при посадке в кресла указанные минимальные значения могут быть снижены соответственно до 4,6 и 8 с); v — скорость движения, м/с ($v \leq 2,25$ м/с — на кресельных дорогах с креслами при смешанном контингенте пассажиров; $v \leq 2,5$ м/с — при перевозке лыжников с прикрепленными лыжами; $v \leq 1,6$ м/с — при наличии промежуточной угловой станции с объездом пассажиров вокруг шкива; $v \leq 1,8$ м/с — на кресельных дорогах с кабинами; для дорог с $v > 2,25$ м/с стандарт СТ СЭВ 1726—79 устанавливает две скорости — номинальную и пониженную, не превышающую 1,8 м/с); λ — расстояние между креслами или кабинами.

Выбор трассы (плана) дороги. При отсутствии помех для установки опор по прямой, соединяющей конечные пункты дороги, и если эта прямая не проходит по сильно пересеченной местности (высокие холмы, горы), над железными и автомобильными дорогами, населенными пунктами, судоходными реками и каналами, линиями электропередачи, промышленными площадками, зданиями и сооружениями, подлежащими ограждению с помощью защитных средств, переносу или сносу, то трассу в плане выбирают прямолинейной (самый оптимальный вариант). В противном случае рассматривают технико-экономические показатели альтернативных вариантов — с прямой и ломаной в плане трассами и выбирают из них оптимальный. В зависимости от конкретных условий за критерий оптимальности можно принять приведенные затраты, учитывающие стоимость сооружения дороги и расходы по ее эксплуатации, или только сроки и стоимость строительства.

Для удешевления строительства и снижения эксплуатационных расходов угловые станции при искривленной трассе следует совмещать с приводными, якорными и натяжными.

При большой длине дороги и необходимости иметь несколько приводных участков целесообразно до минимума сокращать их число, увеличивая мощность привода и прочность тягового каната (лимитирующие факторы), а также снижая распределенную нагрузку путем повышения скорости движения. Приводы смежных приводных участков для облегчения энергоснабжения и сокращения количества обслуживающего персонала целесообразно размещать на одной станции и в общем машинном помещении. Так как мощности приводов и натяжения тяговых канатов должны быть (по возможности) одинаковыми, приводные участки выполняют с одинаковыми высотами h конечных точек и одинаковыми длинами пролетов L , а если это не удастся, то стремятся

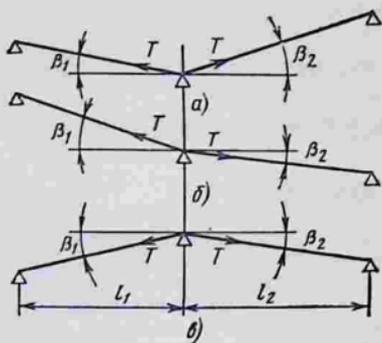


Рис. 4.49. Профили дороги:
а, б — вогнутые; в — выпуклый

обеспечить одинаковую величину $h \pm \omega L$, где ω — коэффициент сопротивления движению вагонетки.

Проектирование продольного профиля дороги. Продольный профиль дороги может быть прямым, вогнутым (рис. 4.49, а, б) и выпуклым (рис. 4.49, в).

При построении профиля должны быть выполнены требования, регламентированные Правилами устройства и безопасности эксплуатации ГПКД и ППКД. Для ГПКД они предусматривают:

обеспечение свободного габарита под дорогой (расстояние по вертикали от низшей точки подвижного состава, а также от любого каната или предохранительного устройства дороги до земли должно быть не менее 2,5 м над незастроенными территориями и не менее 4,5 м — над территориями промышленных предприятий, строительных площадок и автомобильными дорогами; над зданиями и сооружениями оно должно быть не менее 1 м);

обеспечение габаритов приближения вагонеток на линии с учетом 20 %-ного бокового качания (не менее 1 м к сооружениям и естественным препятствиям; не менее 2 м — в местах прохода людей и не менее 0,5 м — между габаритами встречных вагонеток);

надежность прилегания несущего каната к опорным башмакам на вогнутых участках профиля с коэффициентом запаса

$$k = \frac{Q}{V} = \frac{q_0 g (l_1 / \cos \beta_1 + l_2 / \cos \beta_2)}{2T_{\max} (\sin \beta_1 \pm \sin \beta_2)} \geq 1,2, \quad (4.130)$$

где Q — сила (кН), удерживающая канат (сила тяжести каната); q_0 — масса 1 м несущего каната, кг/м; g — ускорение свободного падения, м/с²; l_1, l_2 — длины смежных пролетов на вогнутом участке трассы; β_1, β_2 — углы, показанные на рис. 4.49, а, б; V — сила, отрывающая несущий канат (вертикальная составляющая натяжения, кН); T_{\max} — натяжение (кН) несущего каната с учетом сил трения на башмаках;

плавность профиля дороги, обеспечиваемая таким размещением опор на выпуклых участках трассы, при котором углы δ перегиба несущего каната (возрастающие на выпуклых участках при подходе вагонетки к опоре) приблизительно одинаковы (рис. 4.50 [1]), а тангенс угла δ между хордами соседних пролетов не превышает 0,08;

равномерность нагрузки привода, достигаемая расстановкой опор, при которой на подходе к ним (т. е. там, где углы подъема максимальны) одновременно находится не более 25 % общего числа вагонеток всей линии.

