

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А.И. Барышев, В.А. Будишевский, В.О. Гутаревич
В.Н. Скляр, А.А. Сулима

РАСЧЕТЫ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Учебное пособие для вузов

Издание второе, переработанное и дополненное

Под редакцией профессора, д-ра техн. наук В.П. Кондрахина

*Одобрено и рекомендовано к печати ученым советом
ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет»
(протокол № 9 от 18.05.2017 г.)*

Донецк – 2017

УДК 621.867(075.8)
ББК 39.12
Р24

Расчеты и проектирование транспортных средств непрерывного действия : учеб. пособие для вузов. / А.И. Барышев [и др.]; под общ. ред. В. П. Кондрахина. – Изд. 2-е перераб. и доп. – Донецк: ГОУВПО «ДонНТУ», 2017. – 689 с.

Приведены общие характеристики, классификация, область применения, основные параметры, состав транспорта непрерывного действия, основы теории расчета и проектирования, а также примеры расчетов. Описаны конструкции ленточных, скребковых и пластинчатых конвейеров. Рассмотрены подвесные конвейеры, четырехцепные конвейеры-подъемники, конвейеры без тягового органа, элеваторы, а также оборудование пневматического и гидравлического транспорта.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и специальности 21.05.04 «Горное дело», а также для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием и эксплуатацией транспортных средств непрерывного действия.

Рецензенты:

Горожанкин С. А. – профессор кафедры «Эксплуатация и сервис автомобилей, технологических машин и оборудования» ГОУВПО «Донбасская национальная Академия строительства и архитектуры», д-р техн. наук

Малеев В. Б. – профессор кафедры «Теоретическая механика» ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет», д-р техн. наук

УДК 621.867(075.8)
ББК 39.12

ISBN 966-380-038-0

© ГОУ ВПО «Донецкий национальный
технический университет», 2017.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	7
ГЛАВА 1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ	9
1.1. Классификация конвейеров	9
1.2. Характеристики и свойства транспортируемых грузов	11
1.3. Влияние гранулометрического состава насыпного груза на его плотность	16
1.4. Области применения конвейеров	19
1.5. Электрические двигатели приводов конвейеров	24
1.6. Режимы работы и классы использования	32
1.7. Характеристики условий работы.....	35
ГЛАВА 2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ КОНВЕЙЕРОВ	37
2.1. Уравнения движения конвейера и колебаний тяговых органов	37
2.2. Производительность конвейера	45
2.3. Силы сопротивления движению тягового органа и режимы работы привода.....	47
2.4. Определение коэффициента сопротивления движения ленты по роликам.....	54
2.5. Натяжение тягового органа	57
2.6. Основы теории передачи тягового усилия сцеплением	59
2.7. Основы теории передачи тягового усилия зацеплением. Динамические нагрузки тягового органа цепного конвейера	68
2.8. Основы теории квазистатических переходных процессов	73
2.9. Распространение упругих волн статических деформаций в тяговых органах конвейеров с изменяющейся длиной.....	78
2.10. Исследование процесса перемещения ферромагнитного груза движущимся постоянным магнитом	82
2.11. Мощность, режимы работы и определение места расположения приводов.....	87
ГЛАВА 3. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ	93
3.1. Общая характеристика.....	93
3.2. Устройства ленточных конвейеров	95
3.3. Единый унифицированный и типоразмерный ряд подземных ленточных конвейеров.....	121
3.4. Расчет и проектирование ленточных конвейеров.....	142
3.5. Примеры расчета ленточных конвейеров.....	179

3.5.1. Расчет ленточного конвейера.....	179
3.5.2. Расчет ленточного конвейера, транспортирующего грузы вниз....	193
3.5.3. Расчет ленточного конвейера с изменяющейся длиной транспортирования	200
3.6. Резервы расширения области применения шахтных ленточных конвейеров	214
ГЛАВА 4. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ	220
4.1. Общая характеристика и устройство крутонаклонных ленточных конвейеров	220
4.2. Примеры расчета крутонаклонных ленточных конвейеров	230
4.2.1. Расчет ленточного конвейера с низкими перегородками на ленте	230
4.2.2. Расчет крутонаклонного конвейера с высокими перегородками на ленте	237
4.2.3. Расчет конвейера с прижимной лентой	243
4.3. Общая характеристика и устройство комбинированных ленточных конвейеров	262
4.3.1. Ленточно-канатные конвейеры.....	262
4.3.2. Ленточно-цепные конвейеры.....	270
4.3.3. Магнитно-ленточные конвейеры.....	276
4.4. Примеры расчета комбинированных ленточных конвейеров	283
4.4.1. Расчет ленточно-канатного конвейера.....	283
4.4.2. Расчет ленточно-цепного конвейера	286
4.4.3. Расчет магнитно-ленточного многоприводного конвейера.....	291
ГЛАВА 5. СКРЕБКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ	306
5.1. Общая характеристика.....	306
5.2. Устройства скребковых конвейеров.....	316
5.3. Расчет и проектирование скребковых конвейеров	324
5.3.1. Общие положения	324
5.3.2. Основы расчета скребковых конвейеров.....	324
5.4. Пример расчета скребкового конвейера с высокими скребками	336
5.5. Пример расчета шахтного передвижного изгибающегося скребкового конвейера	342
ГЛАВА 6. ПОДВЕСНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ.....	348
6.1. Общая характеристика.....	348
6.2. Устройство и проектирование грузонесущих конвейеров	349
6.3. Устройство и проектирование толкающих конвейеров	370
6.4. Проектные параметры подвесных конвейеров	390
6.5. Основные положения тягового расчета конвейеров	394
6.6. Пример расчета подвесного грузонесущего конвейера	400

ГЛАВА 7. ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ	408
7.1. Общая характеристика.....	402
7.2. Устройство пластинчатых конвейеров	404
7.3. Расчет и проектирование пластинчатых конвейеров	416
7.4. Пример расчета пластинчатого конвейера	422
 ГЛАВА 8. ЭЛЕВАТОРЫ	 435
8.1. Общая характеристика и устройство	429
8.2. Расчет и проектирование ковшовых элеваторов.....	432
8.3. Пример расчета ковшового элеватора	440
 ГЛАВА 9. ЧЕТЫРЕХЦЕПНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ-ПОДЪЕМНИКИ.....	 452
9.1. Общая характеристика и устройство	452
9.2. Расчет и проектирование четырехцепных конвейеров-подъемников ...	454
9.3. Пример тягового расчета вертикального четырехцепного конвейера- подъемника	457
 ГЛАВА 10. КОНВЕЙЕРЫ БЕЗ ТЯГОВОГО ОРГАНА.....	 463
10.1. Винтовые конвейеры.....	463
10.1.1. Общая характеристика и устройство винтовых конвейеров	463
10.1.2. Расчет и проектирование винтовых конвейеров.....	465
10.1.3. Пример расчета винтового конвейера.....	470
10.2. Вибрационные конвейеры	473
10.2.1. Общая характеристика и устройство вибрационных конвейеров .	473
10.2.2. Расчет и проектирование вибрационных конвейеров	475
10.2.3. Пример расчета одномассного подвесного вибрационного конвейера	489
10.2.4. Расчет двухмассных уравновешенных вибрационных конвейеров	493
10.2.5. Пример расчета двухмассного уравновешенного вибрационного конвейера	506
10.2.6. Особенности расчета вибрационного конвейера, оборудованного резиновыми амортизаторами	512
 ГЛАВА 11. УСТАНОВКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА	 515
11.1. Установки пневматического транспорта	515
11.1.1. Общая характеристика и устройство установок пневмотранспорта	515
11.1.2. Расчет и проектирование пневмотранспортных установок сыпучих грузов	522
11.1.3. Примеры расчета пневмотранспортных установок сыпучих грузов.....	527

11.1.4. Расчет и проектирование пневмотранспортных установок штучных грузов.....	531
11.1.5. Пример расчета пневмотранспортных установок штучных грузов.....	540
11.2. Установки гидравлического транспорта.....	544
11.2.1. Общая характеристика и устройство установок гидравлического транспорта.....	544
11.2.2. Расчет и проектирование гидравлического транспорта.....	559
11.2.3. Пример расчета самотечного безнапорного пульпопровода.....	568
ГЛАВА 12. ЗАДАЧИ И ОСОБЕННОСТИ МЕТОДОВ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СРЕДСТВ И СИСТЕМ ТРАНСПОРТА.....	574
12.1. Этапы автоматизированного проектирования транспортных средств.....	574
12.2. Представление объекта проектирования в виде математической модели и задачи анализа.....	577
12.3. Структурный и параметрический синтез объекта проектирования.....	581
ПРИЛОЖЕНИЯ	587
Приложение П1 Параметры конвейерных лент	587
Приложение П2 Пластинчатые цепи.....	589
Приложение П3 Присоединительные элементы	597
Приложение П4 Роликовые и круглозвенные цепи.....	600
Приложение П5 Электродвигатели	608
Приложение П6 Мотор-редукторы цилиндрические двухступенчатые соосные	628
Приложение П7 Редукторы	633
Приложение П8 Муфты	668
Приложение П9 Тормоза	679
Приложение П10 Пневмотранспортное оборудование	684
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	689

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современный этап развития народного хозяйства характеризуется дальнейшим повышением роли транспорта в горнодобывающей промышленности, строительстве, сельском хозяйстве и других отраслях. Объединение транспортных машин в комплексно-механизированные технологические системы повышает требования, предъявляемые к их качеству, надежности и долговечности, так как отказы отдельных элементов снижают преимущества комплексной механизации, приводят к простоям, нарушениям ритмичности работы транспортных линий и значительным убыткам.

Не обладая необходимыми навыками в расчете и проектировании средств транспорта, не имея научно-обоснованных методик расчета, нельзя создать высокоэффективное и высоконадежное транспортное оборудование.

Из средств транспорта массовых насыпных (навалочных) грузов чаще отдается предпочтение машинам непрерывного действия, которые в сравнении с циклично действующими средствами транспорта, характеризуются целым рядом преимуществ, таких как: возможность длительного, бесперегрузочного транспортирования, сохранение сортности и качества груза; широкая возможность автоматизации, вплоть до создания «безлюдного транспорта»; малая трудоемкость и удобство обслуживания; сравнительная простота и высокая надежность работы конструкций; возможность обеспечения широкого диапазона производительностей и длин транспортирования; сравнительно малая энергоемкость, обусловленная небольшими сопротивлениями движению тягово-несущих органов и др.

Нашедшие широкое применение ленточные и цепные конвейеры в горнодобывающей промышленности в подземных выработках и на открытых разработках постепенно вытесняют автомобильный и рельсовый транспорт. Сегодня транспортные машины непрерывного действия применяются практически во всех сферах хозяйствования. К ним часто предъявляют особые требования, связанные с изменяющимися условиями эксплуатации. В последние годы был проведен целый ряд научно-исследовательских, проектно-конструкторских работ по модернизации и совершенствованию существующих машин, созданию принципиально новых транспортных машин и установок непрерывного действия. Многие из проведенных работ посвящены вопросам управления машинами непрерывного транспорта, автоматизации, программированию их работы, сращиванию механики и электроники в этих машинах. Это также диктует необходимость создания новой учебной и научно-практической литературы.

Назначение представленной читателям технической книги - познакомить широкий круг специалистов с новыми работами, оригинальными техническими решениями и методиками расчетов, нашедшими отражение в публикациях последних лет в научных журналах, монографиях, бюллетенях и обзорах патент-

ной литературы, получивших поддержку, внедренных на различных предприятиях соответствующих отраслей.

Это учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся в высших учебных заведениях, учащихся специальных школ, в последипломном образовании, а также, может быть использовано инженерно-техническими работниками, занимающимися проектированием, расчетами, созданием и эксплуатацией транспортных средств непрерывного действия отечественного и зарубежного производства. Книга содержит некоторые основные положения механики насыпных грузов, транспортируемых рассматриваемыми машинами. Изложены теоретические основы средств механизации непрерывного транспорта. Приведены устройство, параметры и технические характеристики отечественных и зарубежных образцов непрерывного транспорта, методики прочностных, тяговых и энергетических расчетов, методики выбора параметров машин и установок для заданных условий эксплуатации. В книге рассмотрено много примеров численных расчетов машин и установок непрерывного действия, нашедших широкое применение.

Изложены особенности и принципы автоматизированного, компьютерного проектирования и расчета транспортных машин.

Кроме того, по мнению авторов, читателям и пользователям книги будут полезны собранные и обработанные справочные материалы, помещенные в приложение. Это характеристики и параметры грузов, конструкционных материалов, деталей, элементов транспортных машин, которые нужны при их создании и эксплуатации.

Материалы этой книги изложены на основе многолетнего опыта работы авторов по преподаванию соответствующих дисциплин и проведению научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ в Донецком национальном техническом университете, Донецком государственном университете экономики и торговли им. М. Туган-Барановского.

Авторы выражают глубокую благодарность Ткачуку А.Н. за предоставленные материалы, а также инженеру Иноземцевой Л.В. за огромный труд по подготовке рукописи этой книги ко второму изданию.

Авторы и издатели надеются, что эта книга будет полезна и интересна широкому кругу специалистов. Замечания и пожелания с благодарностью ждем по адресу: 83001, г. Донецк, ул. Артема, 58, Донецкий национальный технический университет, кафедра горнозаводского транспорта и логистики.

ГЛАВА 1

КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

1.1. Классификация конвейеров

Конвейер (англ. conveyor, от convey – перевозить) машина непрерывного действия, предназначенная для перемещения сыпучих, кусковых или штучных грузов. Конвейеры желательнее классифицировать по принципу действия и конструктивным признакам, типу тягового органа, роду перемещения груза, назначению и области применения.

Основной признак конвейера – тип тягового и грузонесущего органа. Различают конвейеры с ленточным, цепным, канатным и другими тяговыми органами и конвейеры без тягового органа (винтовые, инерционные, вибрационные, роликовые). По типу грузонесущего органа конвейеры подразделяются на: ленточные, пластинчатые, скребковые, подвесные (толкающие, грузонесущие, тележечные), ковшовые и люлечные, а также винтовые, инерционные, вибрационные и роликовые.

По принципу действия различают конвейеры, перемещающие груз на непрерывно движущейся ленте и настиле, в непрерывно движущихся ковшах, подвесках, платформах, тележках, непрерывно движущимися скребками.

По назначению конвейеры бывают: стационарные и передвижные для насыпных, штучных грузов и людей, а по направлению перемещения грузов: с вертикально замкнутой, горизонтально замкнутой и пространственной трассами. По областям применения конвейеры подразделяют на машины общего назначения и специальные (элеваторы, эскалаторы, движущиеся тротуары и др.).

Конвейеры являются составной, неотъемлемой, иногда очень важной частью современного технологического процесса, они устанавливаются и регулируют темп производства, обеспечивают его ритмичность, способствуют повышению производительности труда и увеличению выпуска продукции. Наряду с этим конвейеры являются основными средствами комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных и складских работ.

На предприятиях конвейеры используются в качестве:

- высокопроизводительных транспортных машин, передающих грузы из одного места в другое на участках внутризаводского и внешнего транспорта;
- транспортных агрегатов, мощных перегрузочных устройств (мостовых перегрузателей, отвалообразователей и т.п.) и погрузочно-разгрузочных машин;

- машин для перемещения грузов – согласно технологическому процессу поточного производства от одного рабочего места к другому, от одной технологической операции к другой, регулируя темп производства и совмещая, иногда, функции накопителей (подвижных складов) и распределителей грузов – изделий по отдельным технологическим линиям;

- машин и передаточных устройств в технологических автоматических линиях изготовления и обработки деталей и узлов изделий.

Связь транспортирующих машин с общим технологическим процессом производства обуславливает соответствующую ответственность их работы и назначений. Поэтому конвейеры должны быть надежными, прочными, удобными в эксплуатации и способными работать в автоматических режимах.

Развитие всех отраслей промышленности обуславливает следующие основные направления развития конвейеров:

- создание машин для бесперегрузочного транспорта грузов от начального до конечного пунктов по прямолинейной и сложной пространственной трассе большой протяженности. Этому направлению подчинено создание многоприводных конвейеров различных типов (подвесных, пластинчатых, скребковых, ленточных), мощных ленточных конвейеров со сверхпрочными лентами, ленточно-канатных и ленточно-цепных конвейеров с прочным тяговым органом в виде канатов или цепей, изгибающихся скребковых и пластинчатых конвейеров, трубчатых скребковых конвейеров с пространственной цепью и др.

- повышение производительности конвейерных установок реализуется путем выбора наиболее рациональной формы грузонесущего органа конвейера для увеличения количества груза на единице его длины, а также путем повышения скорости грузонесущих органов.

- повышение надежности машин и упрощение их обслуживания в тяжелых условиях эксплуатации являются основными предпосылками для перехода к полной автоматизации управления машинами и комплексами машин, что также позволит осуществить:

- автоматизацию управления машинами и комплексными конвейерами с использованием ЭВМ;

- снижение массы и уменьшение габаритных размеров конвейеров за счет принципиально новых, облегченных конструкций машин и их узлов, широкого применения пластмасс и легких сплавов, гнутых профилей вместо прокатных и т.п.;

- улучшение условий работы обслуживающего персонала и производственных рабочих, исключение возможности потерь транспортируемого груза, изоляцию от окружающей среды пылевидных, горячих, газифицирующих и химически агрессивных грузов;

- унификацию и нормализацию оборудования с одновременным увеличением количества его типоразмеров;

- повышение качества и культуры производства машин за счет широкого применения методов передовой технологии и технической этики.

1.2. Характеристики и свойства транспортируемых грузов

Грузы, перемещаемые конвейерами, подразделяются на штучные и насыпные. Физико-механические свойства грузов имеют решающее значение при выборе и расчете конвейеров.

Штучные грузы характеризуются формой и размерами, массой одной единицы, коэффициентом трения о поверхность ленты, настила или лотка и особыми свойствами. Размеры штучных грузов колеблются в широких пределах: от нескольких сантиметров (почтовые отправления) до нескольких метров (прокат, лесоматериалы), а масса их - от долей Ньютона до десятков килоНьютонов. Коэффициент трения штучных грузов о плоскость поверхности составляет $0,1 \dots 0,7$. К особым свойствам штучных грузов относятся: хрупкость (изделия из стекла); склонность к качению из-за округлости формы (арбузы); загрязненность или склонность к пылению (мешки с цементом); взрывоопасность и пожароопасность (бочки с горючим); наличие острых выступов, повреждающих элементы конвейера и т.п.

Основные параметры характерных тарных штучных грузов стандартизованы и приводятся в соответствующих стандартах (например, ГОСТ 5959–80 «Ящики из листовых древесных материалов неразборные для грузов массой до 200 кг. Общие технические условия, ГОСТ 13502–68 «Пакеты бумажные. Размеры», ГОСТ 14861–74 «Тара производственная. Типы, основные параметры и размеры», ГОСТ 19317–73 «Мешки льняные. Общие технические условия» и др.).

Тарно-штучные грузы с массой до 15 кг можно называть легкими (*Л*), от 15 до 50 кг – средними (*С*), от 50 до 200 кг – тяжелыми (*Т*), свыше 200 кг – весьма тяжелыми (*ВТ*).

Насыпные грузы характеризуются крупностью кусков (частиц), насыпной плотностью, коэффициентами внутреннего и внешнего трения, влажностью, абразивностью, липкостью, слеживаемостью, смерзаемостью, а также особыми свойствами (химической активностью, пылением, взрывоопасностью, самовозгораемостью и т.п.)

Коэффициент внешнего трения груза в движении меньше, чем в покое на $10 \dots 30\%$, а в некоторых случаях может быть за этими пределами (табл. 1.1). Физико-механические свойства насыпных грузов показаны в табл. 1.2.

По гранулометрическому составу насыпные грузы подразделяются на рядовые

$\left(\frac{a_{max}}{a_{min}} > 2,5 \right)$ и сортированные $\left(\frac{a_{max}}{a_{min}} \leq 2,5 \right)$, где a_{max} и a_{min} – максимальные и минимальные размеры кусков соответственно.

Насыпные грузы характеризуются размером типичного куска a' . У сортированных грузов за типичный кусок при-

нимают средний по размерам: $a' = \frac{a_{max} + a_{min}}{2}$; у рядовых грузов - $a' = a_{max}$.

Классификация насыпных грузов по крупности кусков (частиц) приведена в табл. 1.3.

Таблица 1.1

Физико-механические свойства насыпных грузов

Наименование груза	Насыпная плотность ρ , т/м ³	Коэффициент внутреннего трения, f_e	Коэффициент внешнего трения, f_0		Группа по абразивности
			по резине	по стали	
Апатит порошкообразный	1,6-1,7	0,6-0,7	0,6-0,7	0,5-0,6	С
Гипс	0,8-1,6	0,6-0,8	0,7-0,8	0,6-0,8	В
Глина	1,0-1,8	0,8-1,0	0,8-1,0	0,7-1,0	В
Глинозем порошкообразный	0,9-1,1	0,5-0,6	0,4-0,5	0,4-0,5	С
Гравий	1,5-2,0	0,5-1,0	0,7-1,0	0,6-1,0	В
Гречиха	0,6-0,7	0,7-0,8	0,4-0,6	0,3-0,5	А
Земля грунтовая	1,1-1,6	0,5-1,0	0,8-1,0	0,7-1,0	С
Земля формовочная	0,8-1,3	0,5-0,7	0,4-0,6	0,4-0,7	С
Зола	0,4-0,9	0,8-1,2	0,6-0,9	0,6-0,8	Д
Известняк	1,2-2,0	0,6-1,3	0,6-1,0	0,5-1,0	В
Камень	1,3-2,0	0,7-0,8	0,6-0,9	0,5-0,8	Д
Карбид кальция	1,2-1,6	0,8-0,9	0,4-0,6	0,3-0,5	В
Кокс	0,4-0,5	0,5-1,2	0,5-0,6	0,4-0,5	Д
Криолит	0,8-1,0	0,5-1,1	0,6-0,7	0,5-0,6	С
Мука	0,4-0,7	0,6-1,2	0,8-0,9	0,4-0,6	А
Нефелиновый концентрат	1,1-1,3	0,6-0,9	0,6-0,7	0,3-0,6	В
Опилки древесные	0,2-0,3	0,6-1,5	0,5-0,6	0,3-0,5	А
Песок	1,2-1,9	0,6-0,8	0,4-0,5	0,3-0,8	С
Подсолнух	0,5-0,7	0,6-1,0	0,6-0,7	0,4-0,5	А
Просо	0,7-0,8	0,4-0,5	0,3-0,4	0,2-0,3	А
Рожь	0,6-0,8	0,5-0,8	0,4-0,5	0,3-0,5	А
Руда	1,7-2,4	0,5-0,9	0,7-0,9	0,6-0,8	Д
Сода кальцинированная	0,8-1,3	0,7-1,0	0,4-0,6	0,3-0,5	В
Соль поваренная	1,5-1,8	0,6-1,2	0,6-0,7	0,5-0,6	С
Спек дробленый	1,4-1,5	0,9-1,4	0,6-0,8	0,5-0,7	С
Торф	0,3-0,8	0,6-1,2	0,5-0,7	0,4-0,6	В
Уголь каменный	0,7-0,9	0,5-1,0	0,5-0,7	0,3-0,6	В
Фосфогипс обожженный	0,9-1,0	0,7-0,9	0,7-0,8	0,6-0,7	С
Фтористый алюминий	0,8-0,9	0,5-0,7	0,5-0,6	0,4-0,6	С
Цемент	0,9-1,6	0,5-0,8	0,6-0,7	0,3-0,6	Д
Шлак	0,6-1,0	0,6-1,2	0,4-0,6	0,4-0,7	Д
Щебень	1,3-2,0	0,6-1,0	0,5-0,7	0,4-0,6	Д
Штыб	0,8-0,9	0,7-1,0	0,5-0,7	0,4-0,7	Д

Примечание: Обозначение группы абразивности: А - неабразивные, В - малоабразивные, С - абразивные, Д - высокоабразивные

Насыпная плотность ρ для различных насыпных грузов колеблется в очень широких пределах: от 0,08 до 2,4 т/м³ и более. Грузы с насыпной плотностью до 0,6 т/м³ (древесные опилки, торф, кокс) называются легкими (*Л*), от 0,6 до 1,1 т/м³ (шлак, зерно, каменный уголь, цемент) – средними (*С*), от 1,1 до 2,0 т/м³ (земля, литейная и грунтовая, песок, гравий, камень) – тяжелыми (*Т*) и свыше 2,0 т/м³ (железная и медная руда, серный колчедан) – весьма тяжелыми (*ВТ*).

Таблица 1.2

Характеристики насыпных грузов (средние значения)

Транспортирующий груз	Плотность, ρ , т/м ³	Группа по абразивности	Угол естественного откоса груза в покое, φ_0, \dots^0	Угол свободного расположения груза в поперечном сечении ленты φ, \dots^0	Наибольший допускаемый угол наклона конвейера β, \dots^0
1	2	3	4	5	6
Агломерат:					
железной руды	1,6-2,0	Д	45	15	18
свинцовой руды	2,0-3,5	Д	40-45	15	18
Антрацит рядовой	0,8-1,0	С	45	10	17
Аммофос	0,9-1,1	-	33-42	10	-
Апатитовый концентрат	1,8-1,7	С	30-40	15	16
Асбест:					
сорт I-V	0,3-0,6	В	50	17	-
сорт VI-VII	0,4-0,8	В	45	15	-
Брикеты из бурого угля, плоские	0,7-1,0	В, С	35-40	15	14
Боксит дробленый	1,3-1,5	В	40-50	15	18
Гранит (крупность 0-80 мм)	1,5	Д	45	18	18
Галька круглая, сухая	1,5-1,8	В	30	12	10
Гипс порошкообразный, воздушно-сухой	1,2-1,4	В	40	14	22
Глина:					
кусовая, сухая	1,6-1,8	В	40	15	16
кусовая, влажная	1,9-2,1	В	50	20	24
пылевидная	0,4-1,2	В	20	12	22
Глинозем порошкообразный, сухой	0,9-1,8	С	35	15	-
Гравий:					
рядовой, сухой	1,5-1,8	В	30-45	15	18
влажный, мытый	1,8-1,9	В	40-50	18	20

Продолжение таблицы 1.2

1	2	3	4	5	6
Доломит необожженный, 50-80мм	1,7-1,9	С	35-40	15	18
Земля:					
грунтовая, влажная	1,6-2,0	С	35-45	20	22
грунтовая, сухая	1,1-1,6	С	30-40	15	19
формовочная, готовая	1,6	С	40-45	20	24
формовочная, выбитая	1,2-1,3	С	30-45	15	22
Зола сухая	0,6-0,9	Д	45-50	15	18
Зерно (рожь, пшеница) сухое	0,7-0,8	А	22	10	16
Известняк мелкий и среднекусковой	1,4-1,7	В	36-40	15	18
Известь:					
порошкообразная, воздушно-сухая	0,5-0,9	В	50	15	23
хлорная, воздушно-сухая	0,6-0,8	В	45-50	15	20
Калий хлористый	0,9	-	46	15	-
Камень мелко- и среднекусковой, рядовой	1,3-1,5	Д	37-40	15	18
Кокс рядовой	0,4-0,5	Д	30	15	15
Кокс с мелочью	0,6-0,9	Д	50	15	18
Колчедан:					
серный, рядовой	2,0	С	45	15	17
флотационный	1,6	С	38-40	12	17
Картофель (клубни)	0,6-0,8	А	28	10	12
Кукуруза в зернах	0,7-0,8	А	35	10	15
Концентрат железных руд влажный	3,2-5,0	Д	25-50	15	22
Мел мелкокусковой	1,4-1,6	В	40	14	15
Мука:					
ржаная, отруби	0,5-0,6	А	55	16	15
фосфоритная для удобрений	1,1-1,8	В	37-45	13	12
Окатыши железорудные	1,8-2,2	С	35-40	10	12
Опилки древесные, воздушно-сухие	0,2-0,3	А	40	15	27
Огарок колчеданный	1,4-1,8	С	35	12	18
Окалина	2,0-2,2	С	30-35	10	-
Песок:					
карьерный, рядовой воздушно-сухой	1,4-1,6	С	35-40	15	20
чистый, формовочный, сухой	1,3-1,5	С	30-35	10	15

Окончание таблицы 1.2

1	2	3	4	5	6
Песчано-гравийная смесь, воздушно – сухая	1,6-1,8	С	40-45	15	22
Порода грунтовая (вскрыша)	1,6-1,7	С	45-50	15	20
Пыль колошниковая	1,1-2,0	В	-	-	-
Руда: крупностью 0-25 мм и 0-120 мм, рядовая	2,0-2,4	Д	30-50	15	18
крупностью 0-350мм, рядовая	2,8-3,6	Д	45	15	15
Сера: гранулированная	1,4	-	45	15	18
двууглекислая, порошкообразная	1,0	-	44	15	18
Соль: поваренная, зернистая	1,0-1,2	С	46	15	18
калийная	1,1	С	46	15	18
каменная, кусковая	0,8-1,8	С	30-50	15	18
Суперфосфат из апатита, гранулированный	1,0	С	45	14	20
Стружки древесные, свежие	0,2-0,5	А	50	20	27
Торф фрезерный, воздушно-сухой	0,3-0,5	В	32-45	12	18
Уголь: бурый, сухой	0,5-0,6	В	35-50	12	16
бурый, влажный	0,6-0,8	В	40-50	12	18
каменный ,рядовой	0,6-0,8	В	30-45	12	18
Угольная пыль с мелочью	0,5-0,7	В	15-20	7	10
Удобрения минеральные	1,0-2,0	С	35-40	10	15
Цемент воздушно-сухой	1,0-1,5	Д	30-40	10	20
Шлак каменноугольный	0,6-0,9	Д	35-40	15	20
Штыб сухой	0,9	С	30-45	15	20
Щебень сухой	1,5-1,8	Д	35-45	15	18

Размеры типичных кусков различных насыпных грузов

Наименование груза	$a', \text{ мм}$	$a', \text{ мм}$
Кусковой:		
особо крупнокусовой	320	-
крупнокусовой	160	320
среднекусовой	60	160
мелкокусовой	10	60
Зернистый:		
крупнозернистый	2	10
мелкозернистый	0,5	2
Порошкообразный	0,05	0,5
Пылевидный	-	0,05

1.3. Влияние гранулометрического состава насыпного груза на его плотность

Для уточнения расчетов вместимости или производительности транспортных средств необходимо учитывать влияние гранулометрического состава насыпного груза на его плотность.

Для решения поставленной задачи принято допущение о том, что частицы груза имеют форму эллипсоида. Принятое допущение правомочно, так как оно часто используется в других работах.

Решим поставленную задачу для насыпного груза, состоящего из частиц одинакового размера. Площадь поперечного сечения груза на ленте конвейера или в вагонетке можно получить, зная площадь груза, вписанного в треугольник. Поэтому рассмотрим форму поперечного сечения груза, насыпанного на плоской поверхности (рис. 1.1). Треугольник ABC является равнобедренным с углом при основании φ , равным углу естественного откоса. Полученная фигура путем простых аффинных преобразований может быть преобразована в равнобедренный треугольник с вписанными в него кругами (рис. 1.2). При преобразованиях такого рода отношения площадей треугольников и вписанных в них фигур остаются постоянными, т.е. справедливо выражение

$$\frac{nF_{\text{ц}}}{F_m} = \frac{nF_{\text{кр}}}{F_{m1}}, \quad (1.1)$$

где n – количество частиц, расположенных в рассматриваемом поперечном сечении; $F_{\text{ц}}$, F_{m1} – площадь полученных в результате аффинных преобразований образов соответственно частиц и поперечного сечения груза.