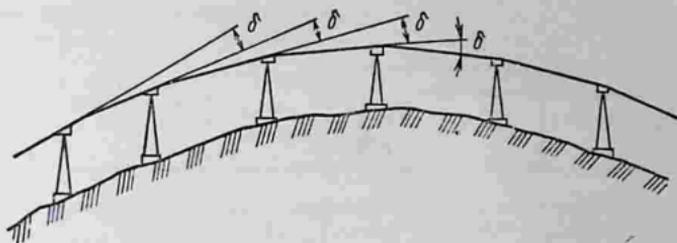


Рис. 4.50. Выпуклый участок профиля дороги

На равнинной местности опоры размещают на равном расстоянии друг от друга с пролетом $l = 80 \dots 150$ м, а при дорогостоящих основаниях под опоры, например, на болотистой местности, пролеты увеличивают до $200 \dots 300$ м. Опоры у станций располагают не далее, чем на $40 \dots 60$ м от них.

Высоту опор принимают равной $8 \dots 12$ м с обязательным соблюдением требований свободного габарита над дорогой. По возможности избегают участков с выпуклым профилем, так как срок службы несущих канатов на них намного меньше, чем на прямых и вогнутых.

Колею дороги (расстояние между грузевым и порожним несущими канатами) принимают 3 и 4 м при вместимости кузова соответственно до 1 и до 2 м³, а для дорог малой длины с конечными автоматическими станциями — 6 м (по диаметру обводного шкива). После выбора колеи проверяют проходимость вагонеток в самом длинном пролете дороги с учетом раскачивания при действии ветра. При этом отклонение обеих ветвей несущего каната и встречных (загруженных и порожних) вагонеток принимается в одну сторону по направлению ветра. Угол отклонения вагонеток от вертикали

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{kFa + k_1 d_T \lambda e}{(m_B b + q_0 \lambda e) g} W, \quad (4.131)$$

где $k = 1,4$ и $k_1 = 1,2$ — аэродинамические коэффициенты соответственно для вагонеток и каната; F — площадь боковой подветренной поверхности вагонетки, м²; a — расстояние по вертикали от точки приложения ветровой нагрузки к вагонетке до верха каната, м; d_T — диаметр тягового каната, м; λ — расстояние между вагонетками, м; e — расстояние от верха несущего каната до оси тягового каната, м; m_B — масса вагонетки, кг; b — расстояние по вертикали от точки подвеса вагонетки до тягового каната, м; q_0 — масса 1 м тягового каната, кг/м; g — ускорение свободного падения, м/с².

В случае задевания вагонеток соседней ветви увеличивают колею или регулируют натяжение несущих канатов таким образом, чтобы грузевая ветвь проходила ниже порожней.

Тяговый расчет. Тяговый расчет канатной дороги с фрикционным приводом можно вести методом обхода контура по точкам. Так, при простейшей расчетной схеме приводного участка дороги,

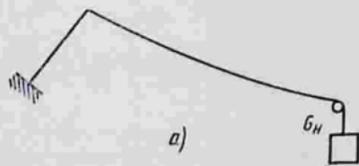
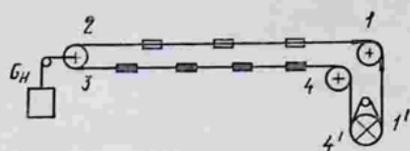
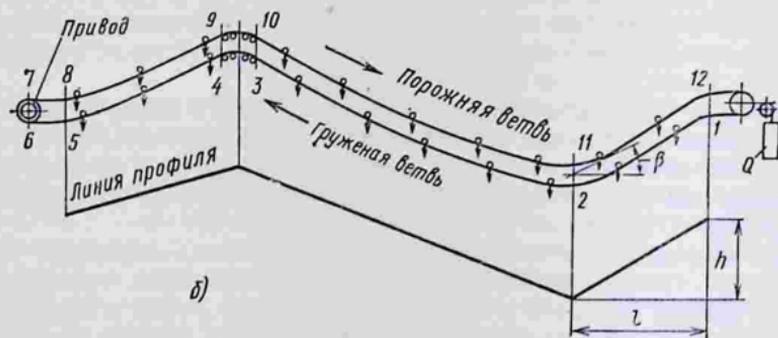


Рис. 4.51. Схемы для тягового расчета канатной дороги



показанной на рис. 4.51, а, без учета сил сопротивлений на участках 1—1' и 4—4', натяжения тягового каната составляют

$$\begin{aligned} S_1 &= S_{сб}; & S_2 &= S_1 + W_{1-2}; \\ S_3 &= K S_2 = K (S_1 + W_{1-2}); & & \\ S_4 &= S_{нб} = S_3 + W_{3-4} = K (S_1 + W_{1-2}) + W_{3-4}, \end{aligned} \quad (4.132)$$

где $K = 1,05 \dots 1,1$ — коэффициент, учитывающий сопротивление на натяжном шкиве, W_{1-2} , W_{3-4} — силы сопротивления на участках 1—2, 3—4.

В соответствии с уравнением Эйлера

$$S_4 = S_{нб} = S_{сб} e^{\mu \alpha} = S_1 e^{\mu \alpha}, \quad (4.133)$$

где μ — коэффициент сцепления каната со шкивом (табл. 4.10); α — угол обхвата, рад; e — основание натуральных логарифмов.

В уравнениях (4.132) и (4.133) известны все величины, кроме S_1 и S_4 . Решая их совместно, можно найти последние, а затем S_2 , S_3 и силу тяжести натяжного груза $G_n = S_2 + S_3$. Тяговое усилие на канатоведущем шкиве $U = S_4 - S_1$. При коэффициенте запаса $k_3 = 1,15 \dots 1,2$ мощность привода (кВт)

$$N = k_3 U v / (1000 \eta), \quad (4.134)$$

где U — в Н; v — в м/с; $\eta = 0,85 \dots 0,9$ — КПД привода.

4.10. Значения $e^{\mu\alpha}$ для стального каната

Угол обхвата α	Стальная полукруглая канавка	Материал футеровки					
		Дерево или кожа	Прорези- ненная лента	Резина	Поливинилхлорид		
	μ						
	0,12	0,16	0,2	0,22	0,25	0,3	0,32
π	1,46	1,65	1,87	2,00	2,19	2,57	2,72
1,5 π	1,76	2,12	2,56	2,82	3,24	4,11	4,50
1,67 π	1,87	2,31	2,85	3,16	3,70	4,81	5,34
3 π	3,10	4,52	6,59	7,96	10,5	16,9	20,4

При работе приводного участка дороги в генераторном (тормозном) режиме, когда привод находится на нижней станции дороги,

$$N = k_a U v \eta / 1000. \quad (4.135)$$

В специальной литературе по канатным дорогам рекомендуется метод тягового расчета, несколько отличающийся от приведенного. Согласно этому методу приводной участок дороги разбивают на укрупненные отрезки, включающие как прямолинейные, так и криволинейные зоны (шквы, ролики и т. д.) На рис. 4.51, б [1] таких отрезков по три на каждой ветви тягового каната — грузовой и порожняковой. Далее расчет сопротивлений движению ведут отдельно для каждой из этих ветвей последовательным обходом контура от контргруза к приводу. Перед началом расчета предварительно задают натяжение T_k (Н) тягового каната у контргруза, принимая, с учетом ограничения провеса каната между опорами,

$$T_k = (600 \div 1000) q_0 g. \quad (4.136)$$

При последующем расчете значение T_k можно скорректировать с учетом обеспечения надежного сцепления тягового каната с приводным шкивом при всех режимах работы дороги, включая ее пуск с загруженными вагонетками, когда под действием сил инерции натяжение в набегающей ветви каната возрастает, а в сбегающей — уменьшается.

В ходе расчета от контргруза к приводу силы сопротивлений движению принимают со знаком «плюс», если направления движения вагонеток и обхода по контуру совпадают, и со знаком «минус» — если они противоположны.

Изменение натяжения (Н) в каждом отдельном участке трассы

$$\Delta S = (n m_B + q_0 l) (w \cos \beta \pm \sin \beta) g + \sum W, \quad (4.137)$$

где n — число вагонеток на рассматриваемом участке; $n = l/\lambda$ (здесь l — длина отрезка дороги, м; λ — расстояние между вагонетками, м); m_B — масса гуже-

ной или порожней вагонетки, кг q_c — масса 1 м каната, кг/м; ω — коэффициент сопротивления движению вагонетки; β — угол наклона хорды рассматриваемого участка к горизонтали; ΣW — сумма сил сопротивления движению каната на блоках роликах, шкивах.

Коэффициент

$$\omega = \mu_1 r/R + \mu_0/R, \quad (4.138)$$

где μ_1 — коэффициент трения в подшипниках колес (при шариковых подшипниках $\mu_1 = 0,01 \dots 0,015$); r — радиус оси колеса, м, R — радиус колеса, м; μ_0 — коэффициент трения качения стальных колес (при канатах закрытой конструкции и жестком рельсе $\mu_0 = 0,3 \dots 0,4$ мм; при канатах открытой конструкции $\mu_0 = 0,5 \dots 0,6$ мм).