Выражение (1.1) позволяет для определения $\frac{nF_{\text{ц}}}{F_m}$ использовать схему поперечного сечения, изображенную на рис. 1.2. Площадь круга $F_{\text{кр}} = \pi r^2$. Площадь треугольника ABC (рис. 1.2)

$$F_{m1} = |B'N| \cdot |NC'| = \frac{1}{\sqrt{3}|B'N|^2},$$

где $|B'N| = r\sqrt{3}(i-1+\sqrt{3})$; i – число слоев шариков, вписанных в треугольник.

Откуда

$$F_{m1} = \sqrt{3}(i-1+\sqrt{3})^2 r^2.$$

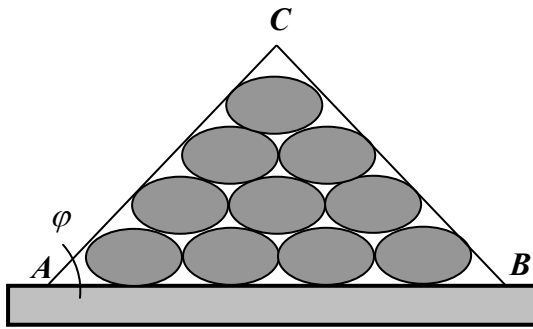


Рисунок 1.1 Схема к определению коэффициента разрыхления груза

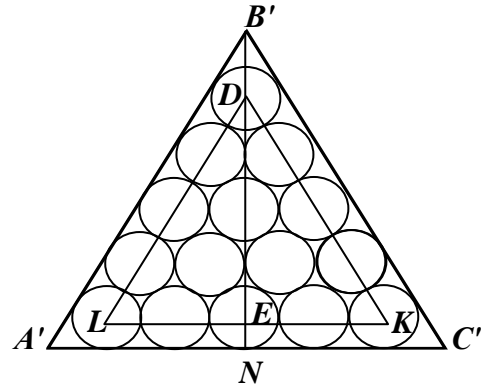


Рисунок 1.2 Расчетная схема к определению коэффициента разрыхления

Таким образом,

$$\frac{nF_{кр}}{F_{m1}} = \frac{\pi(i+1)i}{2\sqrt{3}(i-1+\sqrt{3})^2}, \quad (1.2)$$

где $i \geq 1$. При этом i можно считать параметром, характеризующим степень измельчения частиц груза, так как он однозначно определяет их количество, вписанных в заданный объем $n = \frac{1}{2i(i+1)}$.

На рис. 1.3 изображен график зависимости (1.2), показывающий, что с увеличением степени измельчения частиц груза плотность заполнения вращающегося поперечного сечения растет и при $i \rightarrow \infty$, т.е. при стремлении размеров частиц к нулю, имеем

$$\left(\frac{nF_u}{F_m} \right)_{\max} = \lim_{i \rightarrow \infty} \frac{\pi i(i+1)}{2\sqrt{3}(i-1+\sqrt{3})^2} \cong 0,906.$$

При $i=1$ отношение $\frac{nF}{F_m} = 0,604$.

Плотность насыпного груза определяется выражением $\gamma_n = \delta\gamma_u$, γ_n – плотность насыпного груза; γ_u – плотность материала частицы в целике; δ – коэффициент разрыхления насыпного груза.

Очевидно, что $\delta = \frac{nF}{F_m}$. Следовательно, для насыпных грузов справедливо

неравенство

$$0,604\gamma_u \leq \gamma_n \leq 0,906\gamma_u.$$

Данное неравенство справедливо для любых насыпных грузов независимо от их влажности, абразивности и липкости. Причем коэффициент разрыхления $\delta=0,604$ является минимально возможным и соответствует максимальной крупности частиц, а коэффициент $\delta=0,906$ - максимально возможным и соответствует минимальной крупности частиц. Для обоснованного выбора δ из найденного интервала необходимо использовать выражение (1.2), учитывая линейные размеры частиц. Поэтому целесообразно произвести следующие преобразования.

Учитывая, что $r\sqrt{3}(i-1+\sqrt{3})=3R$, где R - радиус частицы при минимальной степени измельчения груза ($i=1$), получим

$$(i-1+\sqrt{3}) = \frac{\sqrt{3}}{\xi}, \quad (1.3)$$

где $\xi = \frac{r}{R} = \frac{d}{D}$ - относительный линейный размер частицы.

Подставляя (1.3) в (1.2) после преобразований получим выражение

$$\delta = 0,302 \cdot (-0,196\xi^2 - 0,804\xi + 3), \quad (1.4)$$

где $0 < \xi < 1$.

Выражение (1.4) позволяет определить δ для различных размеров частиц груза (рис. 1.3).

В случае, когда груз состоит из частиц различных размеров, δ может быть определена по выражению

$$\delta = \sum_{j=1}^k \delta_j p_j, \quad (1.5)$$

где δ_j - коэффициент разрыхления, полученный по формуле (1.4) для частиц размерами ξ_j ; p_j - вероятность появления в общей массе груза частиц размером ξ_j .

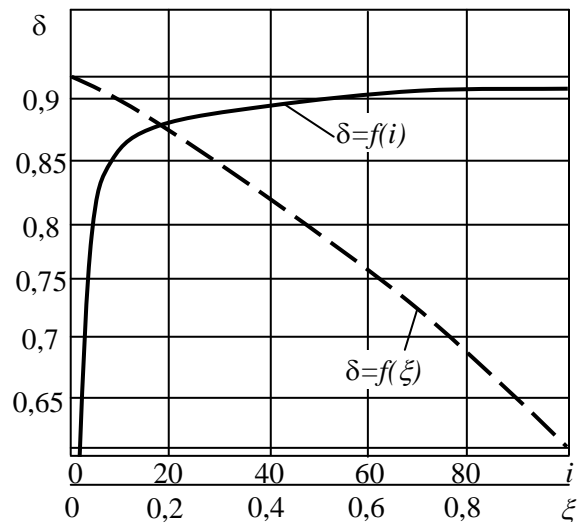


Рисунок 1.3. Влияние степени измельчения и размеров частиц насыпного груза на коэффициент его разрыхления

Полученные выражения (1.4) и (1.5) позволяют уточнить значения плотности насыпного груза в зависимости от его гранулометрического состава.

На основании зависимостей (1.2) и (1.4) можно сделать вывод о том, что с увеличением степени измельчения частиц насыпного груза его плотность растет.

Кроме того, результаты исследований показывают, что минимально возможное значение плотности любых насыпных грузов не меньше $0,604\gamma_{ц}$, а максимально возможное ее значение не превышает $0,906\gamma_{ц}$, что соответствует известным фактическим данным о плотности насыпных грузов.

1.4. Области применения конвейеров

Высокая производительность, непрерывность грузопотока и автоматизация управления обусловили широкое применение конвейеров в различных отраслях народного хозяйства. В ряде случаев одна и та же транспортная операция может быть выполнена различными конвейерами.

При решении задачи рационального выбора типа конвейера, обеспечивающего наибольший технический и экономический эффект, необходимо учитывать следующие факторы: свойства транспортируемых грузов; расположение загрузочных и разгрузочных пунктов, а также расстояния между ними; требуемую производительность машины; требуемую степень автоматизации производственного процесса, обслуживаемого проектируемой транспортной установкой; способ хранения груза в пункте загрузки (в бункерах, штабелях, на стеллажах и т.п.) и характеристику устройства, принимающего груз (конвейер, бункер, технологическая машина и т.п.); характеристику места установки транспортирующего устройства (на открытой местности, в отапливаемом или неотапливаемом помещении); размера пространства, отводимого под транспортную установку; конфигурацию трассы; особые факторы, вызванные спецификой обслуживаемого установкой производства (недопустимость пыления, шума); возможность частого изменения трассы транспортирования или системы адресования; требования техники безопасности и др.

В зависимости от размера кусков груза и его массы по табл. 1.4 и 1.5 может быть произведен ориентировочный выбор типа конвейера с последующим уточнением его конструктивного исполнения.

Характерные типы конвейеров в зависимости от применения, перемещаемого груза и транспортно-технологических функций приведены в табл. 1.6.

Таблица 1.4

Применение конвейеров для насыпных грузов

Наименование груза	Размер кусков, a' , мм	Рекомендуемые типы конвейеров
Кусковой, крупнокусовой, среднекусовой	160...500 60...160	Пластинчатый, ленточный, ленточно-цепной, ленточно-канатный
Мелкокусовой	10...60	Ленточный, двухленточный, элеватор, скребковый, ковшовый
Порошкообразный Пылевидный	0,05-0,5 0,05	Трубчатый, двухленточный, элеватор, скребковый

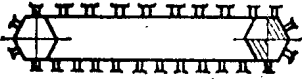
Таблица 1.5

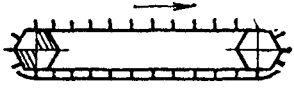

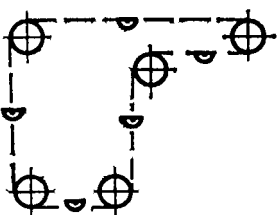
Применение конвейеров для штучных грузов

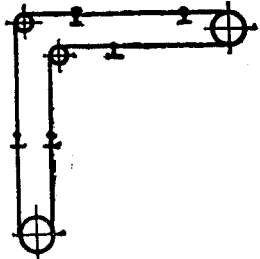
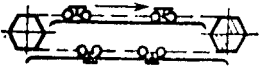
Группа груза	Масса, m , кг	Рекомендуемые типы конвейеров
Легкие	До 15	Ленточный, подвесной, вертикальный одно- и двухцепной
Средние Тяжелые	15...50 50...200	То же Пластинчатый, подвесной, люлечный, тележечный, вертикальный четырехцепной
Весьма тяжелые	200 и более	Грузоведущий, тележечный, вертикальный четырехцепной

Таблица 1.6


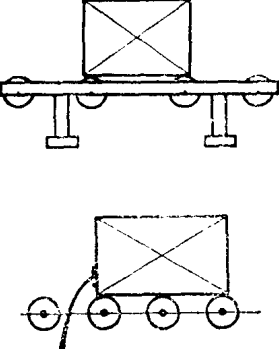
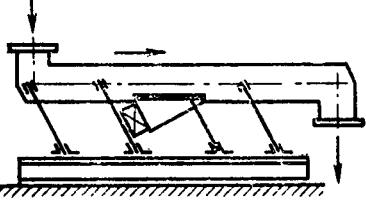

Области применения конвейеров

Тип конвейера	Область применения, перемещаемый груз и транспортно-технологические функции
1	2
Пластинчатый 	<p>Машиностроение - горячие поковки, отливки, опоки, остроконечные отходы штамповочного производства; поточные линии сборки, охлаждения, промывки, сушки, сортировки, термической обработки.</p> <p>Металлургия – крупнокусовая руда, горячий агломерат.</p> <p>Химические заводы и предприятия строительных материалов – нерудные крупнокусовые материалы (например, известняк).</p> <p>Тепловые электростанции – крупнокусовой (недробленый) уголь.</p> <p>Горнорудная и угольная промышленность – крупнокусовые, тяжелые и остроконечные материалы (руда, уголь).</p> <p>Лесная и деревоперерабатывающая промышленность – бревна, пиломатериалы.</p> <p>Различные отрасли промышленности – перемещение пассажиров по горизонтальным и наклонным трассам.</p>

1	2
<p>Скребковый</p> 	<p>Машиностроение – стружка. Металлургия – кокс, измельченная руда, бокситы, формовочная земля, пылевая глина, песок, концентраты и огарки цветных металлов и т.п. Химическая – карбид кальция, известь, коксовая и угольная мелочи, гранулированная сажа, кальцинированная сода, удобрения, ядохимикаты и т.п. Пищевая – зерно, крупяные культуры, мука, отруби, комбикорма и их многочисленные ингредиенты. Целлюлозно-бумажная и деревообрабатывающая – сера, глинозем, молотая известь, мел, древесная щепка, опилки, флотационный серный колчедан, колчеданный огарок и т.п. Энергетическая – мелкий уголь, фрезерный торф, каменноугольная и котельная пыль, зола. Строительных материалов – сухая глина, мелкий гравий, известь, мел, цемент, песок, молотый камень и др. Горнорудная – полезные ископаемые в лавах и забоях. Сельское хозяйство и скотоводство – картофель, кукуруза в початках, корнеплоды, силос, свекловичный жим, навоз; линии приготовления кормов и очистки ферм. Железнодорожный и водный транспорт – погрузка и разгрузка зерновых грузов, удобрений, мелкого угля, песка и т.п.</p>
<p>Ленточный</p> 	<p>Машиностроение, приборостроение, металлургическая, пищевая, химическая и другие отрасли промышленности, строительство и сельское хозяйство – разнородные насыпные и штучные грузы. Открытые горные разработки и шахты – ископаемые; строительные материалы и грунт при сооружении плотин; массовые грузы (уголь, руда на расстояния в десятки километров); погрузочно-разгрузочные работы с массовыми грузами; транспортирование ископаемых на обогатительных фабриках; сырья на металлургических заводах и топлива на тепловых электростанциях и др. объекты.</p>
<p>Ковшовый</p> 	<p>Химическая – хорошо сыпучие сухие химикаты. Энергетическая – размельченный уголь. Строительных материалов – песок, цемент, мелкий гравий, щебень и др.</p>

1	2
<p>Люлечный</p> 	<p>Машиностроение и другие отрасли промышленности – тяжелые и крупногабаритные штучные грузы; технологические установки для гальванопокрытий, травления, сушки и др.</p>
<p>Подвесной</p> 	<p>Машиностроение, приборостроение, химическая, легкая, пищевая и другие отрасли с массовым и крупносерийным производством – легкие, средние и тяжелые штучные грузы, требующие перемещения по пространственным трассам.</p> <p>Автоматизированные склады и пакгаузы – технологические линии погрузочно-разгрузочных операций.</p>
<p>Тележечный</p> 	<p>Машиностроение, строительных материалов, приборостроение – технологические линии длительных процессов сушки, охлаждения, сборки, разливки и т.п.</p>
<p>Грузоведущий</p> 	<p>Машиностроение и другие отрасли промышленности – особо тяжелые штучные грузы, способные передвигаться на колесном ходу, на роликах, по направляющим скольжения и на специальных тележках в процессе технологии изготовления или транспортировки</p>
<p>Элеватор</p> 	<p>Химическая, металлургическая, машиностроение, строительных материалов, пищевая, железнодорожный и водный транспорт, склады, магазины – погрузочные, разгрузочные и расфасовочные работы</p>

1	2
<p>Вертикальный двух- и четырехцепной</p> 	<p>Машиностроение, приборостроение, пищевая и другие отрасли, склады, магазины, библиотеки – тарно-штучные грузы (мешки, ящики, кипы, бочки, книги и др.); линии, требующие промежуточной загрузки – разгрузки</p>
<p>Трубчатый, двухленточный</p> 	<p>Машиностроение, металлургическая, химическая и другие отрасли промышленности – мелкозернистые и пылевидные насыпные грузы</p>
<p>Эскалатор</p> 	<p>Станции метрополитена, торговые, зрелищные, выставочные и спортивные сооружения, шахты и т.д. – перемещение пассажиров с одного уровня на другой</p>
<p>Ленточно-цепной</p> 	<p>Горнорудная, строительная и металлургическая – насыпные грузы</p>
<p>Шагающий</p> 	<p>Машиностроение, приборостроение, пищевая – перемещение опок, объектов сборки и упаковки</p>
<p>Штанговый</p> 	<p>Машиностроение, приборостроение – металлическая стружка в механических цехах</p>

1	2
<p>Винтовой</p> 	<p>Химическая, пищевая и другие отрасли промышленности – хорошо сыпучие сухие пылевидные, мелкозернистые и мелкокусковые грузы</p>
<p>Роликовый</p> 	<p>Машиностроение, приборостроение, металлургическая, деревообрабатывающая, пищевая и другие отрасли промышленности – перемещение по горизонтали или под небольшим углом наклона штучных грузов, имеющих устойчивую опорную поверхность (продольный прокат, слитки, опоки, трубы, бревна, доски, поддоны, ящики, контейнеры и т.п.)</p>
<p>Инерционный</p> 	<p>Химическая, металлургическая, машиностроение, приборостроение, горнорудная, пищевая и др. – сыпучие и штучные грузы (горячие абразивные, химически агрессивные, токсичные и легкоповреждаемые грузы, горелая земля и т.д.)</p>
<p>На воздушной подушке</p> 	<p>Горнорудная, металлургическая, химическая и пищевая – транспортирование насыпных и штучных грузов</p>

1.5. Электрические двигатели приводов конвейеров

Потребность промышленности во взрывозащищенных двигателях до 1929 года частично удовлетворяли асинхронные серии Д, которые выпускал Харьковский электромеханический завод (ХЭМЗ). Недостающие для угольной промышленности двигатели ввозили из-за границы. ХЭМЗ на основе активных частей асинхронных двигателей общепромышленной серии Т создал для угольной промышленности взрывозащищенные асинхронные двигатели серии УТ мощностью от 2,85 до 75 кВт со сварной короткозамкнутой клеткой ротора и изоляцией нагревостойкости класса А. В 1935 г. эту серию модернизировали: медную клетку ротора заменили литой алюминиевой, повысили механическую прочность сварного корпуса и общую массу электродвигателей уменьшили на 10 %.

На смену модернизированной серии УТМ пришли серии МА-140 для стационарных установок и МА-170 для передвижных шахтных механизмов, в том

числе для привода конвейеров. Электродвигатели серии МА-140 имели мощность от 4,5 до 145 кВт (при $2p=4$), напряжение 220/380 В, исполнение по взрывозащите РВ, В2Б и В3Г. Металлоемкость двигателей МА-140 по сравнению с УТМ снизилась примерно на 20 %. Повышенной механической прочностью и приспособленностью к работе в условиях подземной транспортировки угля обладал особый ряд взрывозащищенных двигателей серии МА-170 с влагостойкой изоляцией, стальным корпусом, стальными щитами и естественным охлаждением.

Завод «Электросила» в 1930-1932 гг. разработал и внедрил в производство ряд двигателей БАО (Б - бронированных, А – асинхронных, О – обдуваемых), предназначенных для привода рудничных транспортных механизмов. Серия охватывала диапазон мощностей от 4,5 до 29 кВт только при одной частоте вращения (1500 мин^{-1}). Конструкция имела прочную литую оребренную станину, обдуваемую наружным вентилятором, и медную сварную обмотку ротора. Модернизированная серия получила наименование БАО-2.

В годы Великой Отечественной войны производство взрывозащищенных электродвигателей было перенесено с ХЭМЗа на завод «Кузбассэлектромотор» (г. Кемерово), где возобновился выпуск двигателей МА-140, предназначенных также для нестационарных шахтных механизмов. У новой серии КО, разработанной заводом, мощность от 8 до 100 кВт, частота вращения 3000; 1500; 1000 и 750 мин^{-1} , напряжение 380/660 В, изоляция класса В и взрывозащита РВ и В2Б, а частично и В3Г.

На базе серии КО выпускали электродвигатели КОФ-22-4 мощностью 22 кВт для привода скребковых конвейеров СК-38 и СК-45, работающих на тонких пластах. Из-за недостаточной мощности (20-22 кВт) приходилось увеличивать количество устанавливаемых на этих конвейерах электродвигателей (на приводной и натяжной головках), что при отсутствии транзитных вводов требовало больше магнитных пускателей и питающих кабелей, а следовательно, приводило к росту затрат на установку и эксплуатацию конвейера.

До 1984 г. для привода забойных скребковых и ленточных конвейеров применяли в основном электродвигатели КОФ-32-4 и КОФ-41-4 мощностью 32 и 40 кВт и серии ЭДКОФ мощностью 37; 45 и 55 кВт. Взамен КОФ разработаны и внедрены в производство двигатели 4ВР225М4 и АИУМ225М4, а вместо ЭДКОФ – новые электродвигатели 2ЭДКОФ(В) 250, выпускаемые Первомайским электромеханическим заводом им. К. Маркса (ПЭМЗ). В таблице 1.7 приведены технические характеристики двигателей.

Электродвигатели 2ЭДКОФ применяются в приводах скребковых конвейеров СП-202М, СП-87ПМ, СП-202В1М, СП-301М в составе механизированных комплексов КМ-87, КМ-88, КМТ, МК-98, КМ-103, КМ-130 и их модификаций. Для тонких пластов предназначен конвейер 1СК-38М. Единичная мощность приводных блоков в серийных конвейерах 55 или 110 кВт, суммарная может быть 220 кВт (55×4 или 110×2).

Таблица 1.7

Технические характеристики двигателей

Двигатели	Мощность, кВт	КПД %	cos φ	M_{max}/M_n	M_{min}/M_n	M_n/M_n	Маховый момент ротора, Н·м
2ЭДКОФ250М4	55	92,5	0,86	3,1	2,5	3,2	23,5
2ЭДКОФ250LA4	90	93,0	0,85	3,3	2,5	3,2	42,0
2ЭДКОФ250LB4	110	93,2	0,85	3,2	2,5	3,2	44,5
2ЭДКОФВ250М4	55	92,5	0,85	3,1	2,5	3,2	23,5
2ЭДКОФВ250LA4	90	93,0	0,85	3,3	2,5	3,2	42,0
2ЭДКОФВ250LB4	110	93,2	0,85	3,2	2,5	3,2	44,5
4ВР225М4	45	92,4	0,84	3,2	2,2	2,9	9,75
АИУМ225М4	55	92,5	0,87	3,1	2,4	3,2	9,75

Примечание: Кратность начального пускового тока $I_n/I_n=7,5$.

АО Харьковский завод «Свет шахтера» и холдинговая компания «Лугансктепловоз» освоили производство тяжелых скребковых конвейеров СПЦ-163 с приводными блоками мощностью 2×160 кВт взамен 2×110 кВт и СПЦ-273.

Для дальнейшего увеличения энерговооруженности скребковых конвейеров, особенно СП-301М в комплексах КМ-130 и СП-87ПМ, необходимо создать электродвигатели мощностью 160 кВт, а затем и 250 кВт. Все серийно выпускаемые конвейеры СПЦ спроектированы в 1990 г. с приводными в 1990 г. с приводными блоками и двумя или тремя двигателями (по 110 кВт каждый) для оснащения комплексов высоконагруженных лав прежде всего для КМ-130, КМТ, 1МК-855. Электродвигатели 2ЭДКОФ мощностью до 110 кВт могут работать в продолжительном режиме S1 по ГОСТ 183-74, а также в режимах S3 и S4 при коэффициенте инерции, равном 2.

Учитывая потребности угольной промышленности и машиностроения, в 1998 г. начат серийный выпуск двигателя 2ЭДКЛОФ250L4 мощностью 132 кВт. В таблице 1.8 даны основные параметры электродвигателей мощностью 160-250 кВт, выпускаемых ПЭМЗом с воздушным охлаждением.

Совместно с УкрНИИВЭ завод в 1998 г. создает двигатели ЭКФ для привода скребковых конвейеров мощностью 200, 250 и 315 кВт с водяным охлаждением. Расход охлаждающей воды через корпус двигателя 0,8-1,2 м³/ч.

Основные параметры двигателей с воздушным охлаждением для шахтных скребковых конвейеров представлены в таблице 1.9. Конвейеры изготавливает Харьковский завод «Свет шахтера», а электродвигатели к ним – ПЭМЗ и НПК «Донбасс-электромотор».

В 80-х годах прошлого столетия Гипроуглемаш создал ряд приводов П110Э, БП160Э, БП110 с электродвигателями ЭДКОФ мощностью 90; 110 и 160 кВт. Дальнейшее развитие этого направления было осуществлено научно-

производственным предприятием «Резон-Л», которое разработало приводы нового поколения мощностью 110; 160; 200; 250 и 300 кВт, в том числе унифицированный ряд двухскоростных для скребковых конвейеров. Редуктор и электродвигатель имеют водяное охлаждение, что обеспечивает малые габариты приводов и позволяет применять их в конвейерах СП-301, СПЦ-271, СПЦ-271.38, СПЦ-391, «Анжера 26», «Анжера 30» со ставом длиной 250 – 300 м. Все указанные приводы приняты к производству на АО «Харьковский завод «Свет шахтера».

Таблица 1.8
Основные параметры электродвигателей мощностью 160-250 кВт

Параметры	ЭДКОФВ315М4	ЭДКОФВ315ЛА4	ЭДКОФВ315ЛВ4
Мощность, кВт	160	200	250
КПД, %	93	94,7	95,2
cosφ	0,84	0,84	0,84
Номинальный ток, А	104/180	129/223	158/274
Кратность пускового тока I_n / I_n	8,6	8,0	8,6
Кратность пускового момента M_n / M_n	3,0	2,7	2,6
Кратность максимального момента M_{max} / M_{min}	4,0	4,3	3,8

Таблица 1.9
Основные параметры двигателей с воздушным охлаждением для шахтных скребковых конвейеров

Параметры	СПШ-1	СП-301М	СП-230	СП-326	СП-163	СПЦ-261.62, СПЦ-271, СПЦ-273	СП-72	СП-250
Производительность, т/ч	До 1400	600	720	800	400	До 840	До 600	До 430
Мощность электродвигателей, кВт	До 110×2 или 55×4	110×3	160×3 (4) или 250×2	110×3(4) или 160×2(3)	110×2	До 110×3	До 55×3	До 110×2
Напряжение, В	660/1140	660/1140	660/1140	660/1140	-	660/1140	-	660/1140
Суммарная мощность конвейера, кВт	220	330	До 500	До 480	220	330	220	220

С 1995 по 1997 г. ЗАО «Анжеромаш» и ООО «Конструкторское бюро «МК» совместно разработали типовый ряд скребковых конвейеров серии «Анжера 307Л» для работы в комплексах КМ-130 и КМ-145. Основные техни-

ческие характеристики конвейеров нового типажного ряда приведены в таблице 1.10.

Таблица 1.10

Основные технические характеристики конвейеров нового типажного ряда

Параметры	«Анжера 307Л»	«Анжера 308Л»	«Анжера 349Л»
Производительность, т/ч, при скорости: 0,9 м/см 1 м/с	850 950	1350 1500	1500 1650
Максимальная мощность одного блока в приводе, кВт	200	200	350
Количество приводных блоков	2-4	2-4	2-4
Максимальная длина конвейера, м	250	250	300

Сконструирован и освоен приводной блок БПА200 максимальной мощностью 200 кВт, взаимозаменяемый с серийными блоками мощностью 110 и 160 кВт.

Исследования скребковых конвейеров с двумя импортными блоками мощностью 2×315 кВт (каждый электродвигатель с водяным охлаждением) показали высокую надежность на шахте «Распадская».

На 7-ой Международной выставке Уголь/Майнинг-2002 АО «Харьковский завод «Свет шахтера» представил 11 типов скребковых конвейеров. Модернизированный СПЦ-271М, заменивший серийные СПЦ-271, СПЦ-261.62, СПЦ-263, комплектуется приводными электродвигателями 2 (или 3) ×110;132;140;200 кВт и гидромуфтами. Возможна установка двухскоростных электродвигателей мощностью 55/160 и 65/200 кВт. Конвейер СПЦ-164 для тонких пластов снабжен блоками с двигателями мощностью 110-160 кВт и гидромуфтами, возможны двухскоростные двигатели мощностью 55/160 кВт. Конвейер СПЦ-251 создан на базе СП-250 (СП-202, СП-87ПМ), его тяговый орган на цепях калибра 24×86 мм (тип «Тиле») позволяет увеличить энерговооруженность до 400 кВт, а длину до 250 м и более. Новый конвейер СПЦ-330 имеет приводные блоки с двигателями мощностью 200 и 250 кВт, в том числе и двухскоростными.

Завоевывает позиции в изготовлении современных скребковых конвейеров ОАО «Донецкгормаш», представивши два новых забойных конвейера КСД-26В и КСД-27. В состав типажного ряда КСД входят также КСД-28 (изготовитель НКМЗ) и КСД-210 (завод «Донецкгормаш»). Конвейер КСД-26В транспортирует уголь при нагрузке до 3000 т/сут из очистных забоев длиной до 300 м на пластах мощностью 0,85-1,5 м в составе комплексов МДМ и 1МКД-90 с комбайнами УКД-300, КБТ. Конвейер комплектуется двухскоростными электродвигателями с водяным охлаждением и высокими пусковыми моментами.

Конвейер КСД-27 предназначен для доставки угля из высокопроизводительных (3000-8000 т/сут) лав длиной 220-300 м на пластах мощностью 1,2-2,4 м в составе комплексов 2МКД-90, 3МКД-90, 2КМТ15, 2МКД90Т, 3МКД90Т, 1МКДД, 2МКДД, МДМ с комбайнами РКУ10, РКУ13, 2ГШ68Б, 1ГШ68, ГШ500 и КДК500.

Польская фирма «Фамур» в проспектах представила на выставке «Уголь/Майнинг-2002» компактные планетарные редукторы мощностью 200-250 и 400 кВт. Следует отметить, что комбинированные блочные редукторы конвейеров типа КСД на мощность 250 кВт имеют на 20% меньше габариты, чем польские. Фирма «Дамел» предложила ряд двухскоростных электродвигателей мощностью от 45/132 до 105/315 кВт, зарекомендовавших себя на шахтах Украины как достаточно надежные.

Анализ материалов иностранных фирм позволяет сделать вывод, что украинские скребковые конвейеры и их электроприводы по техническим характеристикам не уступают лучшим образцам, являясь более доступными по цене.

Важной составной частью очистных комплексов являются энерговооруженные (700 кВт) высоконадежные скребковые конвейеры с ресурсом 2,5-5 млн. т горной массы, способные обеспечить переход на отработку пластов лавами длиной 250-350 м. В 1998 г. Донгипроуглемаш начал создавать типажный ряд скребковых конвейеров КСДСС разработки КСД-28. В 2000 г. подготовлена конструкторская документация конвейера КСД-27, опытный образец которого изготовлен ОАО «Донецкгормаш» в 2001 г. Для тонких пологих и пологонаклонных пластов разработаны конвейеры КСД-26 и КСД-26В (для работы с очистным комбайном УКД-300) и КСД-210 – для мощных пластов. Комплектация этих конвейеров электродвигателями с водяным охлаждением мощностью 55/160; 65/200 и 115/350 кВт, обеспечивающими две скорости (рабочую и маневровую), расширяет область применения.

Донгипроуглемаш разработал скребковые конвейеры СПЦ-26 (аналог СПЦ-163) и СП-26 (аналог СП-250) с редукторами мощностью 110/160 кВт. Новый конвейер СП-251 для пластов 0,7-1,3 м имеет тяговый орган, позволивший увеличить мощность приводных блоков со 110 до 160 кВт, суммарную энерговооруженность конвейера с 220 до 420 кВт, а длину става - до 250-300 м.