ГПКИ «Союзпроммеханизация» принимает $\omega = 0,003 \dots 0,0065$ (большие значения μ_1 , μ_0 и ω принимают при силовом режиме привода, меньшие — при тормозном режиме).

Сопротивления шкивов и отдельных роликов определяют как сумму сил сопротивлений от трения в цапфах и от жесткости каната:

$$W = \mu (d/D) N + \xi T_t, \quad (4.139)$$

где μ — коэффициент трения в цапфах шкива (при шарикоподшипниках $\mu = 0,02$); d — диаметр оси шкива, мм; D — диаметр шкива, мм; ξ — коэффициент жесткости каната;

$$\xi = 0,1 (d_k^2 + 0,3)/(D - 10); \quad (4.140)$$

здесь d_k и D — диаметры тягового каната и шкива, мм; T_t — натяжение тягового каната в данном пункте.

Поскольку $N = 2 T_t \sin(\alpha/2)$,

$$W = \left(2\mu \frac{d}{D} \sin \frac{\alpha}{2} T_t \right) T_t = C_{шк} T_t, \quad (4.141)$$

где $C_{шк}$ — коэффициент сопротивления шкива.

При большой массе шкива $m_{шк}$ принимают

$$W = \left(2\mu \frac{d}{D} \sin \frac{\alpha}{2} + \xi \right) T_t + \mu_1 \frac{d}{D} m_{шк} g. \quad (4.142)$$

Сопротивление батарей вертикальных или горизонтальных роликов определяют по зависимости (4.141), в которой под α подразумевают полный угол обхвата тяговым канатом всей батареи, а под ξ — коэффициент жесткости батарей

$$\xi_{бат} = k\xi,$$

где $k = 0,2$ при $\alpha = 10^\circ$ и $k = 0,6$ при $\alpha = 30^\circ$

Определение диаметра тягового каната. Диаметр тягового каната принимают по максимальному его натяжению при установленном движении (при схеме дороги, показанной на рис. 4.51, a — по натяжению S_4) с учетом запаса прочности, который согласно Правилам Госгортехнадзора для грузовых дорог должен быть не менее 4,5.

Проверка тяговой способности приводного шкива. Надежное сцепление тягового каната с приводным шкивом обеспечивается при выполнении условия

$$S_{\min} = (e^{\mu\alpha} - 1)/(S_{\max} - S_{\min}) \geq K, \quad (4.143)$$

где S_{\min} и S_{\max} — соответственно минимальное и максимальное натяжения (Н) тягового каната у привода с учетом сил инерции (для силового режима $S_{\min} = S_{сб} - J_{сб}$ и $S_{\max} = S_{нб} + J_{нб}$); K — коэффициент запаса сцепления ($K = 1,1$ при пуске с учетом инерционных сил и $K = 1,3$ — при установившемся движении).

Сила инерции (Н) при пуске грузовой $J_{гр}$ и порожней $J_{пр}$ ветвей

$$J_{гр} = j[\sum P_{гр} + \sum(GD_{н}^2/D^2)]/g, \quad (4.144)$$

$$J_{пр} = j[\sum P_{пр} + \sum(GD_{н}^2/D^2)]/g,$$

где $j \leq 0,7$ м/с² — максимально допустимое ускорение при пуске; $\sum P_{гр}$ и $\sum P_{пр}$ — силы тяжести всех перемещающихся вагонеток вместе с тяговым канатом соответственно на грузовой и порожней ветвях; $\sum(GD_{н}^2/D^2)$ — силы инерции вращающихся частей (роликов и блоков), приведенных к их осям ($D_{н} = 0,7D$).

Силы инерции вращающихся частей учитывают при длине приводного участка до 500 м.

Выбор диаметра несущего каната. Несущий канат, в отличие от тягового, кроме растяжения испытывает довольно значительные напряжения от изгиба и смятия в зоне контакта с колесами вагонеток, имеющими намного меньший диаметр по сравнению с диаметрами шкивов и роликов, с которыми взаимодействует тяговый канат. Высокие местные напряжения изгиба и смятия, как показывают исследования, и являются основной причиной износа несущих канатов. Поэтому их рассчитывают на прочность по растягивающему усилию и на долговечность с учетом значения и частоты действия нагрузок от колес вагонеток.

По методике ГПКИ «Союзпроммеханизация» наименьшее расчетное натяжение каната T_{\min} (Н) должно удовлетворять условию

$$T_{\min} \geq 0,045P \sqrt{u_K},$$

где P — нагрузка (Н) на колесо вагонетки, равная для грузовой и порожней ветви

$$P_{гр} = \frac{m + m_0 + \lambda q_0}{x} g,$$

$$P_{пр} = \frac{m_0 + \lambda q_0}{x} g;$$

здесь m — масса груза в вагонетке, кг; m_0 — масса порожней вагонетки, кг; λ — длина отрезка каната между вагонетками, м; q_0 — масса 1 м каната, кг/м; x — число колес у вагонетки ($x = 2$ или 4); u_K — число колес, проходящих по канату в год, равное при годовой производительности дороги $u_K = P_{гх}/m$.