Учитывая различные горно-геологические условия шахт и требования горняков, разработаны различные конструкции приводов с блоками мощностью 55; 75; 110; 140 и 160 кВт. При 140 и 160 кВт применяется редуктор БПК-160 с водяным охлаждением. Приводные блоки мощностью (1-4)×55 кВт и (1-4)×75 кВт устанавливаются вдоль оси конвейера, мощностью 2×110 кВт – перпендикулярно, а 2×140 кВт и 2×160 кВт – параллельно или перпендикулярно оси.

Заводы электротехнической промышленности Украины изготавливают взрывозащищенные электродвигатели 2ЭДКОФ и АИУМ250 разработок 70-х годов прошлого столетия. Обмотка ротора этих двигателей литая алюминиевая. Исследования показали, что основной причиной выхода из строя конвейерных электродвигателей являются повреждения обмотки статора и ротора. От 30 до

45% повреждений относится к выплавлению алюминиевой обмотки ротора из-за экстремальных нагрузок скребковых конвейеров и частых повторных пусков при заштыбовке конвейера. Отказы происходят также вследствие некачественной заливки ротора алюминием.

Современные отечественные и зарубежные электродвигатели аналогичного назначения изготавливают с роторами, имеющими медные сварные или литые обмотки. Так, обмотки ротора комбайновых двигателей производства Германии выполняют медными сварками, а в Украине – медными литыми (с 1988 г.) или сварными. Комбайновые двигатели ЭКВ4-150, ЭКВ5-250В и ЭКВ6-355 для привода современных угольных комбайнов УКД-300, КДК-500 и КДК-700 выпускают с роторами, у которых медная литая обмотка.

Научно-производственная корпорация «Донбасс-электромотор» изготовила электродвигатели ЭКВ4-150 и ЭКВ5-250В с роторами со сварной медной клеткой и проводит их эксплуатационные испытания. Разработаны и выпускаются новые взрывозащищенные электродвигатели серии ВКДВ (В – взрывозащищенный, К – конвейерный, Д – двигатель, В – высоковольтный на 1140/660В; 250 или 315 – высота оси вращения, мм, при исполнении на лапах), предназначенные для замены устаревших двигателей 2ЭДКОФ и АИУМ, имеют исполнение по взрывозащите РВ 3В.

Отличие новых двигателей от изготавливаемых ПЭМЗом и АО «Южэлектромаш» - роторная обмотка из латунных или медных стержней, соединенных с медными короткозамыкающими кольцами серебряным припоем. У меди более высокая температура плавления (1083°C) по сравнению с алюминием (660°C), а также она может быть, значительно дольше находиться под током короткого замыкания. В табл. 1.11. приведены основные параметры двигателей ВКДВ250-315, они взаимозаменяемы с 2ЭДКОФ, что способствует использованию новых конвейерных электродвигателей взамен старых.

АО «Первомайский электромеханический завод им. К. Маркса» и НПК «Донбасс-электромотор» для привода новых скребковых конвейеров типа КСД и СП-251 выпускают одно- и двухскоростные электродвигатели ЭКВФ с водяным охлаждением (табл. 1.12). Двухскоростные двигатели ЭКВФ изготавливают с соотношением скоростей 1: 3. Наиболее перспективным для скребковых конвейеров является нерегулируемый привод с короткозамкнутым асинхронным двигателем и переключаемым числом пар полюсов.

Анализируя характеристики двигателей с соотношением числа пар полюсов (скоростей) 1: 2 и 1: 3, может сделать следующие выводы. Трогание тягового органа конвейера осуществляется на низкой скорости без удара в отличие от привода с турбомуфтой, а удар возможен при переключении скоростей, причем для привода с двигателем при соотношении 1: 2 он будет в 2,78 раза больше, чем при 1: 3, так как переключение осуществляется при скорости 0,5 и 0,3 номинальной соответственно. Удар при переключении скоростей будет в 4,9 и 13,5 раза меньше, чем при пуске в приводе с турбомуфтой для двигателей с соотношением скоростей 1: 2 и 1: 3, так как переключение совер-

шается при скоростях 0,5 и 0,3 номинальной, а включение турбомуфты – при скорости 0,9 номинальной. Кроме того, к маховому моменту ротора добавляется маховый момент ведущего колеса турбомуфты. При соотношении скоростей 1: 3 включение произойдет сразу вместе с троганием тягового органа конвейера, а при 1: 2 – значительно позже.

Таблица 1.11

Основные параметры двигателей ВКДВ250-315

Двигатели	Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, мин ⁻¹	Напряжение U _н , В	КПД, %	cos φ	M _н /M _н	M _{max} /M _н	M _{min} /M _н
ВКД250М4	55	1500	660/380	92,5	0,86	2,8	3,3	2,4
ВКДВ250М4	55	1500	1140/660	92,5	0,86	2,8	3,3	2,4
ВКДВ250LA4	90	1500	1140/660	93,0	0,85	2,8	3,2	2,4
ВКДВ250LB4	110	1500	1140/660	93,0	0,85	2,8	3,2	2,4
ВКДВ250LC4	140	1500	1140/660	93,4	0,86	2,7	3,2	2,4
ВКДВ315LA4	160	1500	1140/660	94,0	0,85	2,7	3,0	2,0
ВКДВ315LB4	200	1500	1140/660	94,0	0,85	2,7	3,0	2,2
ВКДВ250LB6	75	1000	1140/660	92,0	0,77	2,7	3,0	2,0
ВКДВ250LC6	95	1000	1140/660	92,2	0,77	2,7	3,0	2,5

Таблица 1.12

Основные характеристики одно- и двухскоростных электродвигателей ЭКВФ с водяным охлаждением

Двигатели	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Ток* статора, А, при напряжении		КПД*, %	cos φ*	I _н /I _н	M _н /M _н	M _{max} /M _н
			660 В	1140 В					
ЭКВФ315LA4	250	1482	271	157	94,0	0,86	7,4	3,0	3,0
ЭКВФ315LB4	315	1482	340	197	94,3	0,86	7,5	3,0	3,0
ЭКВФ315M12/4	55/160	488/482	105/180	61/104	84,5/92,8	0,54/0,84	3,4/6,5	3,0/3,0	3,0
ЭКВФ355L12/4	85/250	485/487	113/229	67/133	84,6/91,9	0,58/0,83	3,5/7,5	2,8/2,3	3,0
ЭКВФ355LI2/4	85/250	483/486	140/270	81/156	88,5/94,1	0,6/0,86	3,7/7,2	2,5/2,0	2,6
ЭКВФ355LA2/4	102/315	486/1471	173/342	88/93,7	88,5/93,7	0,6/0,86	4,1/8,3	3,0/2,4	2,6

*Значения даны при номинальной нагрузке

Таким образом, для привода скребковых конвейеров целесообразно применять двухскоростные асинхронные короткозамкнутые двигатели с соотношением пар полюсов 1: 3. Забойные конвейеры нового технического уровня стабильно обеспечивают выдачу угля из лавы при высокой энерговооруженности (до 400-700 кВт) и, как правило, при комплексации двухскоростными асинхронными двигателями (соотношение 2: 3) с водяным охлаждением и роторами, имеющими медную обмотку.

1.6. Режимы работы и классы использования

Режимы работы конвейера характеризуются нагрузками и продолжительностью их действия, обуславливаются классами использования конвейера по времени, производительности и натяжению тягового органа, определяют условия расчета элементов конвейера на прочность и долговечность, а также служат показателями фактического эксплуатационного использования машин.

Использование конвейера по времени характеризуются коэффициентами относительного времени плановой работы конвейера за сутки $k_{сут}$ и год $k_{год}$:

$$k_{сут} = \frac{t_{сут}}{t'_{сут}}; \quad k_{год} = \frac{t_{год}}{t'_{год}} \quad (1.6)$$

где $t_{сут}$, $t_{год}$ – плановое время работы конвейера за сутки и год соответственно; $t'_{сут}$, $t'_{год}$ – календарное время работы конвейера за сутки и год соответственно.

Основными определителями режима являются классы их использования по времени (B) и производительности (Π), они пригодны для конвейеров с тяговым элементом и без него.

Распределение классов использования по времени в зависимости от пределов времени работы конвейера приведено в табл. 1.13.

Таблица 1.13

Классы использования конвейеров по времени

Классы по времени	Сутки		Год	
	$k'_{сут}$, ч	$k_{сут}$	$t'_{год}$, ч	$k_{год}$
B1	До 5	До 0,20	До 1600	До 0,20
B2	5...7	0,20...0,32	1600...2500	0,20...0,32
B3	7...16	0,32...0,63	2500...4000	0,32...0,50
B4	16...24	0,63...1,00	4000...6300	0,50...0,80
B5	24	1,0	6300...8000	0,80...1,00

По производительности конвейеры характеризуются коэффициентом k_n , значение которого определяется по формуле.

$$k_n = \frac{Q_{м ср}}{Q_{м max}} = \frac{Q_{ит. ср}}{Q_{ит. max}}, \quad (1.7)$$

где $Q_{м ср}$, $Q_{м max}$ – средняя и максимальная массовые производительности конвейера соответственно, шт./ч; $Q_{шт. ср}$, $Q_{шт. max}$ – средняя и максимальная штучные производительности конвейера соответственно, шт./ч.

Классы использования конвейера по производительности принимают в зависимости от k_n :

k_n	До 0,25	0,25...0,63	0,63...1,0
Класс	П1	П2	П3

Классы использования конвейера по грузоподъемности (H) и по натяжению тягового органа (L) являются дополнительными признаками и учитываются в проверочных расчетах и сравнительном анализе эксплуатируемых конвейеров, а также в расчетах долговечности элементов конвейера.

Использование конвейера по грузоподъемности грузонесущего органа (тележки, подвески, каретки, настила, платформы и т.п.) при транспортировании штучных грузов характеризуются коэффициентами максимальной k_{max} и эквивалентной $k_{эkv}$ загрузки грузонесущего органа конвейера (табл. 1.14).

$$k_{max} = \frac{F_{max}}{F_{ном}}$$

где F_{max} – максимальная фактическая загрузка одной тележки на рабочей ветви, кг; $F_{ном}$ – номинальная грузоподъемность или расчетная загрузка тележки, кг;

$$k_{эkv} = \sqrt{\frac{1}{T_{ц}} \sum_1^n \left(\frac{F_i}{F}\right)^2 t_i}, \quad (1.8)$$

где F_i – фактическая загрузка одной тележки на отдельных участках трассы конвейера, кг; t_i – время движения тележки с загрузкой F_i в одном цикле, мин; $T_{ц}$ – время одного полного цикла работы тележки, т.е. время ее полного кругооборота по всей трассе конвейера, мин; n – количество участков с различными нагрузками F_i .

Классы использования конвейера по натяжению тягового органа характеризуются коэффициентами максимального k'_{max} и эквивалентного $k'_{эkv}$ натяжения (табл. 1.15):

$$k'_{max} = \frac{S_{max}}{S_{дон}} \quad (1.9)$$

где S_{max} , $S_{дон}$ – натяжения выбранного типоразмера тягового органа максимальное (фактическое, расчетное) и допускаемое соответственно, Н;

$$k'_{эkv} = \frac{1}{T_{ц}} \sum \left(\frac{S_i}{S_{дон}}\right) t'_i, \quad (1.10)$$

где S_i – натяжение тягового органа на отдельном участке трассы (по диаграмме натяжения), Н; t'_i – время действия натяжения S_i в одном цикле, мин.

Таблица 1.14
Классы использования конвейеров
по грузоподъемности
грузонесущего органа

Класс загрузки	Коэффициент загрузки	
	k_{max}	$k_{эkv}$
Н1	до 0,50	до 0,25
Н2	0,50...0,63	0,25...0,50
Н3	0,63...1,00	0,50...0,80

Таблица 1.15
Классы использования
конвейеров по натяжению
тягового элемента

Класс натяжения	Коэффициент натяжения	
	k'_{max}	$k'_{эkv}$
k'_{max}	$k'_{эkv}$	k'_{max}
до 0,63	до 0,16	до 0,63
0,63...0,80	0,16...0,32	0,63...0,80

Установленные классы использования регламентируют пять режимов работы конвейеров (табл. 1.16 и 1.17)

Таблица 1.16
Режимы работы конвейера в зависимости от класса по времени

Класс по времени	Класс использования								
	по производительности			по грузоподъемности			по натяжению		
	<i>П1</i>	<i>П2</i>	<i>П3</i>	<i>Н1</i>	<i>Н2</i>	<i>Н3</i>	<i>Ц1</i>	<i>Ц2</i>	<i>Ц3</i>
<i>В1</i>	<i>ВЛ</i>	<i>ВЛ</i>	<i>Л</i>	<i>ВЛ</i>	<i>ВЛ</i>	<i>Л</i>	<i>ВЛ</i>	<i>Л</i>	<i>С</i>
<i>В2</i>	<i>Л</i>	<i>Л</i>	<i>С</i>	<i>Л</i>	<i>Л</i>	<i>С</i>	<i>Л</i>	<i>Л</i>	<i>С</i>
<i>В3</i>	<i>С</i>	<i>С</i>	<i>Т</i>	<i>С</i>	<i>С</i>	<i>Т</i>	<i>С</i>	<i>С</i>	<i>Т</i>
<i>В4</i>	<i>Т</i>	<i>Т</i>	<i>ВТ</i>	<i>Т</i>	<i>Т</i>	<i>ВТ</i>	<i>Т</i>	<i>Т</i>	<i>ВТ</i>
<i>В5</i>	<i>Т</i>	<i>ВТ</i>	<i>ВТ</i>	<i>Т</i>	<i>Т</i>	<i>ВТ</i>	<i>Т</i>	<i>ВТ</i>	<i>ВТ</i>

Примечание: Обозначение режимов работы конвейера: *ВЛ*- весьма легкий, *Л*- легкий, *С*- средний, *Т*- тяжелый, *ВТ*- весьма тяжелый.

Таблица 1.17
Режимы работы и примеры использования конвейеров

Время работы в сутки	Класс использования по времени	Режим работы	Пример использования работы
Менее одной смены	<i>В1</i>	<i>ВЛ</i>	Периодически работающие конвейеры, например, на отдельных секциях склада; для уборки стружки или просыпи земли
Одна смена Две смены Три смены	<i>В2</i> <i>В3</i> <i>В4</i>	<i>Л</i> <i>С</i> <i>Т</i>	Конвейеры всех видов, непрерывно работающие на предприятиях различных отраслей промышленности
Круглосуточно	<i>В5</i>	<i>ВТ</i>	Конвейеры для непрерывных технологических процессов в химической, металлургической и других отраслях промышленности (например, конвейер для подачи шихты в доменную печь)

1.7. Характеристики условий работы

Выбор конструкции конвейера и его элементов, материалов для их изготовления, расчетных коэффициентов сопротивления движению ходовой части, долговечности, назначения вида смазочных материалов обуславливается производственными и климатическими условиями, в которых будет эксплуатироваться конвейер.

Существует ряд обозначений исполнения конвейеров для микроклиматических районов с климатом: умеренным – *У*, холодным – *ХЛ*, влажным тропическим – *ТВ*, сухим тропическим – *Т*, для всех микроклиматических районов на суше (общеклиматическое исполнение) – *О*.

Характеристики температурных условий работы конвейеров приведены в табл. 1.18.

Если конвейер устанавливается в нескольких помещениях с различными производственными и температурными условиями, то в качестве расчетной базы принимается помещение с наихудшими условиями.

Таблица 1.18

Температурные условия работы конвейеров

Характерные примеры производственных установок	Климатическое исполнение	Температура окружающей среды, °С		Характерные значения температурного коэффициента β , %	Категория помещения (ГОСТ 15150)
		от	до		
Конвейеры, работающие на открытом воздухе и в неотапливаемом помещении	<i>ХЛ; О</i> <i>У</i>	+ 40	-60	100	1,2 и 3
		+ 40	-45	100	1,2,3
Конвейеры, работающие в отапливаемых помещениях	<i>У</i>	+ 35	+ 10	100	4
Конвейеры, проходящие через сушильные и морозильные камеры	<i>Т</i>	+ 120	+ 10	20.....50	4
		+ 350	+ 10	10.....30	4
Конвейеры, проходящие через охлаждаемые и морозильные камеры	-	+ 35	- 20	10...50	4

Пожаро- и взрывоопасные среды регламентируются специальными нормативными материалами применительно к каждой конкретной отрасли промышленности.

Влияние температуры окружающей среды характеризуется температурным коэффициентом β , %, показывающим в процентах отношение продолжительности времени t движения ходовой части конвейера в зоне предельных температур ко времени цикла $T_{ц}$ полного кругооборота ходовой части конвейера:

$$\beta = \frac{t}{T_{ц}} \cdot 100$$

Температурный коэффициент характеризует циклограмму воздействия температуры окружающей среды на ходовую часть конвейера в каждом цикле ее движения.

При выборе расчетных коэффициентов и анализе эксплуатационных данных необходимо учитывать режим работы и группу производственных и температурных условий окружающей среды.

Вопросы для самоконтроля к главе 1

1. Почему необходимо знать основные свойства грузов при расчете подъемно-транспортных машин?
2. Назовите важнейшие физико-механические свойства насыпных грузов.
3. Что понимают под углом естественного откоса?
4. Какие виды трений различают при анализе технологических свойств грузов?
5. Назовите характерные типы конвейеров в зависимости от применения, типа перемещаемого груза и транспортно-технологических функций.
6. Какими параметрами характеризуются классы использования конвейеров?
7. Перечислите и охарактеризуйте конвейеры в зависимости от климатических условий работы.

ГЛАВА 2

ОСНОВЫ ТЕОРИИ КОНВЕЙЕРОВ

2.1. Уравнения движения конвейера и колебаний тяговых органов

Если представить конвейер как недеформированную систему, то уравнение его движения имеет вид:

$$F = W_0 + B + W_a, \quad (2.1)$$

где F – полное тяговое усилие, развиваемое приводом, Н; W_0 – статическое тяговое усилие (кратко «тяговое усилие»), которое необходимо приложить к тяговому органу для его перемещения с постоянной скоростью, Н; B – сила торможения, возникающая при замыкании тормозов, Н; W_a – инерционное сопротивление движению, Н.

Все силы в (2.1) приведены к окружности приводного барабана (звездочки).

Уравнение движения в фазе пуска

$$F_{\max} = W_0 + W_{\text{пуск}}, \quad (2.2)$$

где F_{\max} – максимальное тяговое усилие, которое приближенно можно определить, исходя из номинального тягового усилия $F_{\text{ном}}$ и кратности пускового момента двигателя λ .

$$F_{\max} = \lambda F_{\text{ном}} = \lambda \frac{1000\eta N_{\text{ном}}}{v}, \quad (2.3)$$

где $N_{\text{ном}}$ – номинальная (паспортная) мощность привода, кВт; v – номинальная скорость тягового органа, м/с; η – КПД привода.

$$W_{\text{пуск}} = \dot{M} a_{\text{пуск}}, \quad (2.4)$$

где \dot{M} – приведенная к окружности масса приводного барабана (звездочки) движущихся частей конвейера, кг

$$\dot{M} = \dot{M}_{\text{пост}} + \dot{M}_{\text{вр}}, \quad (2.5)$$

где правая часть представляет собой сумму приведенных масс, совершающих поступательное и вращательное движения.

$$\dot{M}_{\text{пост}} = \frac{L}{g} (2q'_0 + 2k_1 q''_0 + k_2 q). \quad (2.6)$$

Здесь L – длина конвейера, м; q'_0 – погонная масса тяжести тягового органа, Н/м; q''_0 – погонная сила тяжести присоединенных к тяговому органу элементов (в скребковом конвейере – скребки; в пластинчатом конвейере – пла-

стины и т.д.), $q'_0 + q''_0 = q_0$, Н/м; k_1 – коэффициент совместности движения массы $\frac{q''_0}{g}$ с тяговым органом, который тем больше, чем жестче связь присоединенного элемента с тяговым органом (для скребковых конвейеров: одноцепного - 0,8...0,9; двухцепного - 1,0; для пластинчатых конвейеров: с креплением пластины в одной точке - 0,8...0,9; в двух точках - 0,9, для элеваторов - 1,0); q – погонная нагрузка (т.е. погонная сила тяжести транспортируемого груза), Н/м; k_2 – коэффициент совместности движения массы $\frac{q}{g}$ (для скребкового конвейера - 0,3...0,5; для ленточного и пластинчатого конвейеров - 0,8...0,9); $a_{пуск}$ – пусковое ускорение, м/с².

Масса $\dot{M}_{ер}$ складывается из приведенных масс ротора двигателя с муфтой, редуктора, головного вала с муфтой и приводными барабанами (звездочками), хвостового вала и других валов с отклоняющимися барабанами (звездочками), вращающихся частей роликоопор и т.д. Основное влияние имеют быстровращающиеся узлы, в первую очередь массы ротора двигателя и муфты.

$$\dot{M}_{ер} = \frac{(1,2 \div 1,3)(GD^2)_p i^2}{gD_{\delta}^2}, \quad (2.7)$$

где 1,2...1,3 – коэффициент, учитывающий инерцию муфты и вращающихся частей редуктора; $(GD^2)_p$ – маховый момент ротора двигателя; i – передаточное число редуктора; D_{δ} – диаметр барабана (звездочки).

Решая совместно (2.2) и (2.4) получим

$$a_{пуск} = \frac{F_{макс} - W_0}{\dot{M}}. \quad (2.8)$$

Уравнение движения в фазе торможения

$$O = W_0 + B + W_{торм} = W_0 + B + \dot{M}a_{торм}.$$

Тормозное замедление

$$a_{торм} = -\frac{W_0 + B}{\dot{M}}. \quad (2.9)$$

Найденные $a_{пуск}$ и $a_{торм}$ полезны, поскольку позволяют ориентировочно определить другие кинематические параметры переходных режимов, а также возникающие нагрузки. Выражения (2.7) и (2.9) приближены потому, что при их выводе не учтена электромеханическая характеристика привода, определяемая характеристиками двигателя, редуктора, муфты. Кроме того, тяговый орган рассмотрен как недеформируемое тело.

На самом деле тяговый орган обладает свойством упругости; в нем протекают сложные динамические и квазистатические переходные процессы. Свойство упругости характеризуется продольной жесткостью тягового органа

E_0 (H), представляющей собой отношение силы к относительной деформации (E_0 – условная нагрузка, при которой относительная деформация равна единице).

Жесткость тяговых цепей равна: разборных – $1,8 \cdot 10^7$ Н/м, круглозвенных с шагом 64 мм – $2,4 \cdot 10^7$ Н/м; круглозвенных с шагом 80 мм – $4,2 \cdot 10^7$ Н/м.

Жесткость тканевых конвейерных лент не является достаточно стабильной величиной.

Жесткость единицы площади сечения резинотросовых лент рекомендуется принимать равной: при ширине ленты 1000 и 1200 мм и диаметре троса 4,2 мм – $5,8 \cdot 10^6$ Н/см², при ширине ленты 1200 мм и диаметре троса 5,1 мм – $6,7 \cdot 10^6$ Н/см². По другим данным $\frac{E_0}{B} = 6 \cdot 10^6$ Н/см.

Для вывода уравнения колебаний тягового органа уподобим его однородному упругому стержню, т.е. сведем задачу к системе с распределенными параметрами.

Выделим на порожней ветви конвейера элементарный участок длиной δx (рис. 2.1). Смещение любого сечения u является функцией положения x и времени t , а относительная деформация $\frac{\partial u}{\partial x}$. Силы в сечениях x , $x+\delta x$ и приращение δS составляют

$$S = E_0 \frac{\partial u_{nop}}{\partial x}; \quad (2.10)$$

$$S + \delta S = E_0 \left(\frac{\partial u_{nop}}{\partial x} + \frac{\partial^2 u_{nop}}{\partial x^2} \delta x \right); \quad (2.11)$$

$$\delta S = E_0 \frac{\partial^2 u_{nop}}{\partial x^2} \delta x. \quad (2.12)$$

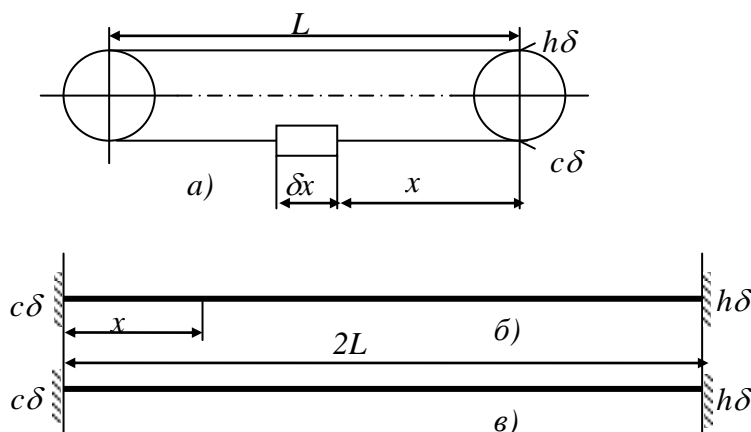


Рисунок 2.1 Расчетные схемы колебаний тяговых органов:
 а – к выводу уравнений колебаний; б – расчетная схема для закритического натяжения; в – расчетная схема для докритического натяжения

Уравнение движения рассматриваемого элемента

$$E_0 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \delta x - \frac{q'_0 + k_1 q''_0}{g} \left(a + \frac{\partial^2 u_{nop}}{\partial t^2} \right) \delta x = 0, \quad (2.13)$$

где a – абсолютное переносное ускорение; $\frac{\partial^2 u_{nop}}{\partial t^2}$ – ускорение (относительное) при упругих смещениях.

Преобразуя (2.13), получим выражение, называемое в математической физике волновым уравнением с правой частью

$$C_{nop}^2 \frac{\partial^2 u_{nop}}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u_{nop}}{\partial t^2} = a, \quad (2.14)$$

где

$$C_{nop} = \sqrt{\frac{E_0 g}{q'_0 + k_1 q''_0}}. \quad (2.15)$$

Параметр C_{nop} является скоростью распространения динамической волны на порожней ветви (скорость звука), м/с.

Аналогично для грузной ветви

$$C_{gp} = \sqrt{\frac{E_0 g}{q'_0 + k_1 q''_0 + k_2 q}}. \quad (2.16)$$

Если принять некоторое усредненное значение C по отношению к C_{nop} и C_{gp} , то для всего конвейера получим уравнения колебаний:

- вынужденных

$$C^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a; \quad (2.17)$$

- собственных

$$C^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0. \quad (2.18)$$

Во многих конструкциях конвейеров (например, ленточных или пластинчатых) тяговый орган провисает между опорами. Поэтому продольное сечение зависит не только от жесткости E_0 , но и от силы, с которой тяговый орган натянут. Учитывая это, следует в формулах (2.15) и (2.16) пользоваться приведенной жесткостью, определяемой как деформацией тягового органа, так и натяжением.

Доказать, что C является скоростью распространения динамической волны можно на примере порожней ветви (2.15). Распространение волны вызывает уменьшение $q'_0+k_1q''_0$ в $1+\frac{\partial u}{\partial x}$ раз. Погонная масса изменится на

$$\Delta(q'_0+k_1q''_0) = q'_0+k_1q''_0 - \frac{q'_0+k_1q''_0}{1+\frac{\partial u}{\partial x}} \approx (q'_0+k_1q''_0) \frac{\partial u}{\partial x}. \quad (2.19)$$

За время Δt через какое-либо сечение тягового органа пройдет «участок деформации» длиной $\Delta l_1 = C_{нор}\Delta t$. Масса этого участка

$$\Delta m = \Delta l \frac{\Delta(q'_0+k_1q''_0)}{g} = C \frac{\partial u}{\partial x} \cdot \frac{q'_0+k_1q''_0}{g} \Delta t. \quad (2.20)$$

Приравняв изменение количества движения $\Delta m C_{нор}$ импульса упругой силы $E_0 \frac{\partial u}{\partial x} \Delta t$, будем иметь

$$C_{нор}^2 \frac{\partial u}{\partial x} \cdot \frac{q'_0+k_1q''_0}{g} \cdot \Delta t = E_0 \frac{\partial u}{\partial x} \Delta t, \quad (2.21)$$

что после очевидных преобразований возвращает к (2.15).

Физическую картину образования и движения динамической волны можно проследить на примере волны растяжения (рис. 2.2).

На схеме четыре строки показывают взаимное положение отдельных сечений (a, b, c, d) тягового органа в последовательные моменты времени.

В начальный момент времени принято, что тяговый орган равномерно деформирован по всей длине. Поэтому расстояния между отдельными сечениями одинаковы. Распространение динамической волны (рис. 2.3) начинается со смещения сечения a вправо относительно сечения c , что происходит вследствие приложения к сечению a кратковременной растягивающей силы, которая, вызвав смещение, исчезает. Вследствие смещения сечения a на участке ab возникают упругие силы растяжения, вызывающие смещение сечения b вправо относительно сечения c . Появляющиеся при этом силы упругости на участке bc приводят к смещению сечения c . Далее происходит смещение сечения d и т.д. Упругие смещения элементов будут передаваться от сечения к сечению и вдоль тягового органа справа налево распространится динамическая волна.

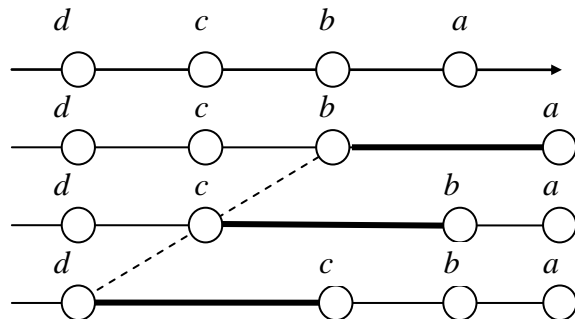


Рисунок 2.2 Схема распространения динамической волны растяжения

Аналогично распространяется и волна сжатия.

Для решения (2.18) необходимо располагать граничными условиями, т.е. значениями смещения u и относительной деформации $\frac{\partial u}{\partial x}$ в «граничных» точках: при $x = 0$ (точка сбега-ния) и при $x = 2L$ (точка набега-ния).

Граничные условия зависят от многих факторов и, в частности, от значения суммарного (статического в сумме с динамическим) натяжения (усилия в сечении) тягового органа, принимая во внимание, что динамические нагрузки могут быть как положительными, так и отрицательными.

«Закритическими» будем называть такие динамические нагрузки, при которых суммарное натяжение не падает до нуля ни в одной точке тягового органа. В этом случае «приводными» являются две точки: набегания и сбега-ния. При «докритических» нагрузках натяжение в одной из точек контура, чаще всего в точке сбега-ния, падает до нуля. В этом случае «приводной» является только точка набегания, а точка сбега-ния может быть рассмотрена как свободная. В первом случае система моделируется как стержень с обоими заделанными концами, во втором – с одним заделанным концом, а вторым – свободным. Отсюда и вытекает формулировка граничных условий:

- при закритических нагрузках

$$u_{/x=0} = 0; \quad u_{/x=2L} = 0; \quad (2.22)$$

- при докритических нагрузках

$$\frac{\partial u}{\partial x} /_{x=0} = 0; \quad u_{/x=2L} = 0. \quad (2.23)$$

Граничные условия для более сложных случаев приведены в специальной литературе.

Определим частоту основного тона собственных колебаний тягового органа для условия (2.22). Как известно, частное решение (2.18) может быть представлено в форме

$$u = \Theta(C \cos \lambda x + D \sin \lambda x), \quad (2.24)$$

где Θ - функция одного только времени; λ - характеристическое число, определяющее частоту собственных колебаний; C и D – постоянные интегрирования.