Наибольшее натяжение несущего каната с учетом сил трения на башмаках

$$T_{\max} \approx 1,25T_{\min}.$$

При нормативном запасе прочности каната $n \geq 2,8$ для грузовых дорог и $n \geq 3,3$ для пассажирских разрывное усилие каната в целом

$$T_{\text{разр}} > T_{\text{max}} n.$$

По этому усилию по стандартам выбирают диаметр каната.

Натяжение несущего каната. Для предварительных расчетов натяжение несущего каната у противовеса принимают равным

$$T_0 = 0,25T_{\text{разр}} \pm q_0 h g,$$

где h — разность отметок (высот) между точками закоривания несущего каната и крепления к нему контргруза; знак «плюс» — при расположении контргруза сверху участка, «минус» — внизу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беркман М. Б., Бовский Г. Н., Куйбида Г. Г., Леонтьев Ю. С. Подвесные канатные дороги. М.: Машиностроение, 1984. 264 с.
2. Бобров В. П., Чеканов Л. И. Транспортные и загрузочные устройства автоматических линий. М.: Машиностроение, 1980. 118 с.
3. Дьячков В. К. Подвесные конвейеры. М.: Машиностроение, 1976. 320 с.
4. Зенков Р. Л., Гриневич Г. П., Исаев В. С. Бункерные устройства. М.: Машиностроение, 1977. 222 с.
5. Зенков Р. Л., Ивашков И. И., Колобов Л. Н. Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1980. 301 с.
6. Конвейеры/Под ред. Ю. А. Пертена. Л.: Машиностроение, 1984. 367 с.
7. Михайлов Ю. И., Тищенко Л. Д., Святошник В. И. Конвейеры с погруженным рабочим органом. М.: Машиностроение, 1984. 176 с.
8. Подъемно-транспортное оборудование. Отраслевой каталог. ЦНИИТЭИ-тяжмаш, ч. II и III. М. 1982. 124 и 130 с.
9. Смолдырев А. Е. Гидро- и пневмотранспорт в металлургии. М.: Металлургия, 1985. 280 с.
10. Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1983. 487 с.
11. Спиваковский А. О., Потапов М. Г., Приседский Г. В. Карьерный конвейерный транспорт. М.: Недра, 1979. 264 с.
12. Тихонов Н. В. Транспортные машины горнорудных предприятий. — 2-е изд. М.: Недра, 1985. 336 с.
13. Шахмейстер Л. Г., Дмитриев В. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. М.: Машиностроение, 1978. 392 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

- Абразивность грузов 20
- Адресующая система децентрализованная 224
- — — с контактным считыванием 224
- — — — клавишная 224
- — — — штыревая 224
- — централизованная 223
- Аэрожелоба 360

Б

- Безотказность машин 8
- Бункера 369
- затворы 388
- — расчет 390
- классификация 370
- питатели 391
- расчет 382
- сводообразование 376

В

- Вероятность безотказной работы 8
- Взрывоопасность насыпных грузов 21
- Вибрационные конвейеры 305
- — время отрыва частицы 308
- — — падения частицы 309
- — основные параметры 305
- — приведенная масса желоба 312
- — расчет с приводом эксцентриков 314
- — — центробежным 316
- — — электромагнитным 319
- — средняя скорость движения 311
- — элементы 321
- Винтовые конвейеры 266
- — вертикальные 266
- — горизонтальные 266
- — двухвинтовые 273
- — расчет 269, 274
- Воздуходувные машины 343
- Вращающиеся транспортирующие трубы 274
- — — винтовые 375
- — — гладкостенные 275
- — — расчет 276

Г

- Гидравлический транспорт 364
- — основы расчета 367
- — схемы и оборудование 365
- Гравитационные устройства 278
- — желоба 279
- — расчет 281
- — спиральные спуски 280
- — трубы 279
- Грузоведущие конвейеры 245
- — расчет 247

- Грузы транспортирующие 11
- — насыпные 12
- — — гранулометрический состав 13
- — — идеально сыпучие 17
- — — истечение 378
- — — коррозионность 20
- — — липкость 20
- — — насыпная плотность 14
- — — свойства 20
- — — сыпучесть 15
- — — штуčné 11

Д

- Давление на дно бункера 385
- — стенки бункера 382
- Динамика конвейеров 72
- — пуск 78
- — уравнение движения тягового элемента 74
- Долговечность машин 8

Е

- Ершовые конвейеры 201

Ж

- Жалюзийные ковши 253

З

- Загрузочные устройства 50
- — ленточных конвейеров 113
- Звездочки 159
- — профиль зубьев 159