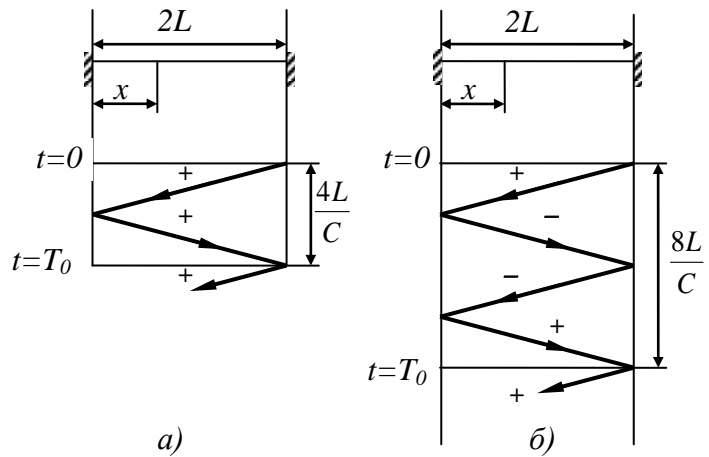


Рисунок 2.3. Графическое изображение периода основного тона колебаний при натяжениях: а – закритическом; б - докритическом

Используя (2.22), получим уравнение частот

$$\sin \lambda 2L = 0. \quad (2.25)$$

Отсюда

$$\lambda = 0; \pm \frac{\pi}{2L}; \pm \frac{2\pi}{2L}; \dots \quad (2.26)$$

Отбрасывая решение $\lambda=0$ (при этом $E=\infty$, т.е. колебаний нет) и учитывая лишь положительные значения λ , получим период основного тона собственных колебаний

$$T_0 = \frac{2\pi}{C\lambda} = \frac{4L}{C}. \quad (2.27)$$

Подобным образом, используя (2.23) для докритических нагрузок, получим

$$T_0 = \frac{8L}{C}. \quad (2.28)$$

Периоды обертонов кратны периоду основного тона.

Физическую сущность (2.27) и (2.28) покажем на схемах распространения и отражения волн относительных деформаций (усилий) (рис. 2.4). Доказано, что при отражении волны от закрепленного граничного сечения эквивалентного стержня ее знак не меняется, а от свободного сечения – меняется на противоположный.

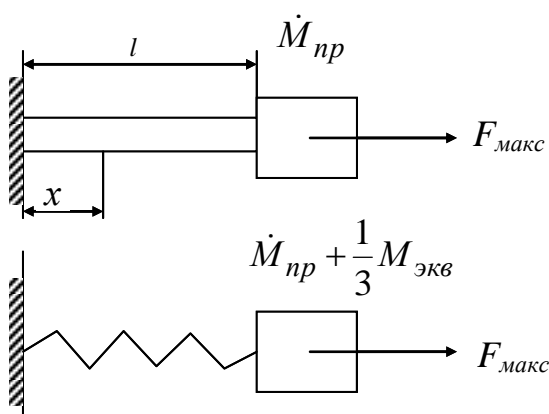


Рисунок 2.4 Расчетные схемы процесса резкого торможения тягового органа

Поэтому при закритической нагрузке (рис. 2.4) изменение знака волны не происходит. Поэтому система, совершив цикл колебаний, спустя время $\frac{4L}{C}$

приходит в первоначальное положение, т.е. продолжительность этого цикла и есть период колебаний. При докритической нагрузке (рис. 2.4) отражение волны от сечения $x=0$ сопровождается изменением знака волны, а от сечения $x=2L$ не сопровождается изменением знака. Таким образом, для того, чтобы система пришла в первоначальное состояние, волне надо

пробежать вдоль тягового органа четыре раза. Время этого пробега, равно $8L/C$, и есть период колебаний.

При эксплуатации цепных, особенно скребковых конвейеров наблюдаются заклинивания тягового органа в направляющих на некотором расстоянии от привода. Расчетная схема при этом принимает вид стержня с одним заделанным концом, и вторым, - несущим приведенную массу привода $\dot{M}_{пр}$ (рис. 2.4).

$\dot{M}_{пр}$ включает в себя только приведенные массы вращающихся частей привода

и муфты и не включает другие вращающиеся массы, расположенные вне привода. Поэтому $\dot{M}_{np} < \dot{M}_{gp}$, но это отличие не велико.

Наиболее опасно, если заклинивание произойдет на верхней (груженной) ветви. В этом случае масса эквивалентного стержня

$$\dot{M}_{экс} = \frac{l}{g}(q'_0 + k_1 q''_0 + k_2 q), \text{ кг.} \quad (2.29)$$

Процесс колебаний описывается уравнением (2.18), которое интегрируется при следующих начальных и граничных условиях

$$u|_{t=0} = \frac{S_0 x}{E_0}; \quad \frac{\partial u}{\partial t}|_{t=0} = v_0; \quad (2.30)$$

$$u|_{x=0} = 0; \quad E_0 \frac{\partial u}{\partial x}|_{x=l} = -\dot{M}_{np} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}|_{x=l} + F_{дв}; \quad (2.31)$$

где S_0 и v_0 – соответственно усилие в тяговом органе и скорость его перед заклиниванием; $F_{дв}$ – усилие согласно (2.3).

Первое из (2.30) показывает, что в начальный момент упругое смещение пропорционально S_0 , обратно пропорционально E_0 . Второе из (2.30) показывает, что скорость любого сечения равна v_0 .

Первое из (2.31) говорит, что в заземленном сечении смещение отсутствует, а второе – что усилие в месте прикрепления массы \dot{M}_{np} равно инерционной нагрузке этой массы с усилием, развиваемым двигателем за счет электромагнитного момента.

В уравнении (2.18) скорость динамической волны

$$C = \sqrt{\frac{E_0 l}{\dot{M}_{экс}}}. \quad (2.32)$$

Подобным образом могут быть составлены начальные и граничные условия для других режимов и других систем конвейеров.

Для упрощения перейдем от рассмотрения тяговых органов, как систем с распределенными параметрами, к системам с сосредоточенными параметрами. В частности, при решении рассмотренной выше задачи о заклинивании можно приближенно учесть массу $\dot{M}_{экс}$, если иметь в виду, что, чем меньше l , тем больше динамические нагрузки (в сечении $x = l$). Тогда, согласно принципу Релея, следует к массе на конце эквивалентного стержня \dot{M}_{np} прибавить

$\frac{1}{3} \dot{M}_{экс}$ (рис. 2.5). При этом уравнение колебаний принимает вид

$$\dot{M}'_{np} \frac{d^2 u}{dt^2} + C \cdot u - F_{дв} = 0, \quad (2.33)$$

где $C = \frac{E_0}{l}$ - упругая постоянная тягового органа, Н/м; $\dot{M}'_{np} = \dot{M}_{np} + \frac{1}{3}\dot{M}_{экр}$ - суммарная приведенная масса, кг; $F_{дв}$ - приведенное усилие, развиваемое двигателем.

2.2. Производительность конвейера

Масса груза, расположенная на 1 м длины конвейера, при насыпной массе γ (т/м³) и средней площади поперечного сечения струи (потока) F (м²)

$$m = F\gamma, \text{ т/м.} \quad (2.34)$$

Коэффициент ψ заполнения погонного теоретического объема зависит от наличия в этом объеме элементов конвейера (например, цепного тягового органа скребкового конвейера, перегородок полотна пластинчатого конвейера и т.п.). Поскольку объем (м³) имеет длину 1 м, то ψ сводят к отношению следующих площадей поперечного сечения

$$\psi = \frac{F}{F_0}, \quad (2.35)$$

где F_0 - максимально возможная площадь заполнения грузонесущего органа.

Погонная нагрузка конвейера, т.е. сила тяжести груза на 1 м длины конвейера

$$q = g \cdot 1000m = g \cdot 1000F_0\gamma\psi, \text{ Н/м.} \quad (2.36)$$

Масса груза, которая сходит с конвейера за единицу времени, называется массовой производительностью (слово «массовая» обычно опускают). Так, часовая производительность

$$Q = 3600m v_p = 3600F_0\gamma\psi v_p, \text{ т/ч,} \quad (2.37)$$

где v_p - расчетная скорость груза, м/с.

При неподвижном пункте загрузки считают

$$v_p = v C_c, \quad (2.38)$$

где v - средняя скорость движения струи в направлении транспортирования, которую принимают равной скорости тягового органа; C_c - коэффициент скорости для наклонного конвейера (табл. 2.2), учитывающий отличие средней скорости груза от скорости тягового органа, обусловленное в первую очередь скатыванием округлых кусков вниз. Из-за этого при транспортировании вверх средняя скорость груза снижается, а при транспортировании вниз - возрастает. Кроме того, этим коэффициентом учитывают снижение ψ , поскольку F определяется в вертикальной плоскости, а F_0 - в плоскости, перпендикулярной к несущему органу.

Как видно из табл. 2.2, коэффициент для ленточного конвейера при транспортировании под углом наклона 20° может стать недопустимо малым ввиду значительного скольжения груза по ленте. Поэтому ленточные конвейеры при углах более $16...18^\circ$ не применяют.

Пластинчатые конвейеры могут работать и при больших углах, т.к. пластины имеют специальные выступы, предотвращающие скольжение груза.

Таблица 2.2

Коэффициент скорости C_c

Угол наклона, град		-10	-5	0	+10	20
Тип конвейера	скребковый	1,5	1,3	1,0	0,7	0,3
	пластинчатый	1,1	1,05	1,0	0,9	0,8
	ленточный	1,1	1,05	1,0	0,9	0,8-0,1

Если пункт загрузки перемещается вдоль конвейера с некоторой скоростью $v_{загр}$ (типично для лавного скребкового конвейера), то

$$v_p = v C_c \pm v_{загр}. \quad (2.39)$$

где «+» принимается при несовпадении направлений v и $v_{загр}$ (встречное движение рабочей ветви конвейера и струга), а знак «-» в противоположном случае (попутное движение). В частном случае, при попутном движении и $v_{загр} = v_c$ производительность падает до нуля, т.к. загрузка производится на один пункт тягового органа, вследствие чего несущий орган в месте загрузки быстро переполняется. В другом частном случае, если применен быстроходный струг двухстороннего действия, производящий выемку при движении в обоих направлениях, то достаточно условия $v_{загр} \geq v_c$ для того, чтобы возникла двухслойная загрузка несущего органа. Теоретически при дальнейшем росте $v_{загр}$ возможно появление многослойной загрузки. В общем случае производительность скребкового конвейера рассчитывается для попутного движения.

Если положить $\gamma = 1$, то (2.37) преобразуется в объемную производительность ($m^3/ч$). Решая совместно (2.37) и (2.36), получим общую формулу производительности конвейеров

$$Q = 3,6 \frac{q}{g} v_p, \text{ т/ч}, \quad (2.40)$$

откуда

$$q = \frac{Qg}{3,6v_p}, \text{ Н/м}. \quad (2.41)$$

2.3. Силы сопротивления движению тягового органа и режимы работы привода

Если к тяговому органу приложена сила тяги W_0 , то возникают приложенные к нему силы сопротивления движению (кратко «сопротивления»). Таким образом, W_0 – это суммарная активная сила, а сопротивление – суммарная сила реакции.

Сопротивления разделяют на *распределенные* (по длине конвейера) и *сосредоточенные* (в отдельных пунктах конвейера).

Для горизонтального конвейера распределенные сопротивления определяют как произведения сил тяжести груза и движущихся поступательно частей установки на соответствующие *коэффициенты сопротивления движению* (кратко «коэффициенты сопротивления»). В выражения для сопротивлений коэффициент сопротивления формально входит как коэффициент трения, но таковым в действительности не является.

Так, при трении качения (например, ленты о поддерживающие ролики) возникает сложный процесс формирования сопротивлений, несколько не напоминающий процесс трения скольжения. Сопротивление в этом случае зависит от коэффициентов трения качения ленты по роликам и в подшипниках роликов, диаметра ролика и условного диаметра цапфы подшипника. Формально же сопротивление выражают так же, как и при трении скольжения, но вместо коэффициента трения используют коэффициент сопротивления движению.

Даже в скребковом конвейере, где трение качения полностью отсутствуют, коэффициенты трения скольжения груза и тягового органа о желоб не являются коэффициентами сопротивления движению, так как они не учитывают усложнения процесса, вносимые реальной конструкцией и условиями эксплуатации. К основным усложняющим факторам можно отнести трение груза и тягового органа о борта желоба, дополнительные сопротивления неровностей стыков (так называемые «пороги»), сопротивления на изогнутых участках и т.д. Поэтому коэффициенты сопротивления больше соответствующих коэффициентов трения скольжения. Насколько существенно влияние типа конвейера, его конструкций и условий применения на коэффициент сопротивления видно из табл. 2.3.

Распределенные сопротивления определяются на прямолинейных участках конвейера.

Выделим на грузовой ветви конвейера прямолинейный участок длиной 1 м. На этом участке действуют: погонная масса тяжести поступательно движущихся частей конвейера $q = q'_0 + q''_0$ и погонная нагрузка q . Разложим их на перпендикулярные ($q_0 \cos \beta$; $q \cos \beta$) и продольные ($q_0 \sin \beta$; $q \sin \beta$) составляющие, как показано на рис. 2.5.

Произведения перпендикулярных составляющих q_0 и q на соответствующие коэффициенты сопротивления ω' и ω'_1 могут быть названы погонными вредными сопротивлениями. Их направление подобно силам трения противоположно направлению движения ветви. Погонные продольные составляющие сил тяжести направлены вдоль конвейера вниз.

Будем считать положительными силы, действующие против направления движению ветви, т.е. препятствующие движению. Стало быть, вредные сопротивления всегда положительны, а продольные составляющие положительны при движении ветви вверх и отрицательны при движении вниз.

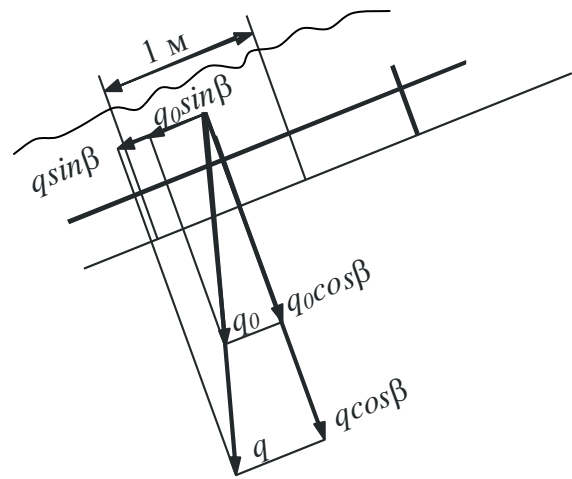


Рисунок 2.5 Схемы разложения гравитационных сил средней части конвейера, формирующих сопротивления

Таблица 2.3

Коэффициенты сопротивления движению

Тип конвейера и условия применения	Коэффициент сопротивления движению
Скребковый	
для цепи: одноцепной без направляющих	0,25 – 0,35
одноцепной с направляющими	0,35 – 0,4
двухцепной без направляющих	0,2 – 0,25
двухцепной с направляющими	0,25 – 0,35
для груза: одноцепной с вертикально-замкнутой цепью	0,35
одноцепной с горизонтально-замкнутой цепью	0,4
двухцепной с направляющими при относительно прямолинейном ставе	0,6
двухцепной при волнистой почве	1,0 – 1,2
Ленточный	
стационарный	0,02 – 0,03
полустационарный и переносной	0,03 – 0,04
для выемочных участков угольных шахт	0,04 – 0,08
Пластинчатый	
на прямолинейных участках трассы	0,02 – 0,03

Кроме того, следует учесть силы вредных сопротивлений вращению роликов, поддерживающих тяговый орган и не совершающих поступательного движения. Они равны произведению погонной силы тяжести роликов верхней ветви q'_p и нижней q''_p на соответствующий коэффициент сопротивления ω'_2 .

Таким образом, для прямолинейного (простого) профиля конвейера, имеющего длину L и угол наклона β , распределенные сопротивления равны: на грузной ветви

$$W_{zp} = [(q\omega'_1 + q_0\omega') \cos \beta \pm (q + q_0) \sin \beta + q'_p \omega'_2] L; \quad (2.42)$$

- на порожней ветви

$$W_{nop} = [q_0(\omega' \cos \beta \mp \sin \beta) + q''_p \omega'_2] L. \quad (2.43)$$

В этих выражениях следует принимать:

- для скребковых конвейеров $q'_p = q''_p = 0$;

- для ленточных конвейеров $\omega'_2 = \omega'_1 = \omega'$;

- для пластинчатых конвейеров $q'_p = q''_p = 0$; $\omega'_1 = \omega'$.

В приведенных выражениях коэффициенты сопротивления для верхней и нижней ветвей обычно принимают одинаковыми, что не точно, т.к. конструкции элементов конвейеров для этих ветвей и условия их работы различны.

Если при движении ветви вниз продольная составляющая сил тяжести по абсолютному значению больше вредных сопротивлений, то сопротивление ветви отрицательно. Это означает, что движение ветви происходит под действием сил тяжести. Сопротивление ветви в этом случае, взятое по абсолютному значению, есть притормаживающее усилие, которое обеспечивает спуск с постоянной скоростью.

Для ветви, перемещающейся вниз, существует некоторый граничный угол между областями положительных и отрицательных значений. При этом угле, называемом «углом равновесия ветви» β_p , сопротивления движению равны нулю.

Если $\beta < \beta_p$, то сопротивление положительно, а если $\beta > \beta_p$, то отрицательно.

Для конвейера сложного профиля (рис. 2.6) сопротивления необходимо подсчитывать по участкам, имеющим различные углы наклона.

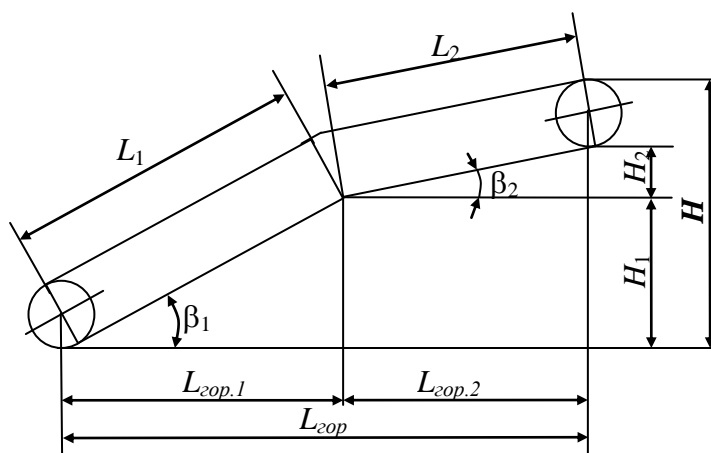


Рисунок 2.6 Схема выпуклого профиля конвейера

Тогда, на основании предыдущего в обобщенном виде можно записать

$$W_{2p} = \sum_{i=1}^{i=n} (AL_i \cos \beta_i \pm BL_i \sin \beta_i) + CL_i ; \quad (2.44)$$

$$W_{nop} = \sum_{i=1}^{i=n} (DL_i \cos \beta_i \mp EL_i \sin \beta_i) + FL_i . \quad (2.45)$$

Каждые произведения $L_i \cos \beta_i$ есть горизонтальная проекция рассматриваемого участка $L_{i\ 2op}$, а произведение $L_i \sin \beta_i$ вертикальная проекция H_i . Тогда вместо (2.44) и (2.45) получим

$$W_{2p} = AL_{2op} \pm BH + C \sum L_i ; \quad W_{nop} = DL_{2op} \pm EH + F \sum L_i , \quad (2.46)$$

где $\sum L_i$ - есть суммарная наклонная длина участков конвейера.

Последние слагаемые в каждом из (2.46) имеют ощутимо меньшее влияние на сопротивления, чем первые.

Таким образом, распределенные сопротивления от вида профиля конвейера почти не зависят, а определяются относительным расположением начальной и конечной точек транспортирования.

Сосредоточенные сопротивления возникают на обводных и приводных станциях, криволинейных участках трассы и выпуклого профиля: в местах установки дополнительных устройств (загрузочных, разгрузочных, очистных и т.д.) (рис. 2.7).

При огибании тяговым органом обводных блоков возникает сопротивление изгибанию $W_{\delta.1}$. Оно вызвано трением в шарнирах (цепь) или изгибной жесткостью (лента). Кроме того, возникает сопротивление в подшипниках оси свободного барабана (звездочки) $W_{\delta.2}$.

Сопротивления $W_{\delta.1}$ и $W_{\delta.2}$ зависят от нагрузки на ось барабана(звездочки) и некоторого опытного коэффициента местных сопротивлений ξ . При определении нагрузки решающее значение имеют натяжения (растягивающие усилия в сечениях) тягового органа в пунктах набегания на барабан (звездочку) S' и сбегания с него S'' , а влиянием силы тяжести барабана(звездочки) с осью, а также сил q_0 и q можно пренебречь.

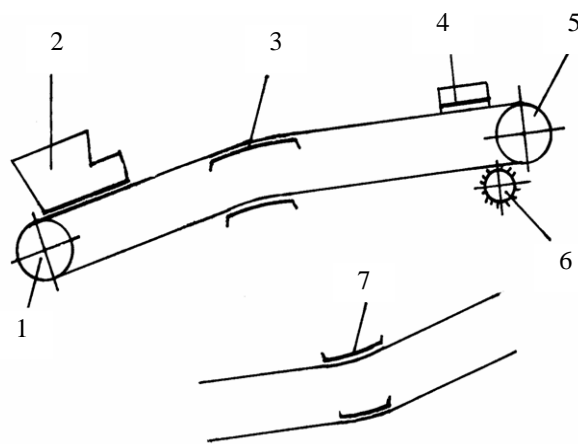


Рисунок 2.7 Места сосредоточенных сопротивлений: 1 – обводная станция; 2 – загрузочное устройство; 3, 7 – криволинейные участки; 4 – сбрасыватель, 5 – приводная станция; 6 – устройство очистительное

Установлено, что

$$S'' = S' \xi. \quad (2.47)$$

Сопротивление обводного барабана(звездочки)

$$W_{\bar{o}} = W_{\bar{o}.1} + W_{\bar{o}.2} = S'' - S' = S'(\xi - 1). \quad (2.48)$$

При движении тягового органа по приводным барабанам кроме силы сопротивления $W_{\bar{o}}$ возникает дополнительное сопротивление вследствие упругого проскальзывания тягового органа по барабану. Оно может быть приближенно учтено по формуле

$$W_n = \xi_n (S' + S''), \quad (2.49)$$

где $\xi_n = 0,03 \dots 0,05$ – коэффициент дополнительного сопротивления на приводных барабанах.

На криволинейном участке трассы (типично для изгибающегося пластинчатого конвейера) появляются дополнительные сопротивления, вызванные теми же причинами, что и на прямолинейном участке, и, кроме того, вследствие перемещения тягового органа по криволинейной направляющей радиуса R скольжением, либо качением (по батарее роликов), что учитывается коэффициентом сопротивления ω''

Рассмотрим элементарный участок направляющей длиной dl (рис.2.8), который соответствует центральный угол $d\alpha$.

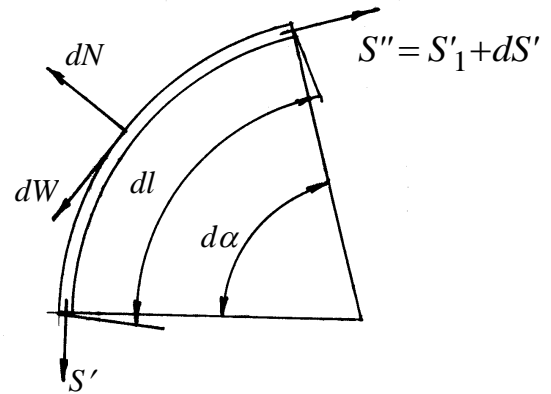


Рисунок 2.8 Схема сил на криволинейном участке трассы

$$dl = R d\alpha. \quad (2.50)$$

На этой длине натяжение тягового органа растёт от S' до $S'' = S' + dS'$. Вследствие того, что силы S' и S'' направлены под углом друг к другу появляется нормальная реакция dN направляющей

$$dN = 2S \sin \frac{d\alpha}{2} \approx S d\alpha. \quad (2.51)$$

Приращение натяжения на участке dl равно сопротивлению на этом участке

$$dS = (q_0 + q) dl (\omega' \cos \beta \pm \sin \beta) + \omega'' dN.$$

Подставляя в это выражение (2.50) и (2.51), будем иметь

$$dS = (q_0 + q) R dl (\omega' \cos \beta \pm \sin \beta) + \omega'' S d\alpha.$$

Разделим переменные и проинтегрируем

$$\int_{S'}^{S''} \frac{dS}{(q_0 + q)R \frac{\omega' \cos \beta \pm \sin \beta}{\omega''} + S} = \int_0^\alpha d\alpha;$$

$$\ln \left[(q_0 + q)R \frac{\omega' \cos \beta \pm \sin \beta}{\omega''} + S'' \right] - \ln \left[(q_0 + q)R \frac{\omega' \cos \beta \pm \sin \beta}{\omega''} + S' \right] = \alpha.$$

Потенцируя это выражение, получим

$$S'' = S' e^{\omega'' \alpha} + (q_0 + q)R \frac{\omega' \cos \beta \pm \sin \beta}{\omega''} (e^{\omega'' \alpha} - 1), \quad (2.52)$$

где e – основание натуральных логарифмов.

Дополнительное сопротивление криволинейной направляющей

$$W_{zp} = S'' - S' = \left[S' + (q_0 + q)R \frac{1}{\omega''} (\omega' \cos \beta \pm \sin \beta) \right] (e^{\omega'' \alpha} - 1). \quad (2.53)$$

Криволинейный участок, в частности, может быть выполнен в виде поворотного пункта, для которого характерна малая длина, обусловленная малыми α и R . В первом случае в (2.53) множитель $(e^{\omega'' \alpha} - 1)$ стремится к нулю, т.е. дополнительное сопротивление мало ощутимо. При малых R в (2.53) стремится к нулю второе слагаемое выражения, заключенного в квадратную скобку, что приводит к выражению

$$W_{нов} = S'' - S' = S' (e^{\omega'' \alpha} - 1). \quad (2.54)$$

Сравнение (2.54) и (2.49) показывает, что для поворотного пункта применимо выражение (2.47), но вместо ξ следует принимать $e^{\omega'' \alpha}$.

Исследования показывают, что неучтенные выше центробежные силы и силы на сгибание-разгибание частично компенсируют друг друга.

Учитывая также малость этих сил, ими можно пренебречь. Ниже рассмотрены сосредоточенные сопротивления, характерные для ленточных конвейеров.

Сопротивление в местах загрузки ленточного конвейера

$$W_{заг} = W_{заг.1} + W_{заг.2} + W_{заг.3}, \quad (2.55)$$

где $W_{заг.1}$ – сопротивление разгона груза, зависящее от проекции скорости частиц груза на направление движения тягового органа v_0 ; $W_{заг.2}$ – сопротивление от трения частиц груза о неподвижные борта загрузочной воронки; $W_{заг.3}$ – сопротивление динамического действия струи.

$$W_{заг.1} = \frac{1}{3,6} Q(v - v_1); \quad (2.56)$$

$$W_{заг.2} = 9,81 \cdot 10^3 f_1 h_0^2 \gamma l_0; \quad (2.57)$$

$$W_{заг.3} = \frac{1}{3,6} Q \sqrt{2gh} f_2, \quad (2.58)$$

где f_1 – коэффициент трения груза о неподвижные борта (для угля $f_1 = 0,35 \dots 0,4$; сухой породы $f_1 = 0,4 \dots 0,5$; глинистой породы $f_1 = 0,5 \dots 0,6$); h_0 – высота груза у бортов, м; l_0 – длина бортов, м; $f_2 = 0,4 \dots 0,5$ – коэффициент трения груза о ленту; h – высота падения груза.

Сопротивление от плужкового сбрасывателя

$$W_{пл} = k_{пл} B, \quad (2.59)$$

где $k_{пл}$ – коэффициент, зависящий от вида груза: для пылевидного и зернистого – 260, для мелкокускового – 350.

Сопротивление скребкового очистителя

$$W_{скр} = k_{скр} B, \quad (2.60)$$

где $k_{скр}$ – удельное сопротивление очистки, Н/м ширины ленты, принимаемое равным 294...490 Н/м; меньшие значения для неабразивного сухого груза, большие – для влажного абразивного и липкого груза.

Сопротивление щеточного очистителя

$$W_{щ} = k_{щ} B v_{щ}, \quad (2.61)$$

где $v_{щ}$ – линейная скорость вращения щеток, м/с; $k_{щ}$ – удельное сопротивление очистки, Н/м ширины ленты, принимаемое равным для сухих и влажных, но не липких грузов 200...250 Н/м, влажных и липких 300...350 Н/м.

Сосредоточенные сопротивления играют существенную роль для коротких конвейеров. Для конвейеров стационарных и полустационарных нормальной длины ими пренебрегают или учитывают приближенно, вводя поправочный коэффициент.

$$W_0 = \sum W \approx 1,1(W_{зр} + W_{нор}), \quad (2.62)$$

где $\sum W$ – сумма всех сопротивлений на конвейере; 1,1 – коэффициент сосредоточенных сопротивлений.

Если транспортирование груза осуществляется вниз

$$\beta > \beta_{р.к} \text{ и } |W_{зр}| > W_{нор}, W_{зр} < 0, \text{ то} \quad (2.63)$$

$$W_0 < 0. \quad (2.64)$$

В этом случае конвейер приходит в движение от продольной составляющей силы тяжести груза. В такой установке, называемой самодействующей, привод работает в тормозном режиме, поскольку двигатель, вращаясь с частотой выше синхронной, трансформируется в генератор.

Если $\beta < \beta_{p.k}$ при транспорте груза вниз, $\beta = 0$ при горизонтальном транспорте, $\beta > 0$ при транспортировании вверх, то

$$W_{zp} > 0, W_{nop} > 0, W > 0. \quad (2.65)$$

Во всех остальных случаях, кроме (2.63), имеет место двигательный режим привода конвейера.

Для появления условия (2.63) необходима достаточно высокая производительность. Поскольку шахтные грузопотоки обладают большой неравномерностью, то в течение смены возможны неоднократные переходы из тормозного режима в двигательный и наоборот. Внешне такие переходы себя проявляют слабо, т.к. ввиду малого скольжения в асинхронных двигателях частоты вращения ниже и выше синхронной отличаются незначительно.

«Углом равновесия конвейера» $\beta_{p.k}$ называется такой его угол наклона, при котором $W_0 = 0$. Следовательно, при $\beta < \beta_{p.k}$ имеет место условие (2.65), а при $\beta > \beta_{p.k}$ - (2.64).

2.4. Определение коэффициента сопротивления движению ленты конвейера по роликам

От обоснованности выбора коэффициента сопротивления движению ленты по роликам конвейера во многом зависит правильность расчета. При выборе завышенного значения этого параметра завышается установленная мощность привода конвейера, что приводит к снижению эффективности работы. В настоящее время отсутствуют научно-обоснованные методики для определения истинного значения коэффициента сопротивления, поэтому определенный интерес представляют существующие способы для экспериментального измерения и устройства для его реализации.