И

- Инерционные конвейеры, типы 304
- — принцип действия 305

К

- Канатно-дисковые конвейеры 198
- Канаты, применение 199, 401
- — несущие 401
- — тяговые и несуще-тяговые 402
- Качающиеся конвейеры 322
- — с переменным давлением груза 324
- — — с постоянным давлением груза 322
- Классификация машин непрерывного транспорта 6
- Ковшовые конвейеры 202
- — загрузочные устройства 207
- — ковши 207
- — привод 209
- Коэффициент подвижности 18
- — внешнего трения 19
- — внутреннего трения 17

Л

- Ленточные конвейеры, барабаны, диаметры 112
 — — горизонтальные и пологонаклонные 86
 — — крутонаклонные 90
 — — передвижные 90
 — — пуск, время 137
 — — момент 139
 — — расчет 122
 — — роликовые опоры 100
 — — с воздушным подвешиванием ленты 91
 — — с магнитным подвешиванием ленты 91
 — — с приводом однобарабанным 106
 — — — двухбарабанным 108
 — — тяговый коэффициент 106
 — — тормозной момент 139
 — — устройство загрузочное 113
 — — — натяжное 110
 — — — очистное 121
 — — — предохранительное 121
 — — — приводное 106
 — — — разгрузочное 117
 Ленты конвейерные 92
 — — параметры 97
 — — расчет 96
 Ленты резинотканевые 92
 — — параметры 94
 — — соединение концов 99
 — — резинотросовая 94
 — — стальная 98
 — — ширина, нормальный ряд размеров 95
 — — по гранулометрическому составу 125
 — — по производительности 124
 Люлочные конвейеры, конструкция 202, 210
 — — области применения 204
 — — параметры 203, 210
 — — расчет 210

М

Метательные машины 326

Н

Надежность машин 8

О

- Основы выбора машин непрерывного транспорта 7
 Основы расчета конвейеров 51
 — — — выбор редуктора и тормоза 59
 — — — мощность двигателя 57
 — — — производительность 51
 — — — расчет привода 79
 — — — силы сопротивления движе-

нию 62

Остановы 121

Отделители 342

Очистительные устройства 50, 121

П

- Пластинчатые конвейеры, основные параметры 153
 — — — изгибающиеся 160
 — — — настилы 161
 — — — натяжные устройства 159
 — — — опорные конструкции 159
 — — — привод 159
 — — — расчет 162
 Пневматический транспорт 336
 — — затворы 340
 — — питатели 339
 — — пневмоконтейнерный 363
 — — пневмопочта 336, 362
 — — расчет 343
 Подвесные конвейеры 212
 — — каретки 217
 — — натяжные устройства 221
 — — приводы 220
 — — пути 218
 — — расчет 225
 — — тяговый 228
 Подвесные канатные дороги грузовые 393
 — — — выбор трассы 417
 — — — двухканатные 393
 — — — защитные сооружения 414
 — — — канаты несущие 401
 — — — несуще-тяговые 402
 — — — тяговые 402
 — — — кольцевые 395
 — — — одноканатные, отвальные 395
 — — — основные параметры 396
 — — — пассажирские 396
 — — — буксировочные 396
 — — — кресельные 396
 — — — маятниковые 396
 — — — подвижной состав 402
 — — — вагонетки 403
 — — — линейные сооружения 409
 — — — — — привод 405
 — — — — — станции 410
 — — — — — проходные 413
 — — — — — разгрузочные 412
 — — — — — угловые 413
 — — — — — узловые 413
 — — — — — привод 405
 — — — — — принцип действия 396
 — — — — — расчет 416
 — — — — — тяговый 419
 — — — — — технико-экономические показатели 400
 — — — — — устройство 393

Предохранительные устройства 50
Производительность загрузочных устройств 53
— конвейера 51
Пропускная способность бункеров 387

Р

Расположение привода 79
Расчет приводного устройства 82
Расчет элеваторов 254
Режимы работы конвейеров 9, 11
— — — — — классы использования 9
— — — — — по времени 9
— — — — — по грузоподъемности 9
— — — — — по нагружению 10
Ремонтопригодность 8
Роликовые конвейеры, типы 285
— — — — — неприводные 286
— — — — — параметры 295
— — — — — расчет 297
— — — — — приводные 301
— — — — — расчет 303
— — — — — типы приводов 302
— — — — — ролики 292
Роликоопоры 100
— самоцентрирующие 102