Примером такого устройства может быть измерительная роlikоопора ленточного конвейера, показанная на рис. 2.9.

Роlikоопора содержит поддерживающие ленту 1, средний ролик 2 и боковые ролики 3. Оси 4 среднего ролика 2 и боковых роликов 3 взаимосвязаны с помощью внутренних кронштейнов 5 и наружных кронштейнов 6, закрепленных на опорной балке 7 в виде трубы, с рамой 8 конвейера. Опорная балка установлена в подшипниковых узлах 9, жестко зафиксированных на раме для обеспечения поворота опорной балки вокруг своей продольной оси. При этом опорная балка установлена на раме поперек ее продольной оси. Внутренний

кронштейн служит опорой для концов осей среднего и бокового ролика, а наружный кронштейн – только для конца оси бокового ролика.

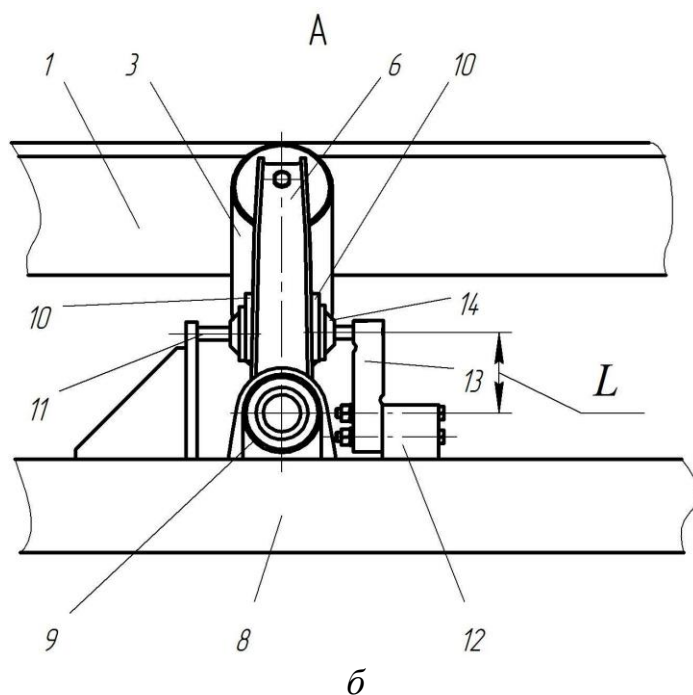
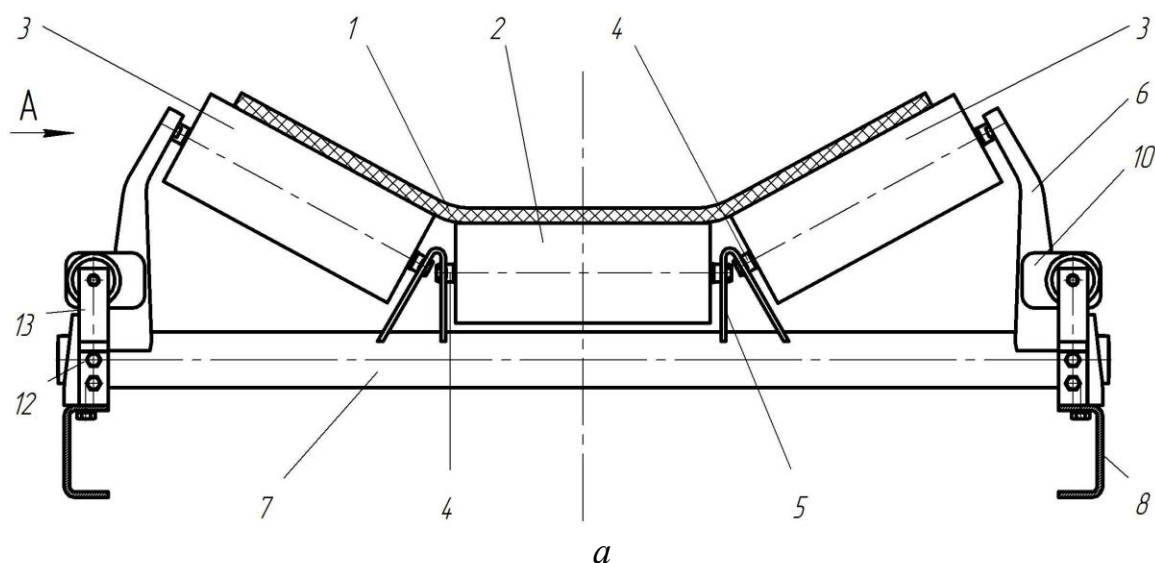


Рисунок 2.9 Роликоопора для определения коэффициента сопротивления движению ленты по роликам: *a* – общий вид; *б* – вид А

Наружные кронштейны взаимосвязаны с рамой посредством жестко закрепленных на нем с двух сторон относительно продольной оси опорной балки пластин 10. Одна из пластин установлена с возможностью контакта с ограничителем 11 перемещения, жестко закрепленным на раме.

На раме закреплен держатель 12, к которому жестко прикреплен один конец тензометрической балки 13, выполняющей роль упругой опоры. На сво-

бодном конце тензометрической балки 13 закреплена сферическая опора 14, сопряженная с другой пластиной наружного кронштейна.

Ограничитель и тензометрическая балка со сферической опорой предназначены для поддержания наружных кронштейнов в вертикальном положении.

Тензометрическая балка жестко закреплена на держателе, зафиксированном на раме. При этом предел прочности материала и размеры тензометрической балки предусмотрены для обеспечения поворота трубы на максимальный угол, лежащий в вертикальной плоскости, перпендикулярной продольной оси балки, определяемый следующей зависимостью:

$$\varphi = \arcsin \frac{f}{L}, \text{ рад,}$$

где f – допускаемый прогиб свободного конца тензометрической балки, определяемый ее размерами и пределом прочности материала тензометрической балки, мм; L – расстояние между продольными осями опорной балки в виде трубы и сферической опоры, мм. Максимальное значение угла φ устанавливается в процессе проектирования роликоопоры и зависит от высоты кронштейнов, длины и площади поперечного сечения тензометрической балки, а также свойств материала, из которого она изготовлена.

Роликоопора работает следующим образом.

В процессе работы конвейера средний ролик и боковые ролики поддерживают ленту и придают ей необходимую желобчатую форму. При этом устойчивое положение роликов устанавливается вертикальным положением наружных кронштейнов, находящихся между ограничителем перемещений и сферической опорой тензометрической балки.

Во время движения ленты по роликам возникают силы сопротивления движению, которые направлены вдоль ленты в сторону противоположную направлению ее движения. Указанные силы от роликов через их оси передаются на кронштейны, которые поворачиваясь совместно с трубой вокруг ее продольной оси, через пластину воспринимаются сферической опорой. От сферической опоры силы передаются на тензометрическую балку и держатель. При этом тензометрическая балка с предусмотренными размерами и пределом прочности ее материала, прогибаясь под действием возникающих сил, обеспечивает поворот трубы поворачиваясь вокруг своей оси в подшипниковых узлах на угол φ , смещая ролики в сторону движения ленты вдоль рамы конвейера.

Поскольку прогиб тензометрической балки пропорционален действующей на нее силе сопротивления движению ленты, то регистрируя его с помощью измерительной аппаратуры определяется значение указанной силы и осуществляется контроль за протекающими процессами работы конвейера.

2.5. Натяжение тягового органа

Поскольку гибкий тяговый орган способен воспринимать только растягивающие усилия, то их называют натяжениями. Значения натяжений по длине ветви переменны и зависят от сопротивлений, от первоначального натяжения S_0 , создаваемого натяжным устройством, и от места расположения привода. Разность натяжений по концам любого участка контура тягового органа равна сопротивлению на этом участке. Если совершать обход контура по направлению движения тягового органа, то натяжение в любой последующей точке будет превосходить натяжение в предыдущей точке в том случае, если сопротивление на участке между этими точками положительно. Напротив, натяжение по направлению движения будет падать при отрицательных сопротивлениях.

Общая формула для определения натяжений «по точкам» имеет вид

$$S_n = S_{n-1} + \sum_{n=1}^n W. \quad (2.66)$$

Эта зависимость показывает, что натяжение в последующей (по ходу тягового органа) точке равно натяжению в предыдущей точке плюс сопротивление на участке между этими точками.

Для подсчета натяжений контур разбивают на характерные участки и места их сопряжений нумеруют. Точке сбегания с привода присваивают номер 1, а простановку последующих номеров производят по направлению движения тягового органа.

Для конвейера простого профиля (рис. 2.10) зависимость (2.66) разворачивается в виде системы уравнений

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}; \quad S_3 = \xi S_2; \quad S_4 = S_3 + W_{3-4}, \quad (2.67)$$

где W_{1-2} и W_{3-4} – сопротивления на участках соответственно 1-2 и 3-4.

Для расположения двигателя вверху (рис. 2.10, а)

$$W_{1-2} = W_{nop}; \quad W_{3-4} = W_{zp},$$

а внизу (рис. 2.10, б)

$$W_{1-2} = W_{zp}; \quad W_{3-4} = W_{nop}.$$

Для конвейера, имеющего сложные (с перегибами) профиль и трассу, количество точек, на которые разбивают контур, увеличивается.

В (2.67) количество уравнений системы – три, тогда как число неизвестных натяжений четыре. Поэтому решение (2.67) имеет бесконечное число вариантов. Физически это обозначает, что каждому варианту соответствует свое значение первоначального натяжения. При расчете того или иного конвейера существуют свои методы и нормативы задания первоначального натяжения, т.е. принятия значения натяжения в одной из точек контура. Однако, каков бы не был этот метод, расчетное значение натяжения ни в одной из точек контура не должно упасть до нуля. Поэтому первоначальное натяжение назначают в той

точке контура, в которой оно заведомо минимально, т.к. в этом случае обеспечены положительные натяжения в остальных точках.

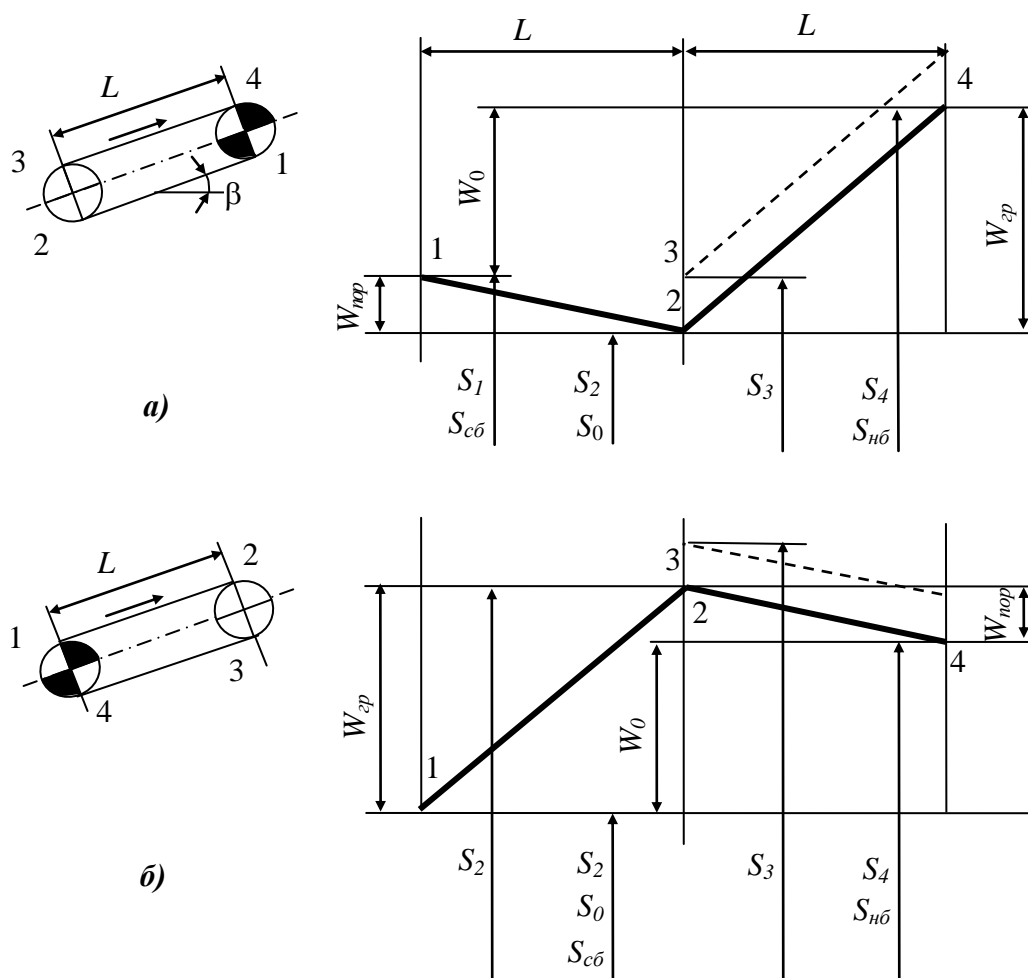


Рисунок 2.10 Влияние места расположения привода конвейера простого профиля на вид диаграммы натяжения

В зависимости от направления транспортирования (вверх, вниз), места расположения привода (в «голове», в «хвосте», в средней части) и соотношения значений распределенных сопротивлений наименьшее натяжение может быть в той или иной точке контура, что не всегда легко установить, особенно для конвейера сложной конфигурации.

Для установления точки с наименьшим натяжением и решения ряда других задач расчета строят диаграммы натяжения, которые являются графическим изображением закона изменения натяжений по длине конвейера.

На диаграмме в соответствующих масштабах отложены: по оси абсцисс полная длина тягового органа, равная удвоенной длине конвейера, а по оси ординат – сопротивления движению тягового органа и его натяжения. Верх от предыдущей точки отложены положительные сопротивления, увеличивающие

натяжение, вниз – отрицательные. Сопротивления на прямолинейных участках прямо пропорциональны длине этих участков. Поэтому для прямолинейного участка конвейера диаграмма имеет вид прямой.

Рассмотрим случай транспортирования по уклону при $W_{нор} < 0$ для двух вариантов расположения привода (рис. 2.10).

Откладываем три вертикали на расстояниях L друг от друга. На первой вертикали берем в произвольном месте точку 1. На рис. 2.9, *a* видно, что от этой точки отложено вниз $W_{нор}$, что позволяет найти точку 2. Если пренебречь сосредоточенными сопротивлениями на обводном барабане, то положения точек 2 и 3 совпадают. От точки 3 отложено вверх $W_{сп}$, что и определяет положение точки 4. Точки 1-2; 3-4 соединяют прямыми. Пунктирной линией показана диаграмма натяжений грузовой ветви при учете сосредоточенных сопротивлений W_{2-3} , что обычно при малости этих сопротивлений не делают. Диаграмма не закончена, т.к. не проведена ось абсцисс (не задано первоначальное натяжение). Однако и в показанном виде очевидны некоторые выводы. Вид диаграммы зависит от положения привода. При расположении привода вверху точка с наименьшим натяжением – 2. От этой точки и отложено первоначальное натяжение S_0 . Если привод вверху, то наибольшее натяжение $S_{макс}$ – в точке 4 («точка набегания»), если внизу, то – в точке 3.

Тяговое усилие может быть определено не только как сумма сопротивлений (2.62), но и как разность натяжений в точках набегания и сбегания, что видно на диаграммах натяжения

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб} . \quad (2.68)$$

2.6. Основы теории передачи тягового усилия сцеплением

Тяговое усилие, развиваемое приводом, есть активная сила, приложенная к тяговому органу, для приведения конвейера в движение.

По принципу действия приводные станции конвейеров передают тяговое усилие от ведущего блока к тяговому органу одним из двух широко распространенных способов: сцеплением (трением), либо зацеплением.

По своей конструкции и расположению на конвейере приводы могут быть сосредоточенными (рис. 2.11 *a, б, в*) или распределенными (плоскими) (рис. 2.11, *г, д, е*), быть расположенными на одном из двух концов, либо по концам конвейера (рис. 2.11, *a, б*), в голове и промежуточных пунктах (рис. 2.11, *в*), только в промежуточных пунктах (рис. 2.11, *е*).

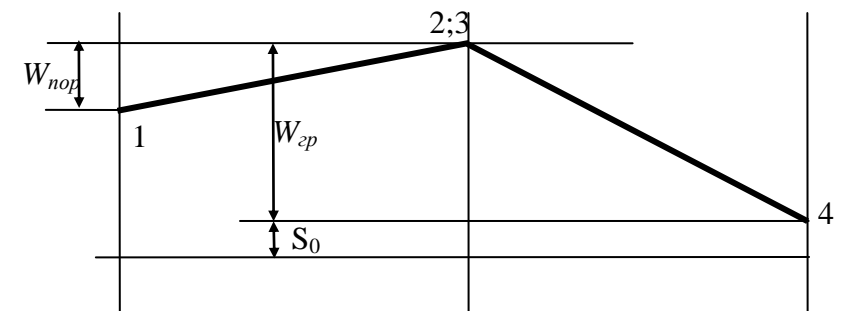
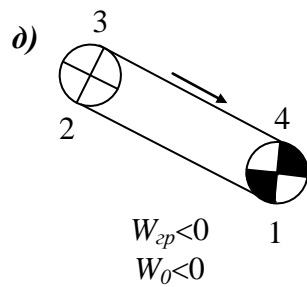
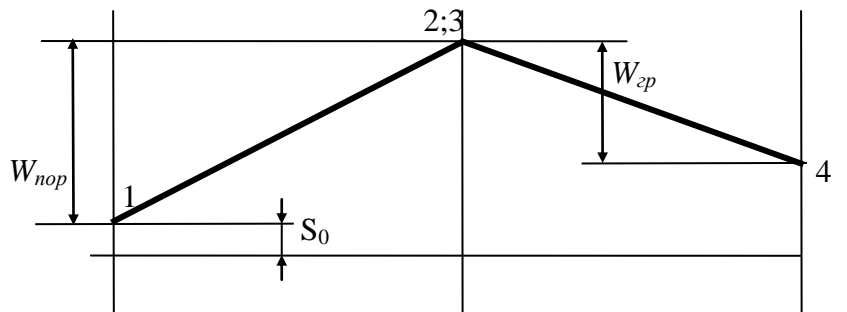
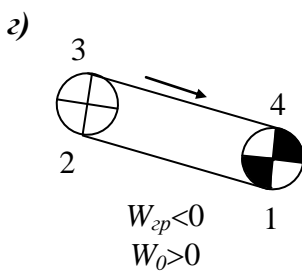
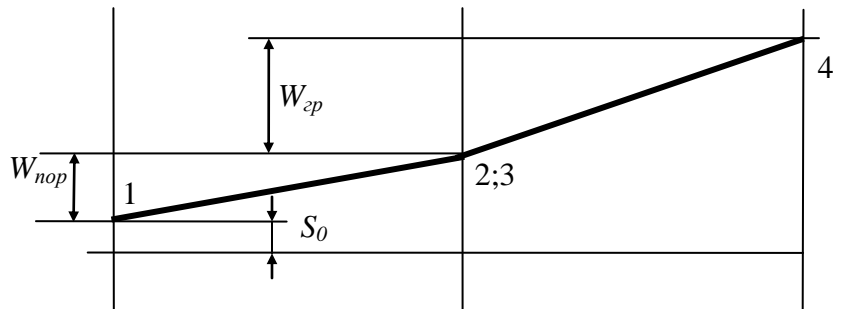
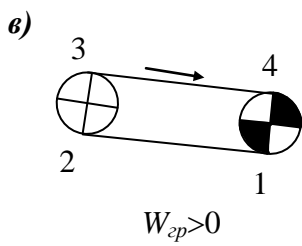
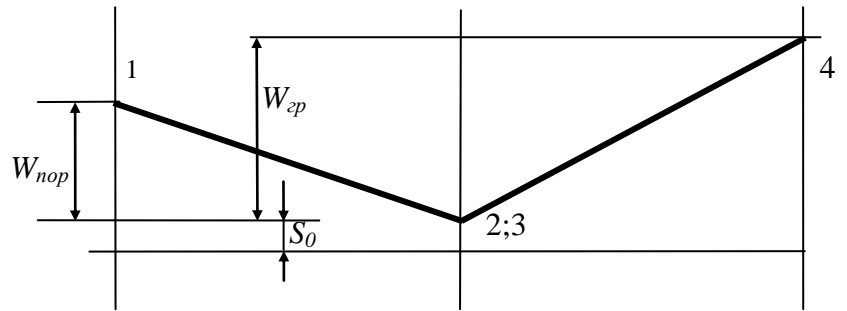
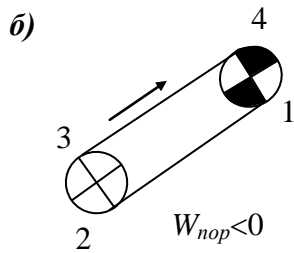
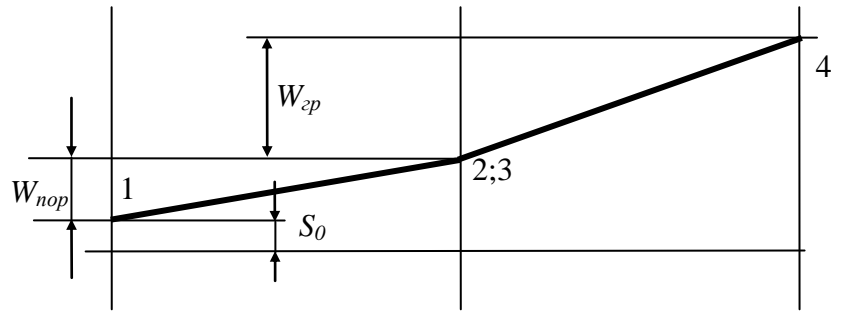
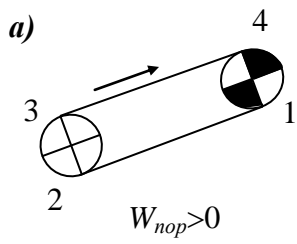


Рисунок 2.10 Варианты диаграмм натяжения при расположении привода в конце трассы

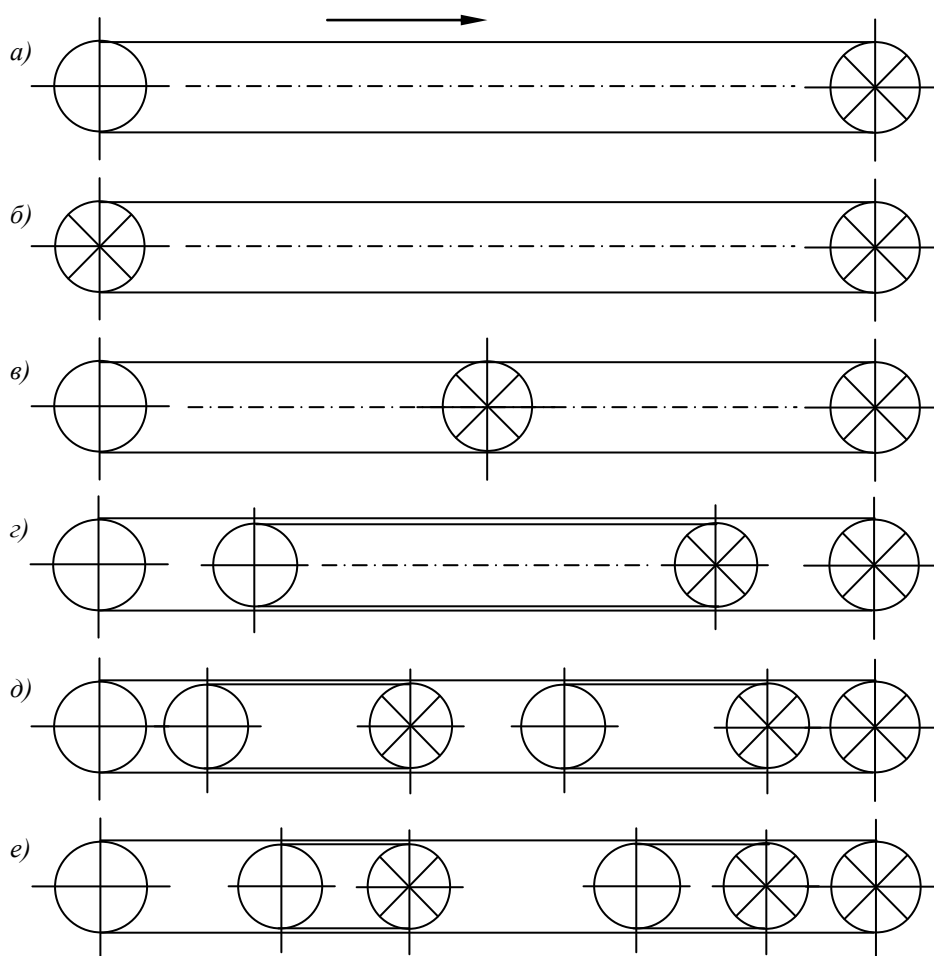


Рисунок 2.11 Схемы и места расположения приводов конвейера:
a – сосредоточенный привод в голове; *б* – то же в голове и хвосте;
в – сосредоточенный головной и промежуточный приводы; *г* – протяженный (плоский) привод двухленточного конвейера с одним тяговым органом;
д – то же с двумя тяговыми контурами;
е – два протяжных (плоских) промежуточных привода.

Существуют также некоторые специальные способы передачи тягового усилия (например, магнитными полями), не находящими пока еще применения в серийных машинах.

Законы сцепления (трения) гибкой негравитационной, недеформированной нити с поверхностью цилиндра впервые установлены и опубликованы Л. Эйлером в 1765 г.

Пусть вращающийся в направлении движения часовой стрелки барабан взаимодействует с гибкой нитью на дуге обхвата α (рис. 2.12, *a*).

Рассмотрим условия равновесия элементарного участка AB , которому соответствует центральный угол $d\alpha$. Разность натяжений dS граничных точек A и B уравновешены элементарной силой сцепления dT , возникающей в месте соприкосновения рассматриваемых трущихся тел. Сила dT равна произведению

нормального давления dN на коэффициент сцепления μ . Сила dN есть равнодействующая сил S и dS , что приближенно дает

$$dT = dN\mu \approx 2S \sin \frac{d\alpha}{2} \mu = dS.$$

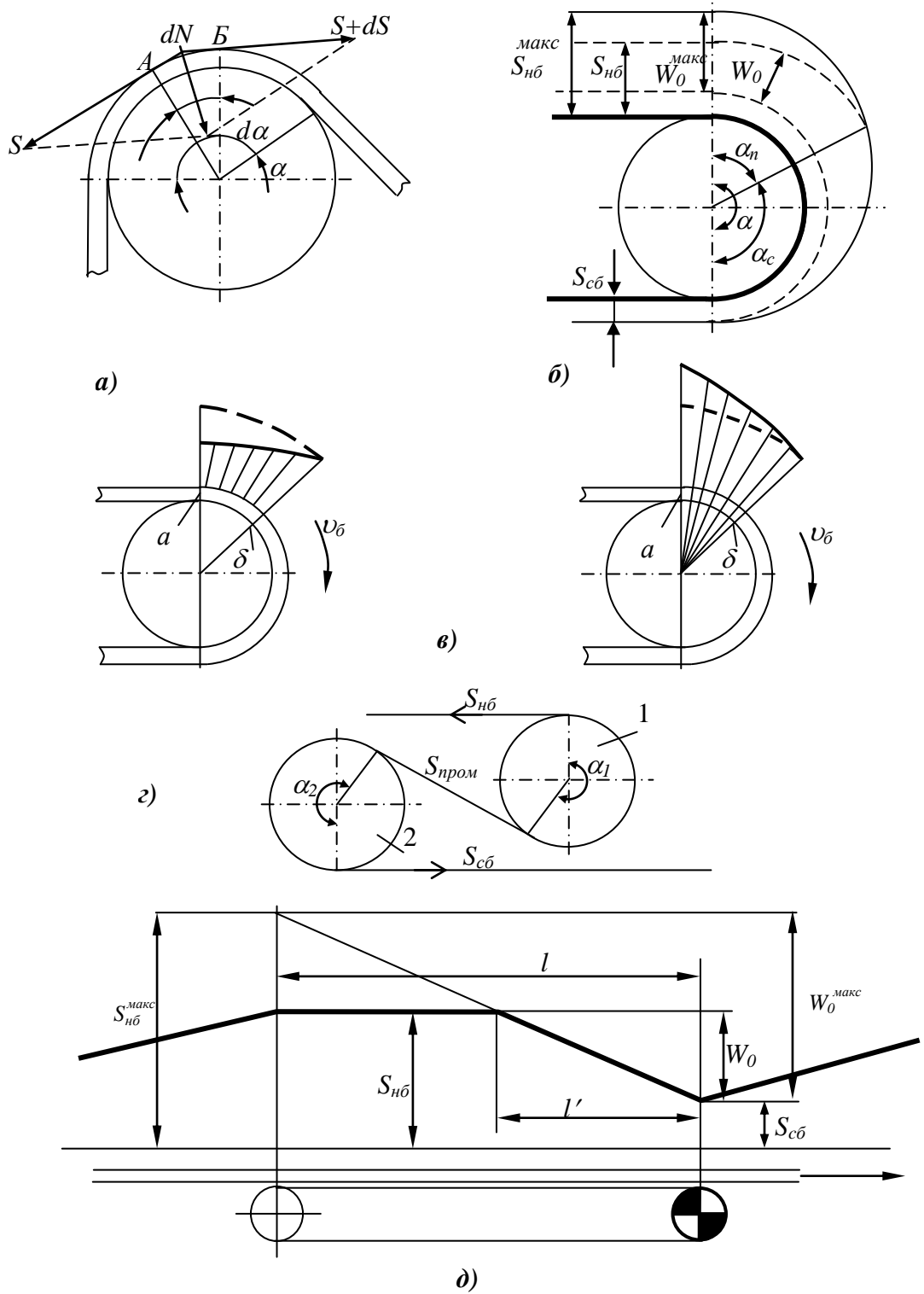


Рисунок 2.12 К теории передачи тягового усилия сцеплением

По малости угла $d\alpha$ в этом выражении вместо $\sin \frac{d\alpha}{2}$ принимаем $d\alpha$, после чего, разделим переменные и проинтегрируем

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

где $S_{нб}$ и $S_{сб}$ – натяжения тягового органа в точках набегания на привод и сбегания с него.

Выполнив операцию интегрирования, и, потенцируя результат, приходим к «формуле Эйлера»:

- для двигательного режима

$$\frac{S_{нб}}{S_{сб}} = e^{\mu\alpha}; \quad (2.69)$$

- для тормозного режима

$$\frac{S_{сб}}{S_{нб}} = e^{\mu\alpha}. \quad (2.70)$$

Приведенные формулы выражают предельное состояние равновесия. На практике левая часть (2.69) должна быть меньше правой $e^{\mu\alpha}$, называемой тяговым фактором привода (табл. 2.4).

Приведенные в табл. 2.4 данные относятся к стальным или чугунным поверхностям барабанов ленточных конвейеров.

При футеровке барабанов прорезиненной лентой и особенно резиной коэффициент сцепления существенно возрастают (до 0,5). Сухие пыльные поверхности имеют более низкие μ , чем сухие чистые. Самые низкие значения μ (0,1...0,15), при которых даже футеровка резиной мало эффективна, характерны для загрязнений барабанов глиной.

Таблица 2.4

Значения тягового фактора $e^{\mu\alpha}$

Состояние атмосферы	Угол обхвата в градусах и радианах					
	210 3,66	270 4,71	330 5,76	380 6,23	420 7,33	480 8,38
Значение $e^{\mu\alpha}$						
Очень влажно	1,44	1,60	1,78	1,94	2,08	2,30
Влажно	2,08	2,57	3,16	3,66	4,33	5,33
Сухо	3,00	4,11	5,68	7,31	9,00	13,30

В разное время были предприняты попытки уточнения формулы Эйлера, однако для транспортных машин ощутимого практического результата это не дало.

Решая совместно (2.68) и (2.69), получаем максимальное тяговое усилие, которое может быть передано силами сцепления.

$$W_0^{макс} = S_{сб}(e^{\mu\alpha} - 1) = k_{сц}W_0 = S_{нб} \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}}, \quad (2.71)$$

где $k_{сц}$ – запас сил сцепления, который необходим при эксплуатации во избежание пробуксовки ленты по барабану.

Поскольку на приводном барабане натяжение изменяется от $S_{нб}$ до $S_{сб}$, то лента в принципе имеет разную площадь поперечного сечения. Но из условия неразрывности потока следует постоянство произведения площади сечения ленты на скорость ее движения в данном месте пространства. Отсюда вытекает, что сечения ленты имеют различную абсолютную скорость и, следовательно, имеет место явление упругого проскальзывания ленты по барабану.

Это явление впервые было исследовано проф. Н.Н. Демьяновым в 1891 году. Он утверждал, что упругое проскальзывание возникает по всей геометрической дуге обхвата α и что по всей этой дуге происходит передача тягового усилия.

Другая точка зрения была высказана почетным академиком Н.П. Петровым в 1893 г. Он показал, что «дуга скольжения» α_c меньше дуги α на «дугу покоя» α_n (рис. 2.12, б). На последней тяговое усилие не передается, натяжение ленты постоянно и упругой пробуксовки нет. Именно за счет дуги α_n и возникает запас сил сцепления.

При неизменном $S_{сб}$ каждому $S_{нб}$ (т.е. каждому W_0) соответствуют свои α_c и α_n . В предельном случае, т.е. при $W_0 = W_0^{макс}$ $\alpha_n = 0$, $\alpha_c = \alpha$ и $k_{сц} = 1$. Этот случай и описывают формулы (2.69) и (2.70).

Конец диспуту Демьянова и Петрова был положен корифеем отечественной механики Н.Е. Жуковским, выступившим в том же году с докладом, в котором он доказал справедливость теории Н.П. Петрова. Кроме того, в докладе были обоснованы места расположения дуг скольжения и покоя, что и приведено ниже.

В качестве исходного положения принято условие неразрывности потока, согласно которому скорость ленты в тех местах выше, где она сильнее натянута.

Пусть скорость некоторой точки $б$ ленты относительно барабана равна нулю (рис. 2.12, в). Иначе говоря, точка $б$ есть нескользящая точка. Пусть далее дуга $аб$ ленты есть дуга скольжения. Этим предполагается, что все точки дуги $аб$ либо обгоняют барабан, либо отстают от него. Положим, что дуга $аб$ обгоняет барабан. Тогда силы сцепления, приложенные к ленте, направлены в сторону, обратную вращению барабана и натяжение растёт от $а$ к $б$. Следовательно, скорости отдельных точек дуги также возрастают в этом направлении, т.е. дуга $аб$ (кроме точки $б$) отстаёт от барабана, что противоречит положению.

Положим далее, что дуга ab отстаёт от шкива. Тогда сила сцепления меняет свое направление на противоположное, скорости растут от b к a , дуга ba опережает барабан, что также противоречит положению.

Итак, если отпадает предположение, что точки дуги ab обгоняют барабан, либо отстают от него, то необходимо положить, что дуга ab является скользящей, т.е. дугой покоя.

Таким образом, дуга покоя расположена со стороны набегания.

В пределах дуги скольжения относительная скорость ленты направлена против скорости барабана. Таким образом, абсолютная скорость ленты на барабане меньше скорости барабана, причем с увеличением натяжения это отличие растет.

Для барабана с упругой футеровкой картина передачи тягового усилия усложняется, т.к. происходит деформация сдвига не только обкладки ленты, но и футеровки. При этом некоторая часть тягового усилия передается также дугой покоя. Впрочем, из-за существенного ограничения, накладываемого на деформацию футеровки, приведенные выше зависимости практически сохраняются.

Для однобарабанного привода угол обхвата не превосходит $210...240^\circ$. Для увеличения тягового фактора переходят на двухбарабанный привод (рис. 2.12, z). По аналогии с (2.71)

$$W_0^{max} = W_1 + W_2 = S_{c\bar{o}}(e^{\mu(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1), \quad (2.72)$$

где α_1 и α_2 – углы обхвата на барабанах 1 и 2, которым соответствуют тяговые усилия.

$$W_1 = S_{пром}(e^{\mu\alpha_1} - 1); \quad W_2 = S_{пром}(e^{\mu\alpha_1} - 1) \frac{1}{e^{\mu\alpha_2}} \quad (2.73)$$

Здесь $S_{пром}$ – натяжение промежуточной между барабанами ветви.
Отношение тяговых усилий

$$\delta = \frac{W_1}{W_2} = e^{\mu\alpha_2} \frac{e^{\mu\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_2} - 1}. \quad (2.74)$$

Для получения наибольшего суммарного угла обхвата обычно назначают $\alpha_1 = \alpha_2$ и, следовательно,

$$\delta = e^{\mu\alpha_2}. \quad (2.75)$$

Таким образом, как это следует из табл. 2.4, при влажной атмосфере и типичном для одного барабана угле обхвата 210° первый барабан передает тяговое усилие приблизительно в 2 раза больше, чем второй. Из этой же таблицы видно, что при сухой атмосфере $\delta=3,0$, однако на этот наиболее льготный, но менее надежный вариант обычно не ориентируются.

Поскольку лента на барабане 1 натянута больше, чем на барабане 2, то за единицу времени первый «сматывает» длину ленты меньшую, чем второй

«наматывает». При жесткой связи между барабанами это служит главной и неминуемой причиной постепенного увеличения натяжения промежуточной ветви $S_{пром}$, что зависит также и от свойств упругости ленты. Наличие упругой футеровки усугубляет перенатяжение, т.к. ее радиальная деформация на первом барабане вследствие большего натяжения становится выше. Поэтому во время работы привода радиус барабана 1, а, следовательно, и его линейная скорость становятся меньше, чем у барабана 2. Виду роста $S_{пром}$ наступает момент срыва сцепления ленты на барабане 2, что разряжает перенатяжение и процесс возобновляется.

Периодическое перенатяжение возникает также при эксцентричной посадке барабанов на валы, загрязнении и неодинаковом износе футеровок.

Учитывая большую надежность сцепления в одноприводном приводе принимают коэффициент запаса сил сцепления меньшим ($k_{сц}=1,15\dots 1,2$), чем в двухбарабанном ($k_{сц}=1,3\dots 1,4$ до 2,0).

Для избежания перенатяжения промежуточной ветви ленты каждый из барабанов снабжают самостоятельным приводом (тандемпривод), что позволяет иметь различные скорости вращения барабанов. В тандемприводе между барабанами распределяют тяговые усилия, моменты и мощности в отношении δ . При компоновке привода удобно использовать одинаковые блоки «двигатель-редуктор». На первый барабан устанавливают два таких блока, на второй – один блок, таким образом $\delta=2$. Между тем, в действительности при соответствующем μ может оказаться $\delta<2$. Тогда произойдет недоиспользование силы сцепления на барабане 1. При $\delta>2$ это произойдет на барабане 2. Потери силы сцепления в этих случаях не превышают 7...10%.

Поскольку характеристики применяемых асинхронных двигателей имеют разброс, то необходимо создание благоприятных условий для их совместной работы, которые бы приводили к одинаковой загрузке в любом многодвигательном приводе, в т.ч. в тандемприводе. В противном случае, двигатель с большей частотой вращения будет брать на себя большую нагрузку. Двигатель с меньшей частотой может даже перейти в генераторный режим и, таким образом, служить дополнительным сопротивлением движению. При этом привод трансформируется в однобарабанный.

Одним из распространенных решений, которое обеспечивает приемлемые условия совместной работы двигателей, служит смягчение рабочего участка характеристики приводов. Это может быть достигнуто за счет самих электродвигателей, например, путем их перевода на искусственную характеристику, либо путем комбинирования асинхронного двигателя серийным, обладающим мягкой характеристикой и т.д.

В серийных конструкциях приблизительное выравнивание нагрузки достигают наиболее простым способом, а именно за счет установки гидравлических турбомуфт, обладающих смягченной характеристикой.

Избежать перенатяжения промежуточной ветви можно и в однодвигательном приводе путем связи барабанов через дифференциал, свойством кото-

рого является распределение усилия между валами в заданной пропорции. Симметричный дифференциал нецелесообразен, т.к. его установка приводит к снижению W_1 на первом барабане приблизительно в 2 раза. Это вызывает снижение $W_0^{макс}$ всего привода на 33%. Более целесообразно применить несимметричный дифференциал с передаточным отношением δ . Если фактическое значение μ больше расчетного или, если для всего привода $W_0 = W_0^{макс}$, то дуга покоя образуется на обоих барабанах, что составляет достоинство привода данного типа. Однако если по какой-либо причине μ и тяговое усилие падают на одном барабане, то в той же пропорции уменьшается тяговое усилие и на втором барабане, что приводит к падению $W_0^{макс}$.

Пусть тяговые усилия разделены дифференциалом в пропорции

$$\gamma = \frac{W_1}{W_2}.$$

При $\gamma = \delta$ расчет может быть произведен как для привода с жесткой связью барабанов. В этом случае при пробуксовке ленты она будет происходить одновременно на обоих барабанах.

Если $\gamma < \delta$, то барабан 1 будет недогружен и пробуксовывать будет барабан 2. Если тяговое усилие

$$W_2 = \frac{W_0}{\gamma + 1}. \quad (2.76)$$

Для барабана 2

$$S_{сб} = \frac{W_2}{e^{\mu\alpha_2} - 1} = \frac{W_0}{(\gamma + 1)(e^{\mu\alpha_2} - 1)},$$

откуда

$$W_0 = S_{сб}(e^{\mu\alpha_2} - 1)(\gamma + 1).$$

При $\gamma > \delta$ пробуксовывать будет барабан 1 и его тяговое усилие

$$W_1 = \frac{W_0\gamma}{\gamma + 1}. \quad (2.77)$$

Установка дифференциала усложняет конструкцию, поэтому отдают предпочтение тандемприводам. К достоинствам последних относится возможность разнесения приводных барабанов.

При установке протяженного привода, взаимодействующего, например, с верхней ветвью конвейера (рис. 2.11, z), тяговое усилие зависит от погонного контактного давления между тяговым органом и лентой G_k (Н/м), коэффициента их сцепления μ и длины привода l (м)

$$W_0^{макс} = G_k l \mu.$$

Контактное давление может быть создано не только гравитационными силами, но и дополнительными побудителями, например, присосками, магнит-

ными силами микрозубчатым зацеплением и т.п. При расчете приводов в качестве неблагоприятного случая принимают весь конвейер загруженным, кроме участка ленты над приводом. При $W_0 < W_0^{макс}$ тяговое усилие передается только «участком скольжения» длиной l' , а со стороны набегания ленты на привод образуется «участок покоя» $l - l'$.

2.7. Основы теории передачи тягового усилия зацеплением. Динамические нагрузки тягового органа цепного конвейера

Особенность передачи тягового усилия зацеплением приводной звездочки с цепным тяговым органом проявляется в неравномерности движения последнего.

Линейная скорость $v_{ш}$ шарнира цепи, расположенного на начальной окружности приводной звездочки, равна произведению постоянной угловой скорости вращения ω на радиус R начальной скорости (рис. 2.13, а)

$$v_{ш} = \omega R = const.$$

Если предположить, что цепь при набегании на приводную звездочку остается параллельной самой себе, то ее линейная скорость v в точке набегания зависит от углового перемещения φ и в некоторый момент t равна

$$v = \omega R \cos \varphi = \omega R \cos \omega t, \text{ м/с}; \quad (2.78)$$

$$a = \frac{dv}{dt} = -\omega^2 R \sin \omega t = -\omega^2 R \sin \varphi, \text{ м/с}^2. \quad (2.79)$$

Период зацепления звездочки с цепью

$$2\tau = \frac{2\pi}{\omega z}, \text{ с}, \quad (2.80)$$

где z – число зубьев (граней) звездочки.

Полупериод зацепления τ есть время поворота звездочки на угол

$$\varphi = \frac{\alpha_0}{2} = \arcsin \frac{l_0}{2R}, \quad (2.81)$$

где α_0 – центральный угол, соответствующий звену цепи; l_0 – шаг звеньев цепи.

Из (2.78) и (2.79) следует, что цепь движется неравномерно (рис. 2.13, б). В момент начала зацепления очередного зуба происходит мгновенное возрастание ускорения от

$$a_{мин} = -\omega^2 R \sin \frac{\alpha_0}{2} \quad (2.82)$$

до

$$a_{макс} = \omega^2 R \sin \frac{\alpha_0}{2}. \quad (2.83)$$

Условия резонанса с основным тоном колебаний получим, приравнявая период возмущения (зацепления) (2.80) периоду основного тона (2.27), (2.28).

Под возмущающим влиянием неравномерного движения на цепь действуют динамические нагрузки, описываемые (2.17). Значения этих нагрузок определяются взаимодействием вынужденных и собственных колебаний. Точные методы определения динамических нагрузок в цепях, описанные в специальной литературе, представляют определенные сложности. Приближенное решение может быть получено, если предположить, что ввиду значительных сопротивлений собственные колебания успевают затухнуть внутри каждого периода возмущения и остаются лишь чисто вынужденные колебания. Они как по частоте, так и по форме аналогичны внешнему возмущению. Поэтому решение уравнения (2.17), где правая часть описывается (2.79), представим в следующей форме

$$u = X \sin \omega t, \quad (2.84)$$

где X – функция только положения, т.е. x .

Дифференцируя (2.84) по x и по t и подставляя в (2.17), приходим к обыкновенному дифференциальному уравнению, решением которого является

$$X = C \cos \frac{\omega x}{c} + D \sin \frac{\omega x}{c} + R, \quad (2.85)$$

где C и D – постоянные интегрирования, подлежащие определению из граничных условий.

Так, для докритического натяжения исходя из (2.23)

$$C = -R \frac{1}{\cos \frac{2\omega L}{c}}; \quad D = 0. \quad (2.86)$$

Следовательно,

$$u = -R \left(\frac{\cos \frac{\omega x}{c}}{\cos \frac{2\omega L - L}{c}} - 1 \right) \sin \omega t. \quad (2.87)$$

Максимальными динамические нагрузки будут в точке набегания ($x = 2L$) и при максимальном ускорении согласно (2.83).

$$S_{\partial} /_{x=2L} = E_0 \frac{du}{dx} /_{x=2L} = \frac{E_0 \omega R}{c} \operatorname{tg} \frac{2\omega L}{c} \sin \omega t. \quad (2.88)$$

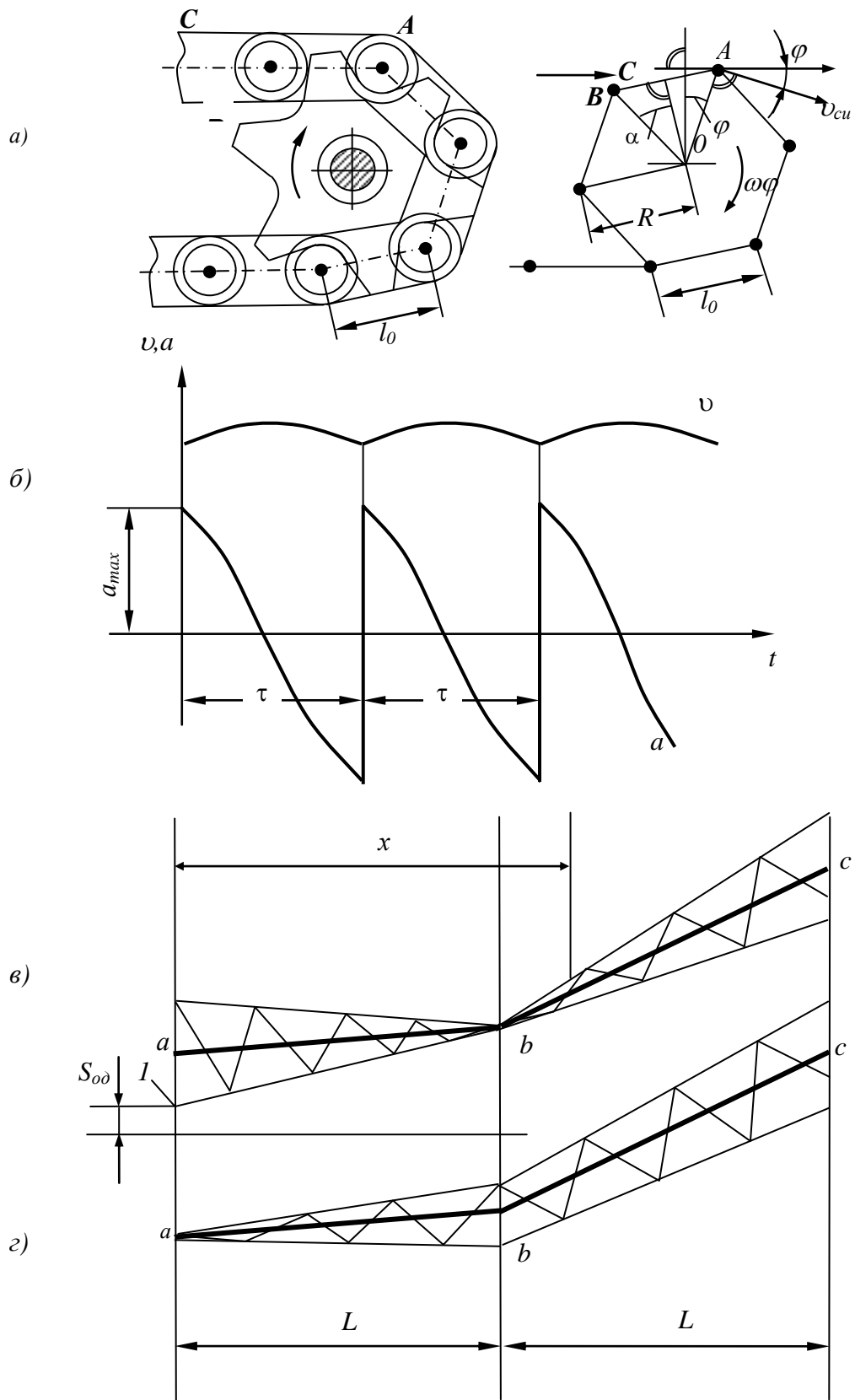


Рисунок 2.13. К теории передачи тягового усилия сцеплением

При определении расчетной динамической нагрузки необходимо учесть мгновенное изменение ускорения, a , значит, и мгновенное приложение нагрузки, что требует удвоения S_{∂} . Кроме того, в этот момент времени амплитуда изменения $a_{\text{макс}}$ равна $2a_{\text{макс}}$, в связи с чем расчетную нагрузку необходимо удвоить еще раз. Эффект действия расчетной нагрузки уменьшается благодаря тому, что в момент, предшествующий зацеплению, значению S_{∂} отрицательно. Итак, расчетная динамическая нагрузка

$$S_{\partial.p} = 2 \cdot 2 \cdot S_{\partial} - S_{\partial} = 3S_{\partial}. \quad (2.89)$$

Для докритического натяжения согласно (2.88)

$$S_{\partial.p} = 3 \frac{E_0 \omega R}{c} \operatorname{tg} \frac{2\omega L}{c} \sin \omega \tau. \quad (2.90)$$

Аналогично определяется нагрузка и для закритического натяжения, если использовать (2.22).

Картина распределения динамических нагрузок по длине тягового органа представлена на рис. 2.13, в, г. Динамические нагрузки колеблются вокруг статических натяжений (ломаная abc). При закритических натяжениях (рис. 2.13, в) динамические нагрузки на обводной станции ($x = L$) равны нулю и растут в направлении привода ($x = 0$ и $x = 2L$). Суммарное (статическое в сумме с динамическим) натяжение минимально в точке 1 и равно $S_{0.d}$. Если это натяжение падает до нуля, то граничное условие в точке 1 меняется: конец эквивалентного стержня освобождается от заделки, что влечет за собой изменение характера распределения динамических нагрузок, которые становятся равными нулю в точке сбегания и растут в направлении точки набегания (рис. 2.13, г).

С уменьшением L и ростом E_0 растет c и уменьшается $\frac{2\omega L}{c}$, поэтому

можно принять $\operatorname{tg} \frac{2\omega L}{c} \approx \frac{2\omega L}{c}$ и (2.90) привести к виду

$$S_{\partial.p} = 3 \frac{E_0 \omega R}{c} \cdot \frac{2\omega L}{c} \sin \omega \tau = 3 \frac{2E_0 L}{c^2} a_{\text{макс}}. \quad (2.91)$$

Здесь множитель $\frac{E_0}{c^2}$ представляет собой приведенную погонную массу

поступательно движущихся частей конвейера с грузом, а $\frac{E_0}{c^2} \cdot 2L$ - полную приведенную массу \dot{M} . Таким образом, для коротких конвейеров

$$S_{\partial.p} = 3\dot{M}a_{\text{макс}}. \quad (2.92)$$

Для закритического натяжения динамические нагрузки в два раза меньше.

Динамические нагрузки, вызванные неравномерностью движения, опасны, главным образом, своим циклическим характером, вследствие чего в тяго-

вых цепях возможны явления усталости металла. Из динамических нагрузок, могущих при их однократном приложении вызвать разрушение, наиболее опасны те, которые возникают при заклинивании. Они описываются уравнением (2.33) и решаются при начальных условиях

$$u|_{t=0} = \frac{S_0}{c}; \quad \frac{du}{dt}|_{t=0} = v_0; \quad (2.93)$$

где S_0 и v_0 – соответственно динамическая нагрузка тягового органа и скорость конвейера перед началом торможения.

Аппроксимируем устойчивую часть характеристики асинхронного двигателя прямой, отсекающей на осях координат синхронную скорость V_c и условное пусковое усилие F_n , которое бы развил двигатель, если бы его механическая характеристика во всем диапазоне изменения скорости выразилась наклонной прямой (рис. 2.14).

Очевидно, что для какого то текущего значения $F_{\partial\epsilon}$ имеет место зависимость

$$\frac{F_n - F_{\partial\epsilon}}{du/dt} = \operatorname{tg}\alpha = r,$$

откуда

$$F_{\partial\epsilon} = F_n - r \frac{du}{dt}. \quad (2.94)$$

Подставляя (2.94) в (2.33), приходим к линейному дифференциальному уравнению второго порядка с постоянными коэффициентами

$$M'_{np} \frac{d^2u}{dt^2} + r \frac{du}{dt} + cu - F_n = 0. \quad (2.95)$$

Решая (2.95) при условиях (2.93), получим:

- при $l > 4E_0 \frac{M'_{np}}{r^2}$

$$S = cu = F_n + l^{-k_1 t} (A \operatorname{sh} \alpha t - B \operatorname{ch} \alpha t); \quad (2.96)$$

- при $l < 4E_0 \frac{M'_{np}}{r^2}$

$$S = cu = F_n + l^{-k_1 t} (A \sin \alpha t - B \cos \alpha t), \quad (2.97)$$

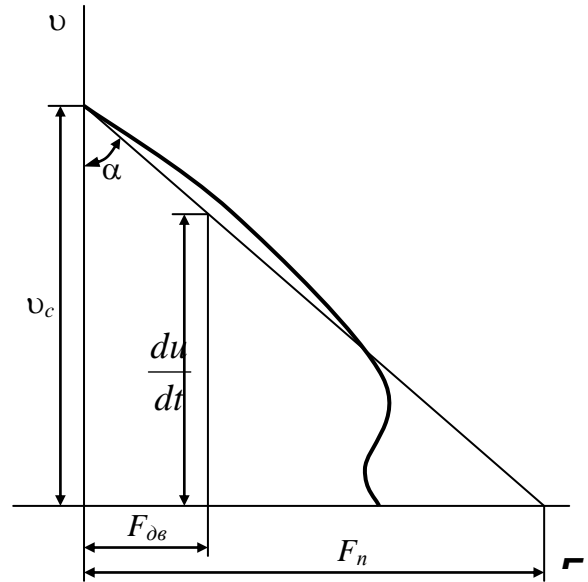


Рисунок 2.14 Аппроксимация механической характеристики привода

где

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \frac{r}{2\dot{M}'_{np}}; \quad \alpha = \sqrt{\frac{r^2}{4(\dot{M}'_{np})^2} - \frac{c}{\dot{M}'_{np}}}; \\ A &= \frac{v_0 C - (F_n - S_0)k_1}{\alpha}; \quad B = F_n - S_0 \end{aligned} \right\} \quad (2.98)$$

Исследование полученных выражений позволяет найти расчетные нагрузки, которые растут с уменьшением l . Так, при $l=1$ м усилие S от номинального значения (30 кН) за время около 0,035 с возрастает до 340 кН, т.е. значения, превышающего разрывное усилие цепи (300 кН). Скорость двигателя при этом снизится всего на 7...8%. Этот пример показывает, что заклинивание может вызвать опасные нагрузки для тягового органа и трансмиссии. Для ограничения нагрузок приводы конвейеров снабжают предохранительными муфтами.

2.8. Основы теории квазистатических переходных процессов

Квазистатические переходные процессы заключаются в трансформации значений статических натяжений под влиянием различных возмущений: изменения скорости ведущего барабана (звездочке) при пуске и торможении, неравномерности загрузки по длине конвейера, изменение первоначального натяжения (автоматической натяжной станцией) и т.д. Фронт трансформации статических натяжений, возникая в точке возмущения, далее движется вдоль тягового органа со скоростью распространения квазистатической волны C_{cm} .

Квазистатическую волну не следует смешивать с динамической. Их природа и скорости распространения различны. Выведем формулу C_{cm} , рассматривая пуск конвейера.

Пусть момент времени $t = 0$ соответствует началу пуска (рис. 2.15, а), вместе с которым от точки a вдоль тягового органа начинает перемещаться статическая волна деформации. К моменту времени $t = t_1$, (рис. 2.15, б) точка a проходит путь aa' , а фронт волны достигает точки b . Таким образом, на верхней ветви в движение приходит участок ab . Усилие W_{ab} , действующее на тяговый орган в точке a , равно произведению удельной силы сопротивления W (Н/м) на длину l (м) участка ab или $W_{ab} = Wl$.

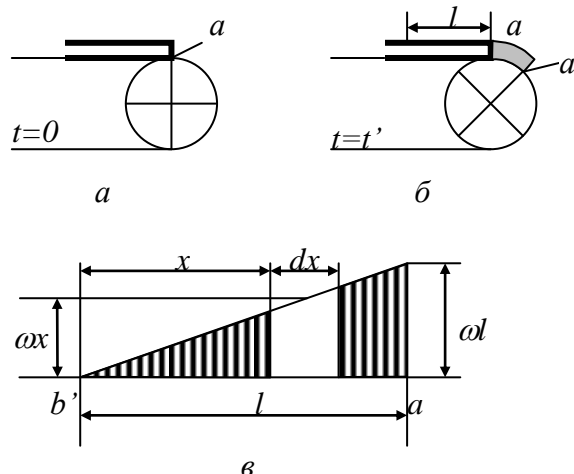


Рисунок 2.15 К определению скорости распространения квазистатической волны деформации

Усилия в других точках на длине участка ab распределяются по закону треугольника (рис. 2.15 в). Определим деформацию Δl участка ab , для чего выделим элемент dx на расстоянии x от точки b

$$d\Delta l = \frac{Wx}{E_0} dx.$$

Удлинение всего участка

$$\Delta l = \int_0^l \frac{W}{E_0} x dx = \frac{Wl^2}{2E_0}. \quad (2.99)$$

Дифференцируя это выражение по t , получим

$$\frac{d\Delta l}{dt} = \frac{Wl}{E_0} \frac{dl}{dt} \quad (2.100)$$

Далее заметим, что $\frac{d\Delta l}{dt}$ есть скорость v тягового органа в точке a , а $\frac{dl}{dt}$ - искомая скорость C_{cm} . Следовательно, из (2.100) получим

$$C_{cm} = \frac{E_0 v}{Wl}.$$

Подставив в это выражение значение l из (2.99) и выполнив упрощающие преобразования, получим

$$C_{cm} = \sqrt{\frac{E_0}{2W\Delta l}} v. \quad (2.101)$$

Значение Δl определяется характеристикой привода. В частности, при равноускоренном движении

$$\Delta l = \frac{vt}{2},$$

что после подстановки в (2.101) дает

$$C_{cm} = \sqrt{\frac{E_0}{Wvt}} v = \sqrt{\frac{E_0 a}{W}}, \quad (2.102)$$

где a - в рассматриваемом случае определяется по (2.7).

Квазистатическая волна, как и динамическая, может быть волной растяжения или сжатия. Методика определения скорости последней в принципе не отличается от изложенной.

Квазистатическая волна распространяется совершенно иначе чем динамическая. Движение квазистатической волны, например, при пуске конвейера, происходит под действием силы, постоянно приложенной к «ведущему» сечению a , и перемещающей это сечение слева направо (по приводному элементу) (рис. 2.16). Под действием этой силы вначале растягивается участок ab , входя в движение. Затем деформируется и начинает двигаться участок bc и т.д.

Аналогично рассмотренному распространяются и волны сжатия.

Квазистатическая и динамическая волны между собой непосредственно не связаны и, как показано, распространяются вдоль тягового органа с различными скоростями независимо друг от друга. Скорость динамической волны

выше скорости квазистатической. Возникновение динамической волны вовсе не вызывает появление квазистатической волны. Зато вместе со квазистатической волной, обусловленной переходным процессом, возникает и динамическая волна. При слабых возмущениях запас энергии динамической волны мал и она вскоре после возникновения затухает, что приводит к выделению чисто квазистатического переходного процесса. При сильных возмущениях квазистатический и динамический переходные процессы протекают одновременно.

Для распространения динамической волны достаточно даже мгновенного возмущения. Квазистатическая же волна будет распространяться лишь до тех пор, пока будет действовать внешняя сила. Стоит «ведущему» сечению (точка *a*) остановиться (т.е. остановиться приводе), как остановиться и квазистатическая волна.

Динамическая волна полностью или частично отражается от сечений тягового органа, где резко изменится приведенная масса. Квазистатическая же волна по своей природе отражаться не может, она может двигаться либо навстречу тяговому органу, либо в одном направлении с ним, но не может менять направление.

Для недеформируемого тягового органа любое возмущение, статическое или динамическое, распространяется мгновенно на весь тяговый орган. Поэтому бесконечно большой жесткости соответствуют бесконечно большие скорости упругих волн, как динамических, так и квазистатических.