С

Связный груз 17
Сила сопротивления стационарных опор 62
— барабанов, звездочек 63
— изгибу ленты 64
— очистительных устройств 63
— перегиба тяговой цепи 64
— стального каната 65
— ходовых катков 62
Скребово-ковшовые конвейеры 206
Скребок конвейеры, основные параметры 179
— — — — — порционного волочения 181
— — — — — расчет 185
— — — — — сплошного волочения 190
— — — — — основные параметры 190
— — — — — тяговые цепи 192
— — — — — цепи 182
Слеживаемость насыпных грузов 21
Смерзаемость насыпных грузов 21
Составные части конвейеров 22
— — — — — загрузочные и разгрузочные устройства 50
— — — — — натяжные устройства 48
— — — — — расположение 83
— — — — — расчет 83
— — — — — тяговые элементы 23
— — — — — цепи 24
Способы наполнения и разгрузки ковшей 252
Стрелочные переводы 223

Т

Тележечные конвейеры 230
— — — — — основные параметры 232
— — — — — расчет 243
Толкатели 221
Трибометр 16
Трубчатые конвейеры 198
Тяговые элементы 23
Тяговый расчет конвейера 66

У

Угол внутреннего трения 16
— — — — — сдвига 17
Условия работы конвейеров 9, 10
Устройство криволинейных участков подвесного пути 219

Ф

Фильтры 341

Х

Характеристика насыпных грузов 13

Ц

Цепи тяговые, типы и конструкции 24
— — — — — вильчатые 29
— — — — — расчет 37
— — — — — выбор 41
— — — — — круглозвенные 27
— — — — — крючковые 30
— — — — — параметры 31, 32, 33
— — — — — пластинчатые 25
— — — — — безтулочные 25
— — — — — тулочные безроликовые 26
— — — — — катковые 26
— — — — — открытошарнирные 26
— — — — — с изогнутыми пластинами 26
— — — — — расчет 37
— — — — — долговечность по износу 38
— — — — — прочность 31

Ш

Шаговые конвейеры 329
— — — — — расчет 332
Штанговые конвейеры 328
— — — — — расчет 332
— — — — — скребок 201

Э

Эквивалентная мощность 59
Элеваторы 248
— ковшовые 251
— — — — — расчет 254
— — — — — полочные и лопочные 259
— — — — — расчет 263
Эрлифт 367
Эскалаторы, натяжное устройство 171
— — — — — поручневая установка 175
— — — — — производительность 173
— — — — — расчет 175
— — — — — ступени 173
Эффективный угол трения 18

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Часть 1. Общие сведения	5
1.1. Основные виды машин непрерывного транспорта. Транспортируемые грузы	5
1.1.1. Классификация и направления развития машин	5
1.1.2. Основы выбора машин	7
1.1.3. Надежность машин	7
1.1.4. Условия и режимы работы конвейеров	9
1.1.5. Транспортируемые грузы	11
1.2. Составные части конвейеров с гибким тяговым элементом	22
1.2.1. Виды и назначение составных частей	22
1.2.2. Тяговые элементы	23
1.2.3. Опорные и поддерживающие устройства	44
1.2.4. Приводы	45
1.2.5. Натяжные устройства	47
1.2.6. Загрузочные и разгрузочные устройства	50
1.2.7. Очистительные и предохранительные устройства	50
1.3. Основы расчета конвейеров	51
1.3.1. Производительность и мощность конвейеров и их элементов	51
1.3.2. Силы сопротивления движению. Тяговый расчет	62
1.3.3. Динамика конвейеров	72
1.3.4. Расположение и основы расчета привода	79
1.3.5. Расположение и расчет натяжного устройства	83
Часть 2. Конвейеры с гибким тяговым элементом	85
2.1. Ленточные конвейеры	85
2.1.1. Общие сведения	85
2.1.2. Устройство и принцип действия конвейера	87
2.1.3. Конвейерные ленты	92
2.1.4. Роликовые опоры и ролики	100
2.1.5. Приводные и натяжные устройства, их особенности и расчет	106
2.1.6. Загрузочные и разгрузочные устройства	113
2.1.7. Остановы, ловители, очистные и другие устройства	121
2.1.8. Расчет конвейеров	122
2.1.9. Пример расчета ленточного конвейера	144
2.1.10. Конвейеры с воздушным подвешиванием ленты (на воздушной подушке)	149
2.2. Пластинчатые конвейеры и эскалаторы	150
2.2.1. Общие сведения	150