Все предыдущие рассуждения велись в предположении одинакового предпускового натяжения в любой точке тягового органа, т.е. равенства нулю градиента предпускового натяжения. Этот случай показан на рис. 2.17, *a*, где пунктирными линиями изображена диаграмма предпускового натяжения. Характерным здесь является одинаковое значение натяжения в любой точке контура. Градиентом предпускового натяжения называется тангенс угла наклона линии предпускового натяжения на диаграмме. Так, в некотором сечении *x* на длине участка *l* (рис. 2.17, *б*)

$$\text{grad}S^{\text{предн}} = \frac{S_{x+l}^{\text{предн}} - S_x^{\text{предн}}}{l}, \quad (2.103)$$

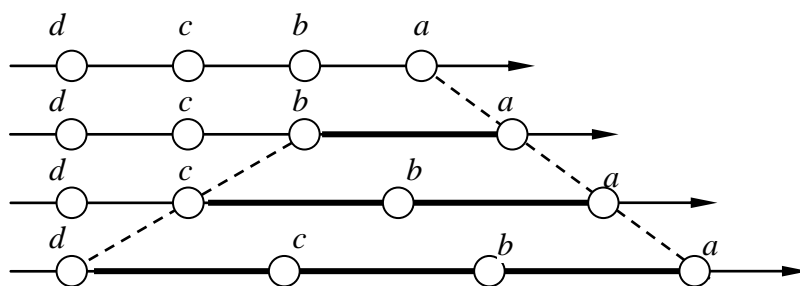


Рисунок 2.16 Схема распространения квазистатической волны деформации

где $S_{x+l}^{npедn}$; $S_x^{npедn}$ - предпусковые натяжения в точках $x+l$ и x .

При $l = 1$ м

$$gradS^{npедn} = S_{x+l}^{npедn} - S_x^{npедn} . \quad (2.104)$$

Градиент предпускового натяжения должен быть учтен при определении C_{cm} (2.101)

$$C_{cm} = \sqrt{\frac{E_0}{2(W - gradS^{npедn})\Delta l}} \nu . \quad (2.105)$$

В частности, при рассмотренном выше равноускоренном движении

$$C_{cm} = \sqrt{\frac{E_0 a}{W - gradS^{npедn}}} . \quad (2.106)$$

Если в предельном случае диаграмма предпускового натяжения повторяет диаграмму натяжения при работе конвейера, то процесс распространения квазистатической волны не происходит и все точки тягового органа одновременно приходят в движение.

Для конвейера с натяжной станцией у привода процесс трансформации предпусковых натяжений в натяжения установившегося движения происходит следующим образом. После пуска привода от точки набегания навстречу тяговому органу начинает двигаться квазистатическая волна растяжения (рис. 2.17, в). Она несет с собой постепенное увеличение натяжения в точках, расположенных между фронтом волны набегания, только этот участок и приходит в движение. Переходное натяжение $S_{нб}^{nepex}$ складывается из предпускового $S_{нб}^{npедn}$ и дополнительного $S_{нб}^{дон}$. Натяжение в этой точке сбегания $S_{сб}$ остается постоянным, т.к. оно определяется натяжной станцией. После того как квазистатическая волна достигнет точки сбегания (рис. 2.17, г) весь тяговый орган придет в движение и статические натяжения полностью сформируются.

В конвейере с жестким натяжным устройством кроме волны растяжения существует и волна сжатия, берущая начало в точке сбегания и движущаяся в направлении тягового органа. Обе волны, таким образом, движутся навстречу друг другу и пробегают весь тяговый орган за одинаковое время, чем и завершается квазистатический переходной процесс. Волна сжатия уменьшает натяжение. Поэтому предпусковое натяжение должно быть достаточным для того, чтобы $S_{сб}$ не упало ниже допустимого предела.

Градиент предпускового натяжения не имеет вполне определенного значения и может быть в пределах от 0 до W . Соответственно C_{cm} может изменяться в широких пределах. Динамический переходной процесс заканчивается вместе с наступлением установившегося вращения двигателя.

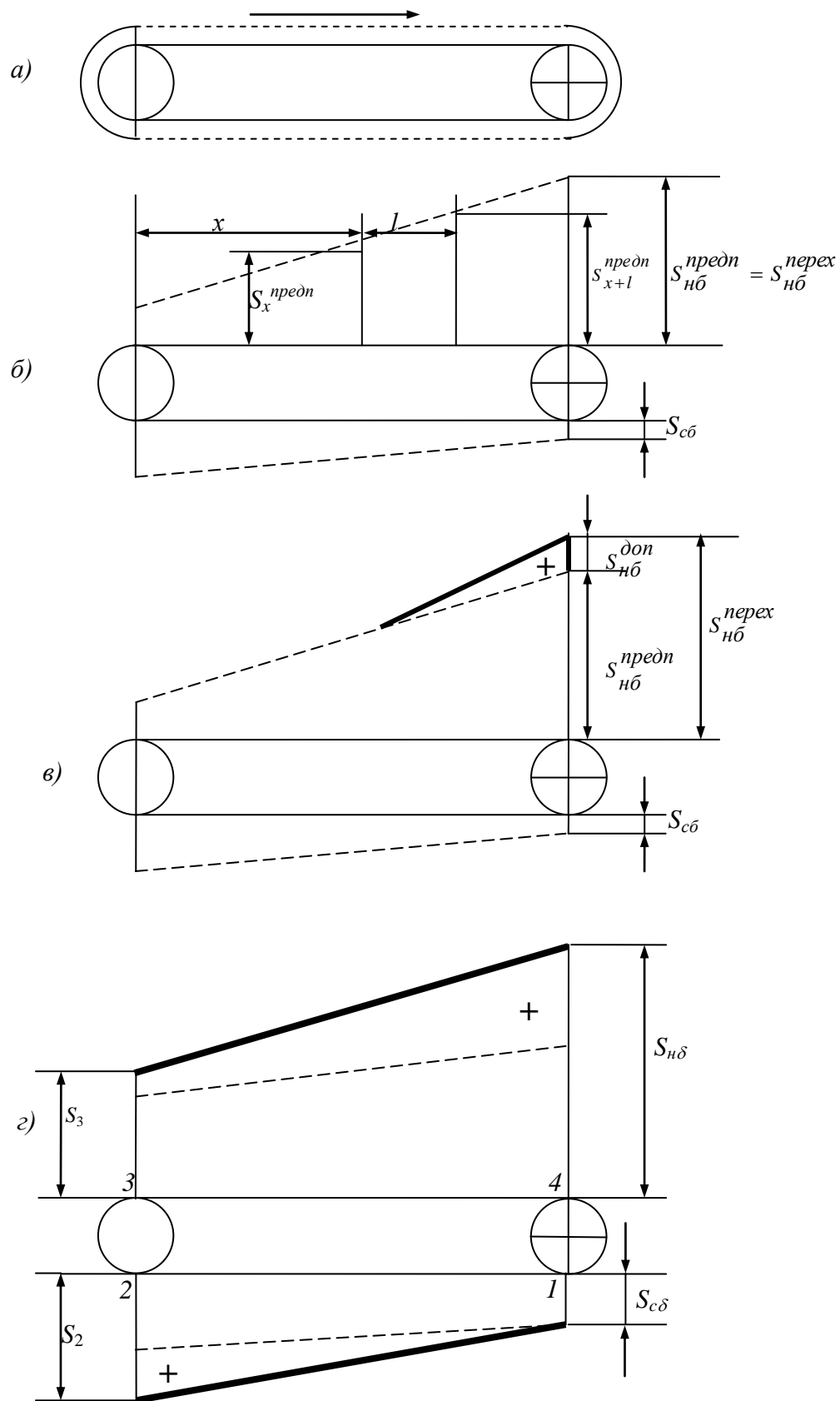


Рисунок 2.17 Схема квазистатического переходного процесса (натяжная станция расположена у привода)

Таким образом, динамический переходной процесс может заканчиваться до завершения квазистатического переходного процесса или после него. Наиболее неблагоприятный вариант соответствует опережающему завершению квазистатического переходного процесса, т.к. при этом в ускоренное движение будет вовлечена вся масса $\dot{M}_{пост}$ (2.6).

Исходя из изложенного, динамические натяжения тягового органа на приводе в период пуска определяются следующим образом:

- в точке набегания

$$S_{нб}^{пуск} = S_{нб} + \dot{M}_{пост} - a_{пуск}, \quad (2.107)$$

где $a_{пуск}$ находится из (2.8);

- в точке сбегания при жестком натяжном устройстве

$$S_{сб}^{пуск} = S_{сб} + \dot{M}_{пост} - a_{пуск}; \quad (2.108)$$

- в точке сбегания при расположении грузового натяжного устройства вблизи привода

$$S_{сб}^{пуск} = S_{сб}. \quad (2.109)$$

2.9. Распространение упругих волн статических деформаций в тяговых органах конвейеров с изменяющейся длиной*

Конвейер с изменяющейся длиной представляет собой полустационарную установку с телескопическим устройством, позволяющим без монтажных и демонтажных работ концевой станции изменять длину конвейера. Длина такого конвейера может изменяться непрерывно вместе с продвижением проходческой машины во время работы, что позволяет обеспечить непрерывную поточную технологию проведения подготовительных выработок, повысить темпы проходки и снизить трудоемкость работ за счет исключения перегрузочных устройств и совмещения их функций концевой станции. Опыт работы подобных ленточных конвейеров в забоях шахты им. А.Ф. Засядько ПО «Донецуголь» свидетельствует о высокой эффективности их применения.

Рассмотрим особенности распространения упругих волн статических деформаций в тяговых органах конвейеров с изменяющейся длиной, влиянии силы, перемещающей концевую станцию, на работу привода, влияние технических характеристик и условий работы конвейера на эту силу.

Положим, что тяговый орган подчиняется закону Гука и в момент приложения перемещающей силы натяжения в тяговом органе распределяются по законам установившегося движения тягового органа. Так как натяжение в тяговом органе контролируется гидродатчиком, реальную работу конвейера можно рас-

* Принимал участие в подготовке инж. Гаврюков А.В.

считать как работу конвейера с грузовой, автоматической натяжной станцией.

При транспортировании возможны три режима работы конвейера, когда: концевая станция неподвижна; концевая станция движется на забой; концевая станция движется из забоя.

Рассмотрим переходные процессы в тяговом органе при движении концевой станции на забой. В момент приложения перемещающей силы упругая волна растяжения начнет перемещаться по порожней и грузовой ветви конвейера от концевой станции. С приходом волны растяжения на порожней ветви натяжному устройству, после срабатывания натяжного устройства произойдет перемещение барабана с грузом вверх. При этом в сторону концевой станции начнет двигаться волна сжатия, а волна растяжения на грузовой ветви будет продолжать свое движение в сторону привода до тех пор, пока волна сжатия на порожней ветви не достигнет концевой станции. Когда волна сжатия на порожней ветви достигает барабана концевой станции, волна растяжения на грузовой ветви прекращает свое существование и от концевой станции в сторону привода по грузовой ветви начинает перемещаться волна сжатия до момента установления

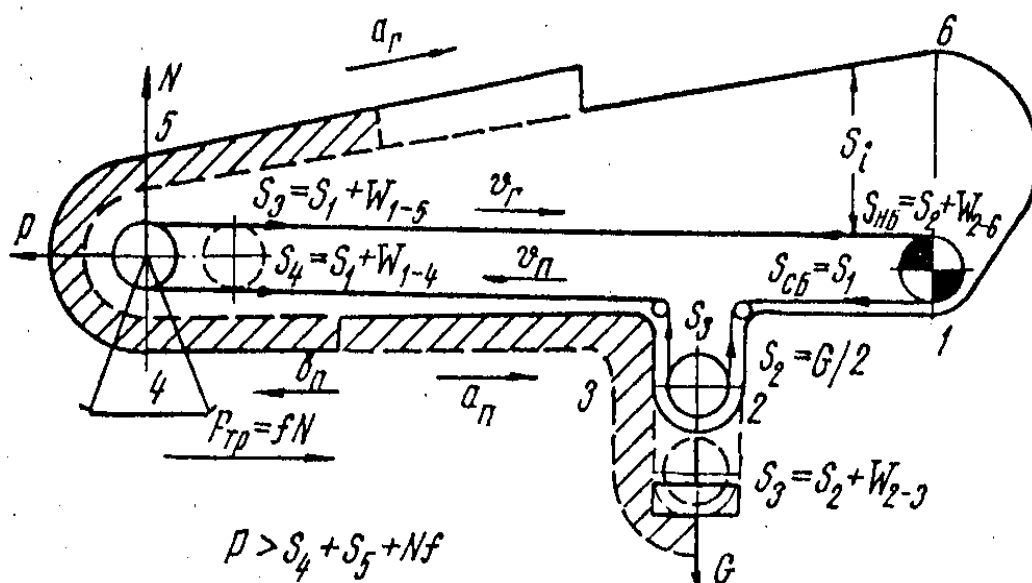


Рисунок 2.18 Расчетная схема к определению скорости, длины и времени распространения упругой волны статической деформации в порожней и грузовой ветвях при приложении перемещающей силы

натяжений в установившемся режиме. Если действие перемещающей силы продолжается, переходной процесс повторяется.

Как известно, натяжение в любой точке тягового органа конвейера равно сумме натяжения в предыдущей точке и сопротивлений движению между этими точками. Следовательно, при приложении перемещающей силы натяжения на грузовой ветви составляет

$$S_{i+1} = (S_i + \Delta P) + W_{i...(i+1)},$$

а на порожней ветви

$$S_{i+1} = (S_i + \Delta P) - W_{i...(i+1)},$$

где $\Delta P = 0,5(P - S_4 - S_5 - Nf)$ - приращение натяжения в тяговом органе вследствие действия перемещающей силы; S_4, S_5 - натяжения в характерных точках; N - нормальная составляющая действия силы тяжести концевой станции; f - коэффициент трения скольжения.

Известно, что натяжение в тяговом органе горизонтального конвейера возрастает по ходу его движения от точки сбегания к точке набегания на приводной элемент.

При определении скорости распространения упругой волны деформации за начало отсчета координаты фронта волны на порожней ветви примем точку 3, а на грузовой - точку 5 (рис. 2.19). Обозначим координату фронта волны x . рассмотрим распространение упругой волны статической деформации вдоль тягового органа для порожней ветви. Пусть время $t = 0$ соответствует началу приложения перемещающей силы. С этого момента от точки a вдоль тягового органа начинает перемещаться волна статической деформации. К моменту времени $t = t_1$ точка a прошла путь aa' , а фронт волны достиг точки b . Натяжение в любой точке этого участка

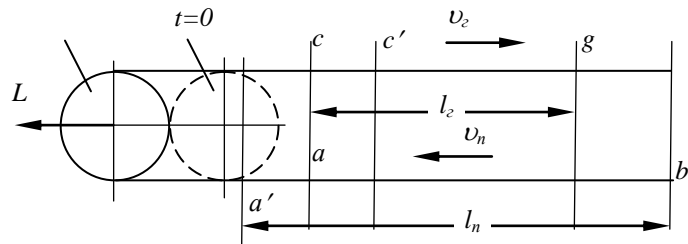


Рисунок 2.19 Схема перемещения статической волны упругой деформации вдоль тягового органа в порожней и грузовой ветвях при приложении перемещающей силы

$$S = \omega_n x + 0,5G + W_{2-3} + \Delta P,$$

где ω_n - удельное статическое сопротивление движению порожней ветви; W_{2-3} - сосредоточенная сила сопротивления движению натяжного устройства.

Обозначим

$$\Delta P + 0,5G + W_{2-3} = A.$$

Определим деформацию Δl участка ab . Выделим элемент dx на расстоянии x от точки b . Поскольку натяжение, действующее на рассматриваемый элемент dx , равно $\omega_n x + A$, деформация элемента

$$d\Delta l = \frac{(\omega_n x + A)dx}{E_0},$$

где E_0 - статическая жесткость тягового органа.

Удлинение всего участка

$$\Delta l = \int_0^l \frac{(\omega_n x + A)dx}{E_0} = \left(\omega_n l^2 + 2Al \right) \frac{0,5}{E_0}.$$

Продифференцировав по t и заметив, что $\frac{d\Delta l}{dt}$ есть скорость тягового органа порожней ветви в точке a (dl/dt - искомая скорость распространения упругой волны статической деформации растяжения на порожней ветви), получим

$$a_n = v_n E_0 (\omega_n l + A)^{-1}, \quad (2.110)$$

где l – путь, пройденный упругой волной статической деформации. Движение точки a на порожней ветви включает в себя движение тягового органа в установившемся режиме и концевой станции

$$a_2 = v_2 E_0 (\omega_2 l + c)^{-1}, \quad (2.111)$$

где a_2 – скорость распространения упругой волны статической деформации растяжения на грузовой ветви; ω_2 – удельное статическое сопротивление движению грузовой ветви; v_2 – скорость тягового органа грузовой ветви при приложении перемещающей силы, $v_2 = v_y - v_c$; $\omega_2 l + c$ – натяжение, действующее на рассматриваемый элемент грузовой ветви тягового органа.

Натяжение тягового органа в точке 5 при приложении перемещающей силы

$$c = \Delta P + W_{2-3} + W_{4-5} + \omega_n l_{3-4} + G \cdot 0,5,$$

где W_{4-5} – сосредоточенная сила сопротивления движению на концевой станции.

Скорость распространения упругой волны статической деформации сжатия порожней ветви

$$b_n = v_n E_0 (\omega_n l + D)^{-1}, \quad (2.112)$$

где $D = 0,5G + W_{2-3}$.

Сравнив выражения (2.110-2.112) запишем $b_n > a_n > a_2$. Из-за различия скоростей упругих волн деформаций на грузовой и порожней ветвях конвейера после приложения перемещающей силы время начала движения волны сжатия на грузовой ветви $t_{2,p}$ наступает после окончания движения волны растяжения $t_{n,p}$ и сжатия $t_{n,c}$ на порожней ветви и срабатывания натяжного устройства $t_{n,y}$:

$$t_{2,p} = t_{n,p} + t_{n,c} + t_{n,y}. \quad (2.113)$$

Определив время движения волн упругих деформаций на грузовой и порожней ветви с помощью полученных зависимостей скоростей распространения и подставив в уравнение (4), после преобразований получим

$$\omega_2 l^2 + 2cl - 2v_2 \left[\omega_n l_{3-4}^2 + l_{3-4} (A + D) + v_n E_0 t_{n,y} \right] v_n^{-1} = 0.$$

Решив это уравнение относительно пути, пройденного упругой волной статической деформации растяжения к началу движения волны сжатия на грузовой ветви, получим

$$l = \frac{\left[\left(c^2 + L\omega_z \right)^{1/2} - c \right]}{\omega_z},$$

где $L = \frac{2v_z \left[\omega_n l_{3-4}^2 + l_{3-4} (A + D) + v_n E_0 t_{н.у} \right]}{v_n}$.

2.10. Исследование процесса перемещения ферромагнитного груза движущимся постоянным магнитом

Отечественным и зарубежным опытом доказана целесообразность создания и широкого использования для транспортирования разнообразных ферромагнитных грузов установок с движущимся магнитным полем.

Конструктивно наиболее просто данное поле создается блоками постоянных магнитов, закрепленных на движущемся гибком тяговом органе, например, цепи.

На ферромагнитный груз 1 (рис. 2.20) находящийся на неферромагнитном желобе 2, действует магнитная сила, создаваемая движущимся магнитным блоком 3, который укреплен на цепи 4, огибающей приводную 5 и натяжную звездочки 6.

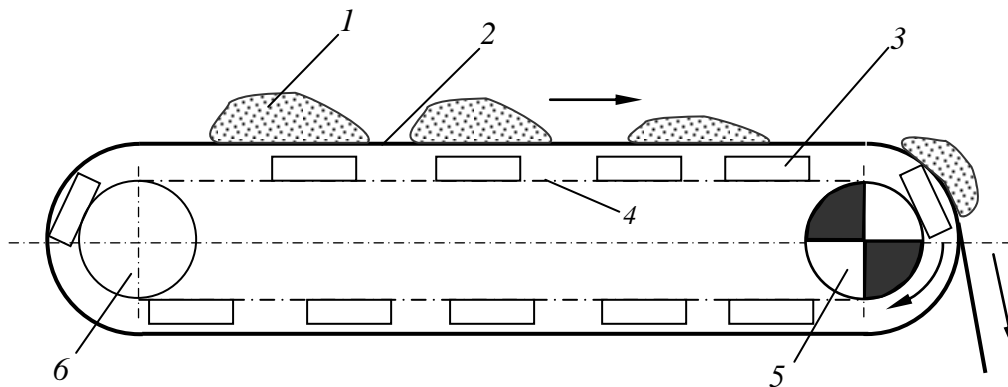


Рисунок 2.20 Схема конвейера с перемещением ферромагнитного груза с движущимся постоянным магнитом

Расчетная схема взаимодействия магнитного блока с единичным ферромагнитным грузом приведена на рис. 2.21.

Систему координат выбираем так, что ось Ox направлена по движению точки, а начало выбрано там, где точка находилась в начальный момент.

Составим дифференциальное уравнение движения ферромагнитной частицы массы m по неферромагнитному желобу, составляющему угол α с горизонтом, под действием магнитного блока, перемещающегося параллельно желобу с постоянной скоростью v и отстоящего от него на расстоянии h . В начальный момент времени скорость частицы равна нулю, а частица отстоит от

магнита на расстоянии r_0 . Силу взаимодействия между частицей и магнитом, размерами которого можно пренебречь, считаем обратно пропорциональной квадрату расстояния между ними.

$$F = kr^{-2}.$$

Прикладываем к точке все активно действующие на нее силы (силу тяжести $-mg$ и силу магнитного воздействия $-F$). Связь (неферромагнитный желоб) заменяем реакциями (нормальной $-N$ и силой трения F_{mp}). Направление всех сил показано на рис. 2.21.

Дифференциальные уравнения движения точки в системе координат XOY

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= \sum F_{kx} = F \cos \theta - mg \sin \alpha - F_{mp} \text{sign} \dot{x}; \\ m\ddot{y} &= \sum F_{ky} = N - F \sin \theta - mg \cos \alpha. \end{aligned} \quad (2.114)$$

Но так как движение точки происходит вдоль оси OX, то $\dot{y} = \ddot{y} = 0$, следовательно, второе из уравнений становится уравнением статики

$$N - F \sin \theta - mg \cos \alpha = 0, \quad (2.115)$$

следовательно,

$$F_{mp} = f \cdot N = f \cdot F \sin \theta + f \cdot mg \cos \alpha, \quad (2.116)$$

где f – коэффициент трения скольжения.

Подставляя в первое уравнение значение силы трения, находим

$$m\ddot{x} = F \cos \theta - f \cdot F \sin \theta \cdot \text{sign} \dot{x} - mg \sin \alpha - f \cdot mg \cos \alpha \cdot \text{sign} \dot{x}. \quad (2.117)$$

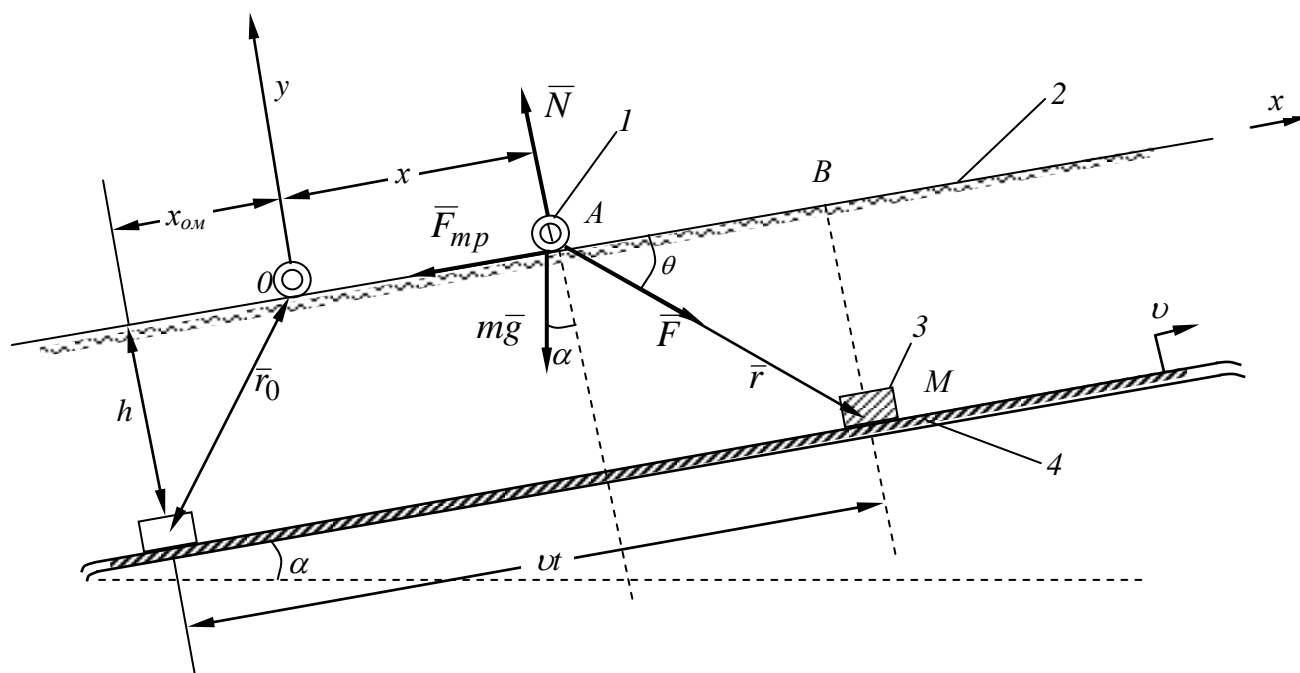


Рисунок 2.21 Расчетная схема к составлению дифференциального уравнения движения груза: 1 – груз; 2 – неферромагнитный желоб; 3 – магнитный блок; 4 – тяговый орган

Учитывая значение силы $F = \frac{k}{r^2}$ и разделяя на массу, получим

$$\ddot{x} = \frac{k}{mr^2} (\cos\theta - f \cdot \sin\theta \cdot \text{sign}\dot{x}) - g(\sin\alpha + f \cdot \cos\alpha \cdot \text{sign}\dot{x}). \quad (2.118)$$

Значения $\cos\theta$, $\sin\theta$, а также r через исходные параметры находим из прямоугольного треугольника АВМ

$$r = \sqrt{(BM)^2 + (AB)^2} = \sqrt{h^2 + (\upsilon t - (x - |x_{om}|))^2}, \quad (2.119)$$

где x_{om} – начальная координата магнита.

$$\begin{aligned} \cos\theta &= \frac{AB}{AM} = \frac{\upsilon t - (x - |x_{om}|)}{\sqrt{h^2 + (\upsilon t - (x - |x_{om}|))^2}}, \\ \sin\theta &= \frac{BM}{AM} = \frac{h}{\sqrt{h^2 + (\upsilon t - (x - |x_{om}|))^2}}, \\ F &= \frac{k}{r^2} = \frac{k}{h^2 + (\upsilon t - (x - |x_{om}|))^2}. \end{aligned} \quad (2.120)$$

С учетом этих значений дифференциальное уравнение движения ферромагнитной частицы по желобу имеет вид

$$\dot{x} = \frac{k}{m} \left\{ \frac{\upsilon t - (x - |x_{om}|) - fh \text{sign}\dot{x}}{\left[h^2 + (\upsilon t - (x - |x_{om}|))^2 \right]^{3/2}} \right\} - g(\sin\alpha + f \cdot \cos\alpha \cdot \text{sign}\dot{x}), \quad (2.121)$$

при начальных условиях

$$t = 0 \begin{cases} x_0 = 0 \\ \dot{x}_0 = 0 \end{cases}$$

с параметрами: υ , x_{om} , h , f , k , m , α .

Проанализируем полученное уравнение (2.121).

Пусть $\alpha=0$, тогда движущая сила будет равна

$$F = \frac{k}{m} \left\{ \frac{\upsilon t - (x - |x_{om}|) - fh \text{sign}\dot{x}}{\left[h^2 + (\upsilon t - (x - |x_{om}|))^2 \right]^{3/2}} \right\} - fg \text{sign}\dot{x}. \quad (2.122)$$

Движение точки из состояния покоя $t=0$, $x=0$ возможно, если $F>0$ и учитывая, что по отношению к x_{om} функция четная, рассмотрим случай $x_{om}>0$. Условие возможности движения примет вид:

$$\frac{k}{m} \left\{ \frac{x_{om} - fh}{(h^2 + x_{om}^2)^{3/2}} \right\} - fg \geq 0, \quad x_{om} \geq 0. \quad (2.123)$$

Если предположить, что максимальное значение магнитной силы пропорционально весу частицы.

$$\frac{k}{h^2} = \alpha mg \Rightarrow k = \alpha mgh^2, \quad (2.124)$$

то условие (2.123) можно представить в виде

$$\frac{x_{ом} - fh}{h^2 + x_{ом}^2} - \frac{f}{\alpha h^2} \geq 0. \quad (2.125)$$

Исследуем эту функцию

$$U(x_{ом}) = \frac{x_{ом} - fh}{h^2 + x_{ом}^2} - \frac{f}{\alpha h^2} \geq 0, \quad x_{ом} \geq 0. \quad (2.126)$$

Ее график представлен на рис. 2.22.

Значения x_1 и x_2 находятся из уравнения

$$\frac{x_{ом} - fh}{h^2 + x_{ом}^2} - \frac{f}{\alpha h^2} = 0. \quad (2.127)$$

Чтобы x_1 и x_2 существовали, необходимо, чтобы максимум функции $U(x_{ом})$ был положительным.