2.2.2.	Пластинчатые конвейеры общего назначения	155
2.2.3.	Изгибающиеся конвейеры	160
2.2.4.	Расчет пластинчатых конвейеров	162
2.2.5.	Пример расчета пластинчатого конвейера общего назначения	168
2.2.6.	Эскалаторы	171
2.3.	Скребокковые конвейеры	176
2.3.1.	Общие сведения	176
2.3.2.	Конвейеры порционного волочения с высокими сплошными скребками	181
2.3.3.	Конвейеры сплошного волочения (с погруженными скребками)	190
2.3.4.	Трубчатые, канатно-дисковые, штанговые и ершовые конвейеры	198
2.4.	Ковшовые, скребково-ковшовые и люлечные конвейеры	202
2.4.1.	Общие сведения	202
2.4.2.	Ковшовые и скребково-ковшовые конвейеры	204
2.4.3.	Люлечные конвейеры	210
2.4.4.	Расчет конвейеров	210
2.5.	Подвесные конвейеры	212
2.5.1.	Общие сведения	212
2.5.2.	Расчет конвейеров	225
2.6.	Тележечные конвейеры	230
2.6.1.	Общие сведения	230
2.6.2.	Горизонтально замкнутые конвейеры для литейных форм	233
2.6.3.	Вертикально замкнутые конвейеры	241
2.6.4.	Расчет конвейеров	243
2.7.	Грузоведущие конвейеры	245
2.7.1.	Общие сведения	245
2.7.2.	Расчет конвейеров	247
2.8.	Элеваторы	248
2.8.1.	Общие сведения	248
2.8.2.	Ковшовые элеваторы	251
2.8.3.	Полочные и люлечные элеваторы	259

Часть 3.	Конвейеры без гибкого тягового элемента	266
3.1.	Винтовые конвейеры	266
3.1.1.	Общие сведения	266
3.1.2.	Расчет конвейеров	269
3.1.3.	Двухвинтовые конвейеры для штучных грузов	273
3.2.	Вращающиеся транспортирующие трубы	274
3.2.1.	Общие сведения	274
3.2.2.	Расчет транспортирующих труб	276
3.3.	Гравитационные (самотечные) устройства	278
3.3.1.	Общие сведения	278
3.3.2.	Расчет гравитационных устройств	281
3.4.	Роликовые конвейеры	285
3.4.1.	Общие сведения	285
3.4.2.	Неприводные роликовые конвейеры	286
3.4.3.	Сила сопротивления движению груза	297
3.4.4.	Гравитационные дисковые конвейеры	300
3.4.5.	Приводные роликовые конвейеры	301
3.5.	Инерционные конвейеры	304
3.5.1.	Общие сведения	304
3.5.2.	Принцип действия и определение параметров движения желоба вибрационного конвейера	305
3.5.3.	Средняя скорость движения частицы и слоя груза на желобе. Производительность вибрационного конвейера	310

3.5.4. Общие основы динамического расчета вибрационного конвейера. Мощность двигателя . . .	312
3.5.5. Особенности вибрационных конвейеров различных типов и их динамический расчет	313
3.5.6. Элементы вибрационных конвейеров	321
3.5.7. Качающиеся конвейеры	322
3.5.8. Метательные машины	326
3.6. Штанговые и шаговые конвейеры	328
3.6.1. Общие сведения	328
3.6.2. Расчет конвейеров	332

Часть 4. Пневматический и гидравлический транспорт. Вспомогательные устройства. Подвесные канатные дороги

4.1. Пневматический транспорт	336
4.1.1. Общие сведения	336
4.1.2. Расчет пневмотранспортных установок	343
4.1.3. Пневматический транспорт грузов в аэрированном состоянии. Аэрожелоба	360
4.1.4. Пневматический транспорт штучных грузов в патронах	362
4.1.5. Пневоконтейнерный транспорт	363
4.2. Гидравлический транспорт	364
4.2.1. Общие сведения	364
4.2.2. Схемы и оборудование установок	364
4.2.3. Основы расчета гидротранспортных установок	367
4.3. Бункера и их элементы	369
4.3.1. Общие сведения	369
4.3.2. Сводообразование	376
4.3.3. Истечение сыпучих грузов из емкостей	378
4.3.4. Расчет бункеров	382
4.3.5. Элементы бункеров	388
4.4. Подвесные канатные дороги	393
4.4.1. Общие сведения	393
4.4.2. Составные части	401
4.4.3. Проектирование и расчет	416

Список литературы	425
Предметный указатель	426

УЧЕБНИК

*Ростислав Леонидович Зенков,
Илья Ильич Иваишков,
Леонид Николаевич Колобов*

МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

Редактор **И. Н. Якунина**
Художественный редактор **И. К. Капралова**
Технический редактор **И. В. Тимофеевко**
Корректоры **И. М. Борейша; Л. Л. Георгиевская**
ИБ № 5051

Сдано в набор 16.12.86. Подписано в печать
12.03.87. Т-04600. Формат 60×90^{1/16}.

Бумага типографская № 1, Гарнитура литера-
турная. Печать высокая. Уел. печ. л. 27,0.
Уел. кр.-отт. 27,0. Уч.-изд. л. 29,87.

Тираж 28000 экз. Заказ 292. Цена 1 р. 30 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издатель-
ство «Машиностроение», 107076, Москва, Стро-
мынский пер., 4

Ленинградская типография № 6 ордена Трудо-
вого Красного Знамени Ленинградского объеди-
нения «Техническая книга» им. Евгении Соко-
ловой Союзполиграфпрома при Государственном
комитете СССР по делам издательства, полиграфии
и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.