Для нахождения x_3 найдем производную от $U(x_{ом})$ и приравняем ее к нулю

$$U'(x_{ом}) = \frac{[x_{ом}^2 + h^2]^{3/2} - (x_{ом} - fh) \cdot \frac{3}{2} \cdot (x_{ом}^2 + h^2)^{1/2} \cdot 2x_{ом}}{(x_{ом}^2 + h^2)^3}. \quad (2.128)$$

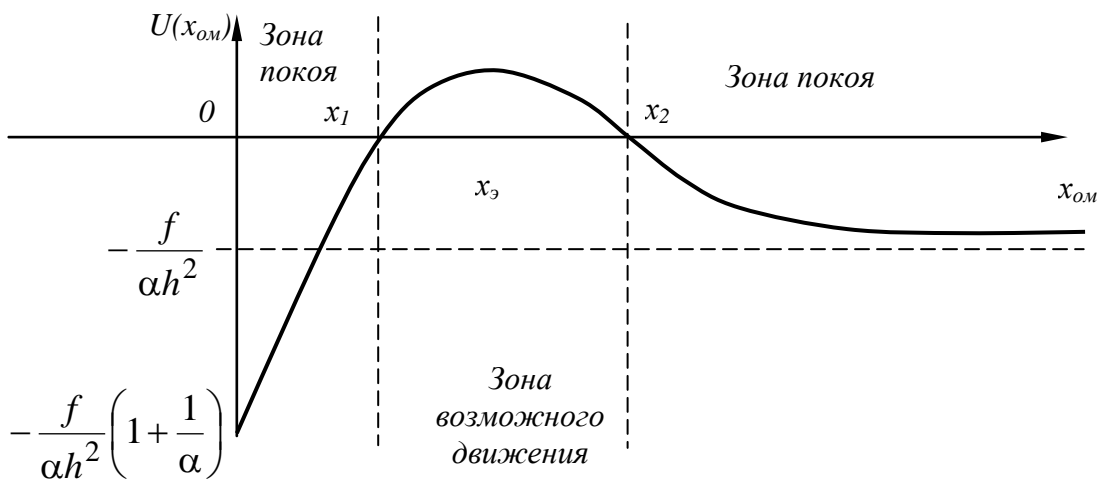


Рисунок 2.22 К анализу уравнения движения груза

Так как $x_0^2 + h^2 \neq 0$, то $U'(x_{om}) = 0$

если

$$2x_{om}^2 - 3fhx_{om} - h^2 = 0. \quad (2.129)$$

Откуда

$$\begin{aligned} x_{1\vartheta} &= \frac{h}{4} \left(3f - \sqrt{9f^2 + 8} \right), \\ x_{2\vartheta} &= \frac{h}{4} \left(3f + \sqrt{9f^2 + 8} \right), \end{aligned} \quad (2.130)$$

а поскольку $x_{1\vartheta}$ не может удовлетворять условиям, ибо $x_{om} > 0$, то находим

$$x_{\vartheta} = \frac{h}{4} \left(3f + \sqrt{9f^2 + 8} \right). \quad (2.131)$$

Следовательно, наличие зоны движения определяется условием

$$\frac{\frac{h}{4} \left(2f + \sqrt{9f^2 + 8} \right) - fh}{\left[\frac{h^2}{16} \left(3f + \sqrt{9f^2 + 8} \right)^2 + 16 \right]^{3/2}} - \frac{f}{16\alpha} > 0. \quad (2.132)$$

Приведем дифференциальное уравнение движения

$$\ddot{x} = \frac{k}{m} \left\{ \frac{\upsilon t - (x - |x_{om}|) - fh \operatorname{sign} \dot{x}}{\left[h^2 + (\upsilon t - (x - |x_{om}|))^2 \right]^{3/2}} \right\} - g(\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{sign} \dot{x})$$

к безразмерной форме, для чего введем новые безразмерные переменные U и τ

$$u = \frac{x}{h}, \quad \tau = \frac{\upsilon}{h} t,$$

тогда $\dot{x} = \upsilon \dot{u}$, $\ddot{x} = \frac{\upsilon^2}{h} \ddot{u}$.

С учетом замены, дифференциальное уравнение примет вид

$$\frac{\upsilon^2}{h} \ddot{u} = \frac{k}{m} \left\{ \frac{\upsilon \cdot \frac{h}{\upsilon} \tau - (hu - |x_{om}|) - fh \cdot \operatorname{sign} \upsilon \dot{u}}{\left[h^2 + \left(\upsilon \cdot \frac{h}{\upsilon} \tau - (hu - |x_{om}|) \right)^2 \right]^{3/2}} \right\} - g(\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{sign} \upsilon \dot{u}).$$

Разделив на $\frac{v^2}{h}$, найдем

$$\ddot{u} = \frac{k}{mv^2h} \left\{ \frac{\tau - \left(u - \left| \frac{x_{OM}}{h} \right| \right) - f \cdot \text{sign} v \dot{u}}{\left[1 + \left(\tau - \left(u - \left| \frac{x_{OM}}{h} \right| \right) \right)^2 \right]^{3/2}} \right\} - \frac{gh}{v^2} (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha \cdot \text{sign} v \dot{u}).$$

Пусть $\frac{k}{mv^2h} = A$, $\frac{gh}{v^2} = B$, $\frac{x_{OM}}{h} = d$.

Тогда уравнение движения примет вид

$$\ddot{u} = A \left\{ \frac{\tau - (u - |d|) - f \cdot \text{sign} v \dot{u}}{\left[1 + (\tau - (u - |d|))^2 \right]^{3/2}} \right\} - B (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha \cdot \text{sign} v \dot{u}).$$

2.11. Мощность, режимы работы и определение места расположения приводов

Привод конвейера в общем случае может быть установлен в любом его месте, однако обычно привод располагают в голове или в хвосте установки, что влияет на характер изменения натяжений по длине конвейера. При выборе места расположения привода руководствоваться следующими критериями:

1. Минимум наибольшего натяжения. Снижение натяжения позволяет продлить срок службы тягового органа, увеличить длину и т.д.

2. Минимум суммарного натяжения, т.е. площади между ломаной натяжений и осью абсцисс на диаграмме натяжений. Этот критерий направлен на продление срока службы тягового органа.

3. Максимум натяжения в точке сбегания (для тормозного режима точки набегания). Этот критерий относится, главным образом, к передаче тягового усилия барабанными приводами, хотя нельзя им пренебречь и для звездочных приводов, где при слабых натяжениях в точке сбегания также возможно проскальзывание цепи по блоку.

4. Минимум усилия на обводном барабане. Если обводной барабан является натяжным, то этот критерий приводит к снижению натяжного усилия (если натяжное устройство грузовое, то это приводит к снижению массы груза).

5. Максимум удобства эксплуатации. Сюда относится наименьшее расстояние от подачи запасных частей или выдаче узлов для ремонта, перемещения людей, подвода электроэнергии, движения свежей вентиляционной струи, удобство эксплуатации и т.д.

Если обобщить первые указанные 4 критерия, то во всех случаях предпочтительно устанавливать привод в конце ветви с большим (алгебраически) натяжением. Такие места расположения привода удовлетворяют также критерию 5.

Сделанный вывод о том, что место расположения привода почти не влияет на наибольшее натяжение не распространяются на конвейер со сложным профилем, что показано на следующем примере.

Сравним три варианта расположения привода: в пунктах 1, 2 или 3 (рис. 2.23). Диаграмма натяжений имеет четыре участка, показанные сплошной линией. Из последней точки 6 повторим диаграмму для участков 1-2, 2-3, 3-4. Расположение привода соответствует той точке контура, с которой начато построение. Поэтому, участок I соответствует расположению привода в точке I (6), участок II - в точке 2, участок III - в точке 3.

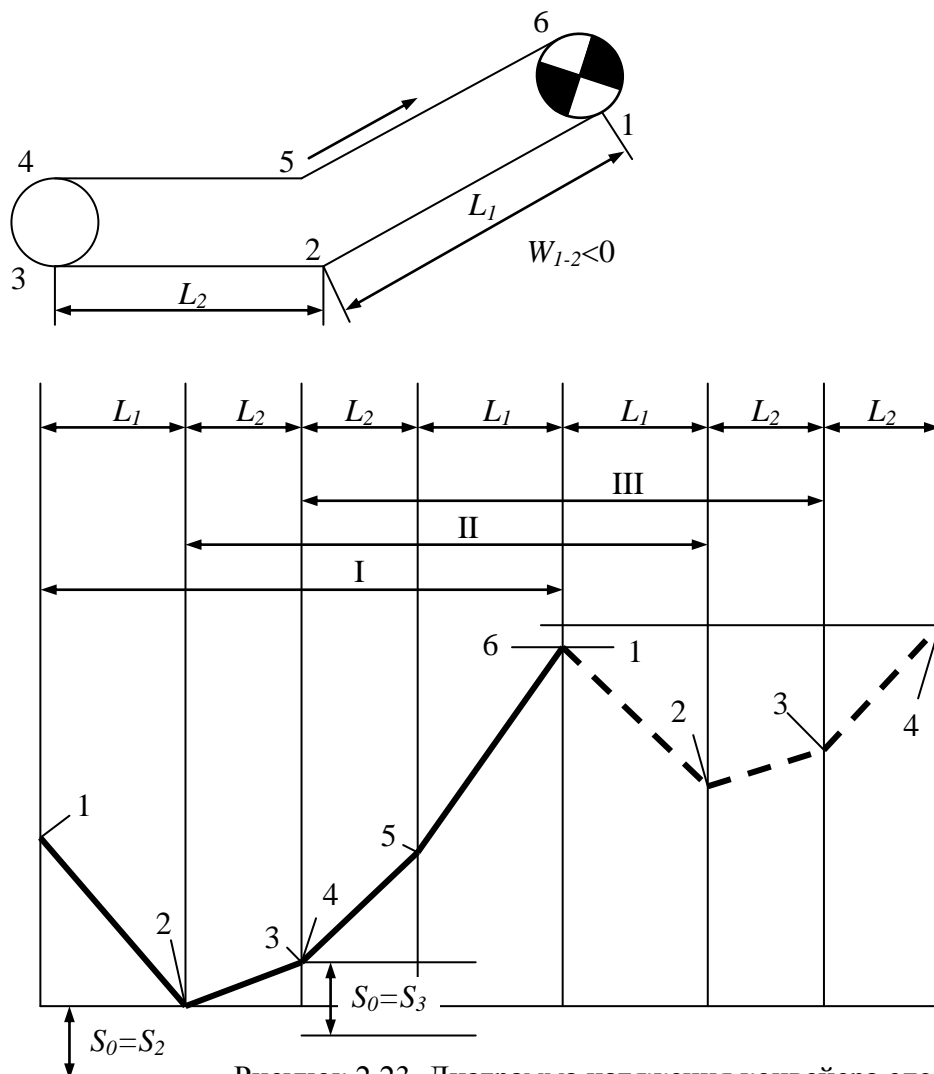


Рисунок 2.23 Диаграмма натяжения конвейера сложного профиля для выбора места положения привода

Из сравнения трех вариантов видно, что при расположении привода в точках 1 и 2 наибольшее натяжение

$$S_{\text{макс}} = S_6 = S_0 + W_{2-3} + W_{4-5} + W_{5-6},$$

а при расположении в точке 3

$$S_{\text{макс}} = S_0 + W_{4-5} + W_{5-6},$$

т.е. меньше.

Таким образом, для конвейера сложного профиля место расположения привода влияет на значение максимального натяжения.

Критерий максимума удобства эксплуатации может войти в противоречие с некоторыми другими критериями и окончательное решение принимают исходя из весомости результатов.

Если мощности одного привода недостаточно, ставят два привода по концам. В некоторых случаях это может снизить наибольшее натяжение. Так, диаграмма натяжения горизонтального двухприводного конвейера изображается ломаной 1-2-3-4 (рис. 2.24, а). Если точка 3 расположена выше точки 1, то наибольшее натяжение

$$S_{\text{макс}} = S_0 + W_{\text{нор}} - W_{II} + W_{\text{зр}}.$$

Для одноприводного конвейера с приводом в голове

$$S_{\text{макс}} = S_0 + W_{\text{нор}} + W_{\text{зр}},$$

т.е. выше. Если же точка 3 располагается ниже точки 1 ($W_{II} > W_{\text{нор}}$), то

$$S_{\text{макс}} = S_0 + W_{\text{зр}},$$

т.е. снижается еще больше.

Для наклонного конвейера транспортирующего груз вверх, как двухприводного так и одноприводного (рис. 2.24, б) $S_{\text{макс}} = S_0 + W_{\text{зр}}$.

Рассмотрим влияние на наибольшее натяжение промежуточных (взаимодействующих с верхней ветвью) и головного приводов (рис. 2.25). Обозначим через W_0 полное тяговое усилие, а через W_2 ; W_I ; W_{II} тяговые усилия соответственно головного, первого и второго приводов. Диаграмма натяжений изображена ломаной 1-2-4-5-6-7-8. При оснащении конвейера одним только головным приводом диаграмма принимает вид ломаной 1-2-4-5-6-7-8. Таким образом, промприводы снижают наибольшее натяжение.

На требуемую мощность двигателя оказывает влияние режим работы конвейера, определяемый нагрузочной диаграммой, которая бывает сложной из-за многообразия эксплуатационных факторов: неравномерности грузопотока и связанного с этим непостоянства тягового усилия, величины и распределения пауз, переходных режимов, перемещения пункта погрузки вдоль конвейера, падения напряжения в сети и т.д. Поэтому расчет мощности с учетом указанных факторов представляет определенные трудности и в случае необходимости получения уточненного результата производится для конкретных условий по своей методике. В обычных же случаях из расчетного тягового усилия W_0 ; считая

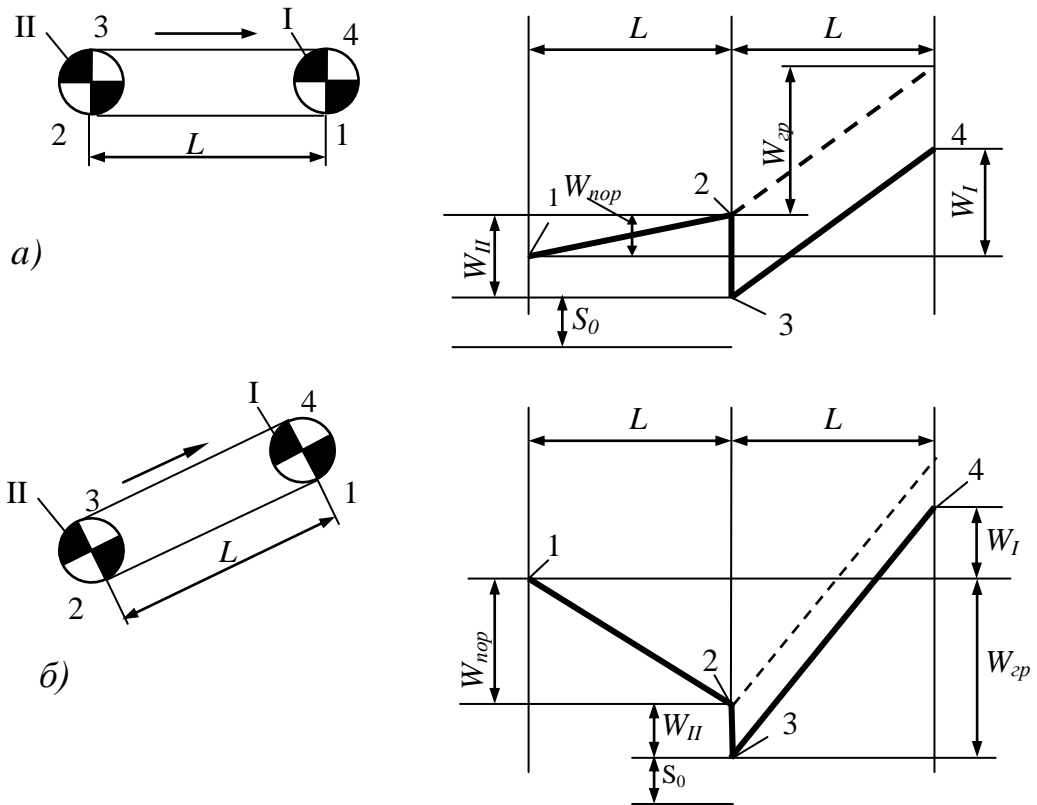


Рисунок 2.24 Диаграммы натяжения для конвейера с приводами по концам

его постоянным, номинальной скорости v , коэффициента полезного действия η от вала двигателя приводного блока и коэффициента режима $k_{реж}$, которым укрупнено учитываются перечисленные выше режимные факторы.

Таблица 2.5

Коэффициенты режима и полезного действия

Конвейер	$k_{реж}$	η
Забойные скребковые конвейеры:		
одноприводные	0,7	0,82-0,87
многоприводные	0,9	0,82-0,87
Ленточные конвейеры	1,0	0,87-0,92
Пластинчатые конвейеры:		
одноприводные	1,0	0,82-0,87
многоприводные	1,1-1,2	0,82-0,87

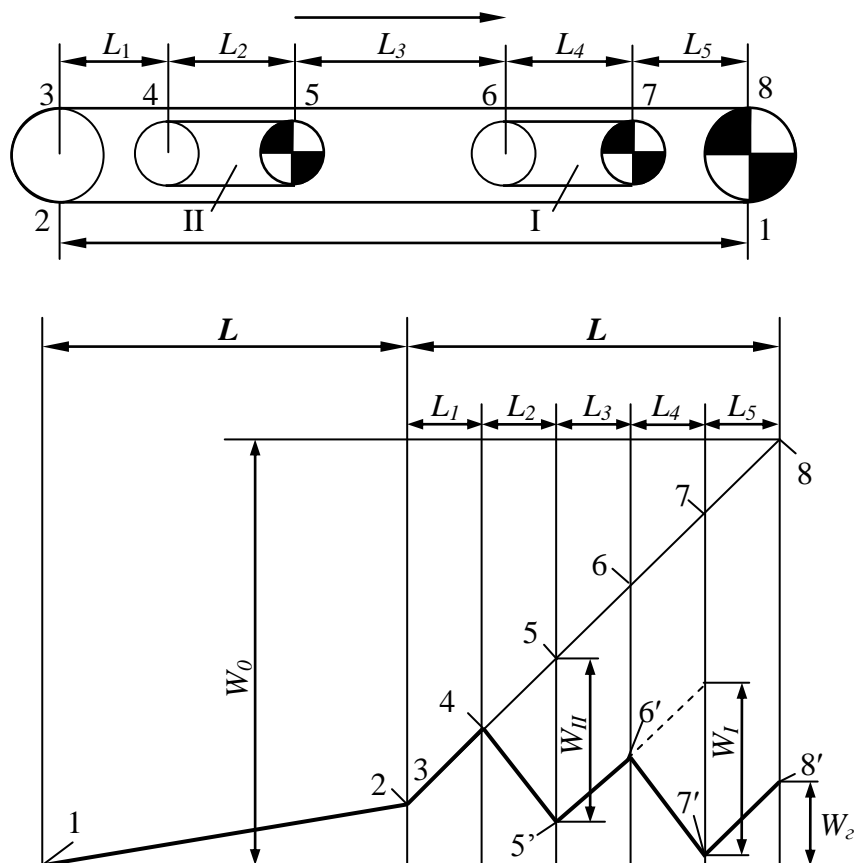


Рисунок 2.25 Диаграмма натяжения для конвейера с двумя промежуточными приводами, взаимодействующими с верхней ветвью

Мощность на валу двигателя:

- для двигательного режима

$$N = \frac{W_0 v k_{реж}}{1000 \eta}, \text{ кВт}; \quad (2.133)$$

- для тормозного режима

$$N = \frac{1,05 \cdot |W_0| v \eta k_{реж}}{1000 \eta}, \text{ кВт}. \quad (2.134)$$

В последнем выражении W_0 взято по абсолютному значению с тем, чтобы не получить формально отрицательной мощности. КПД помещен в числитель, т.к. различные трения в приводе (снижающие КПД) создают тормозное усилие и их наличие снижает требуемое тормозное усилие двигателя, работающего как генератор. Коэффициент 1,05 учитывает повышение частоты вращения ротора выше синхронной.

Для самодействующей установки необходимо определить дополнительно мощность холостого хода

$$N^{xx} = \frac{W_0^{xx} \cup k_{реж}}{1000\eta}, \text{ кВт}, \quad (2.135)$$

где W_0^{xx} - тяговое усилие при $q=0$.

Если угол наклона конвейера близок к углу его равновесия, то мощность по (2.135) будет больше, чем по (2.134) и расчетным должен служить режим холостого хода.

$$N_{уст} = k_m N \text{ кВт}. \quad (2.136)$$

Установочная мощность с учетом коэффициента запаса $k_m = 1,1 - 1,2$.

Вопросы для самоконтроля к главе 2

1. Запишите в общем виде уравнение движения конвейера.
2. Что такое приведенная к окружности масса приводного барабана (звездочки) конвейера?
3. Как протекают и чем характеризуются динамические переходные процессы в тяговых органах ленточных и цепных конвейерах?
4. Определите массовую и объемную производительность конвейера.
5. Как определить распределенные силы сопротивления движению тягового органа конвейера? Сосредоточенные? Дополнительные?
6. Определите натяжения тягового органа конвейера по точкам.
7. Представьте алгоритм построения и покажите общий вид диаграммы натяжения тягового органа конвейера.
8. Как записывается формула Эйлера для конвейеров при двигательном и тормозном режимах работы приводов?
9. Что такое дуга скольжения и дуга покоя барабана конвейера при передаче тягового усилия трением?
10. Почему при передаче тягового усилия зацеплением тяговый орган конвейера движется неравномерно?
11. Как определить, от чего зависят динамические нагрузки цепи конвейера?
12. Как определить мощность двигателя конвейера при работе привода в двигательном и тормозном режимах? Когда двигатель привода работает в двигательном и тормозном режимах?

ГЛАВА 3

ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

3.1 Общая характеристика

Ленточные конвейеры (рис. 3.1) являются наиболее распространенным средством непрерывного транспортирования различных насыпных и штучных грузов в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве, пищевых производствах и других областях народного хозяйства. Геометрические схемы ленточных конвейеров показаны на рис. 3.2.

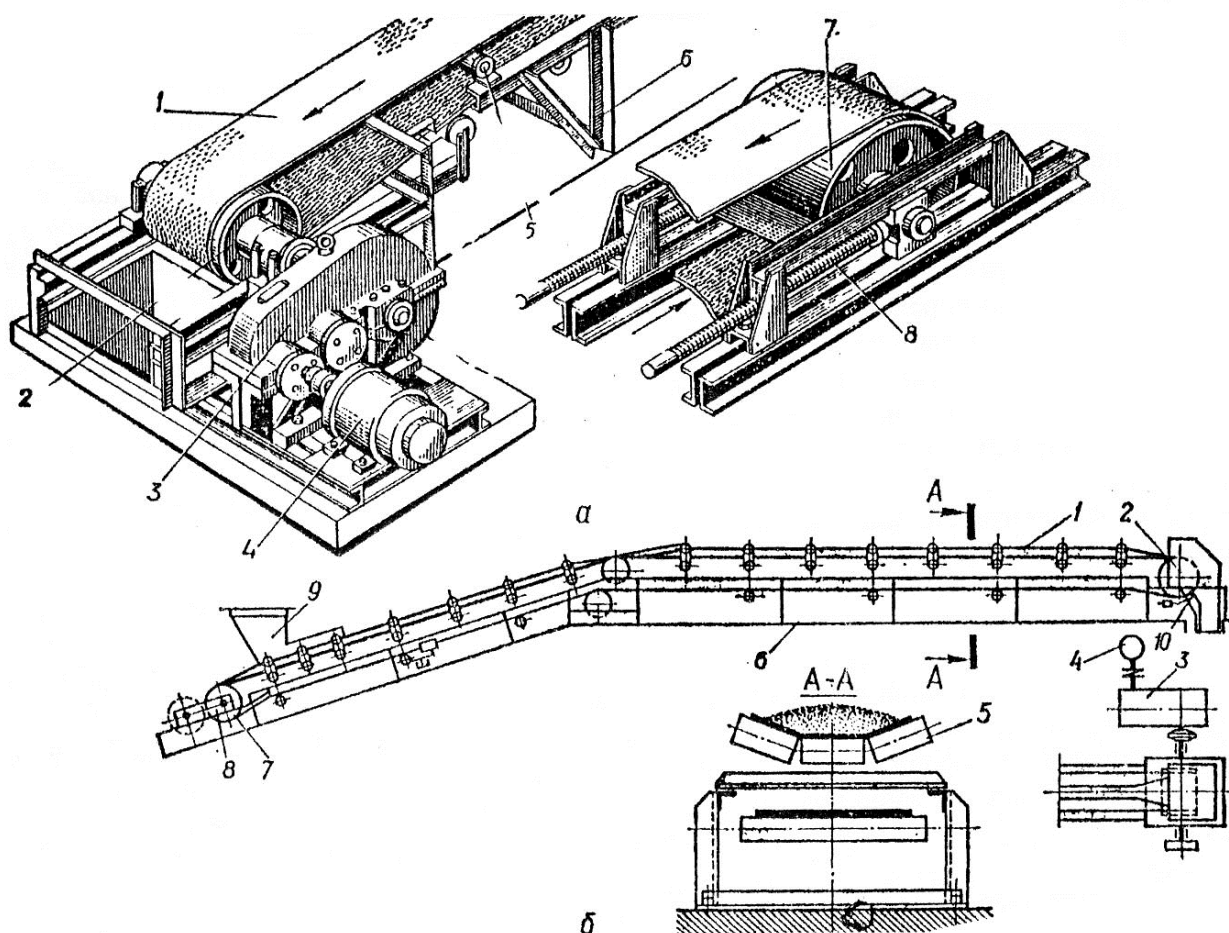


Рисунок 3.1 Ленточный конвейер:

- a* – отдельные узлы; *б* – принципиальная схема конвейера;
1 – лента; 2 – приводной барабан; 3 – редуктор; 4 – электродвигатель; 5 – роlikоопоры;
6 – металлоконструкция; 7 – натяжной барабан; 8 – натяжные винты;
9 – загрузочное устройство; 10 – очистительное устройство

Основой конвейера является бесконечная замкнутая гибкая лента. В зависимости от типа транспортируемого груза лента может иметь плоскую или желобчатую форму. Верхняя рабочая и нижняя холостая ветви ленты поддерживаются роlikоопорами. Движение ленте конвейера сообщает приводной барабан, приводимый во вращение электродвигателем через редуктор. Постоянное натяжение ленте обеспечивается натяжным устройством.

Производительность ленточных конвейеров при скорости движения 5...8 м/с и ширине ленты 2400...3000 мм может быть доведена до 20000...30000 т/ч.

Длина отдельных горизонтальных конвейеров с высокопрочными лентами составляет 5...10 км.

По типу тягового органа различают конвейеры с резинотканевой и резинотросовой, стальной и сетчатой (проволочной) лентами, ленточно-канатные, ленточно-цепные и магнитно-ленточные.

Анализ эксплуатации конвейеров и опыт конвейеростроения показывают, что дальнейшее их совершенствование характеризуется следующими основными направлениями:

- повышение производительности за счет увеличения скорости движения, а также применения более рационального сечения роlikоопор, обеспечивающего большую площадь транспортируемого материала при той же ширине ленты;
- значительное повышение мощности приводов;
- повышение надежности и срока службы конвейеров за счет улучшения качества лент, использования роlikов с высококачественными уплотнениями, которые не требуют систематической смазки, усовершенствования конструкции привода, става, способов очистки ленты;
- снижение массы и стоимости конвейеров за счет применения безрамных конструкций конвейерного става с канатными направляющими и легких подвесных роlikоопор;
- создание различных специальных типов лент для повышения возможного угла транспортирования материала;

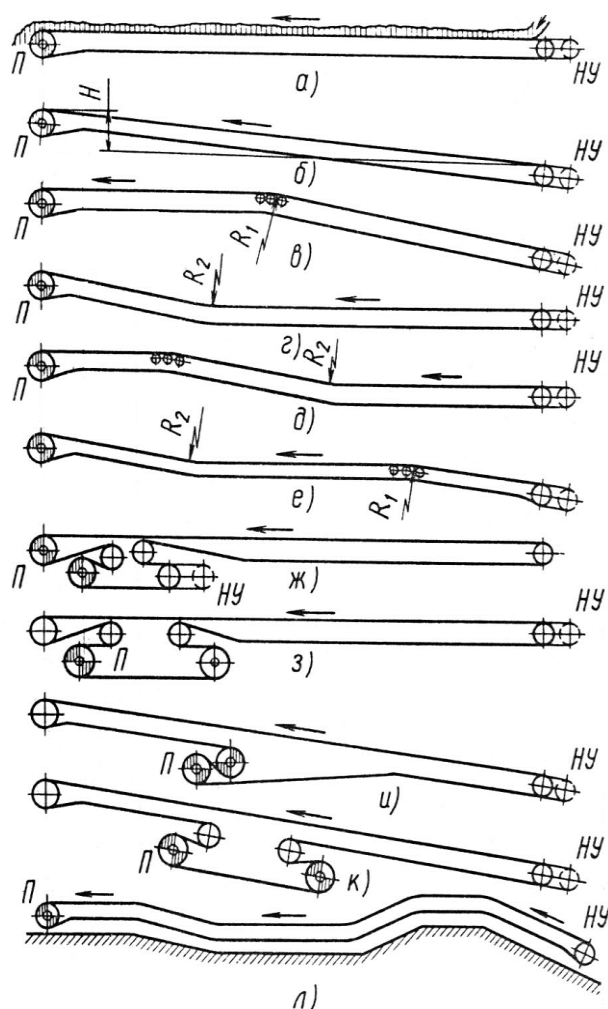


Рисунок 3.2 Геометрические схемы ленточных конвейеров:

а...е, л – с однобарабанным приводом;
ж...к – с двухбарабанным приводом
(П – привод, *НУ* – натяжное устройство)

- внедрение широкой автоматизации при транспортировании конвейерами, оснащение конвейеров специальными средствами защиты, сигнализации контроля и блокировки;
- стандартизация в широких масштабах основных параметров конвейеров и их наиболее массовых элементов (ширины ленты, числа прокладок, диаметров и длин роликов, диаметров и длин барабанов, диаметров блоков, редукторов, турбомуфт и др.).

3.2 Устройство ленточных конвейеров

Конвейерная лента. Это основной, наиболее дорогой (до 50% стоимости всего конвейера) и наименее долговечный элемент конвейера, который является одновременно грузонесущим и тяговым органом. Лента состоит из каркаса, заключенного между резиновыми обкладками и предназначенного для поддержания груза и передачи тягового усилия. Резиновые обкладки защищают каркас от механических повреждений и воздействия окружающей среды.

По типу каркаса ленты можно разделить на резинотканевые и резинотросовые общего назначения и специальные: морозостойкие, огнестойкие, пищевые и другие.

Каркас лент общего назначения изготавливают из натуральных, искусственных, синтетических (полиамидных и полиэфирных) или комбинированных волокон.

Обкладки – из натурального и синтетического каучука или из специальных синтетических материалов. В качестве синтетических материалов для прокладок в ленте применяют полиэфирные материалы типа лавсан (терилан); полиамидные – типа капрон, анид (нейлон), искусственный шелк.

В целях экономии каучука вместо лент на основе бельтинга Б-820 применяются ленты нарезной конструкции без сквижей с каркасом БКНЛ-65, содержащим 72% хлопка и 28% лавсана (см. приложение). Ленты по числу тканевых прокладок и ширине должны соответствовать ГОСТ 20-85.

Ленты с каркасом из комбинированных тканей (лавсан в основе и капрон в утке) более ударостойкие, чем ленты из лавсановых волокон. Ткани из лавсана имеют меньшее удлинение, чем ткани из анида и капрона (табл. 3.1).

Наряду с применением резинотканевых лент возрастает необходимость применения лент с тросовой основой, у которых стальные тросы каркаса завулканизированы в резину. Резинотросовые ленты могут быть выполнены без тканевых прокладок или с прокладками, которые усиливают каркасность ленты.

В конвейерах небольшой длины, работающих в легком режиме следует использовать ленты с тканевыми прокладками прочностью не больше 1,5 кН/см ширины прокладки.

Для транспортирования абразивных грузов применяют ленту с прокладками из комбинированных нитей (хлопок и лавсан) типа БКНЛ-100, БКНЛ-150 и со сквижами или ЛХ-120 со сквижами и брекером под рабочей прокладкой.

Таблица 3.1

Характеристика резиноканевых лент

Тип ткани каркаса резиноканевых лент	Ширина ленты, мм	Прочность прокладки на разрыв по основе, кН/см	Количество прокладок, шт.	Относительное удлинение при рабочей нагрузке, %	Толщина обкладки, мм
БКНЛ-65	650-1400	0,5	3-10	5,0	1,0-3,0
БКНЛ-100	650-1400	1,0	3-8	3,5	1,0-3,0
БКНЛ-150	650-1400	1,5	3-8	3,5	2,0-4,5
ЛХ-120	650-2000	1,2	3-12	2,0	2,0-4,5
ТА-100	650-1400	1,0	3-8	3,5	2,0-4,5
ТА-150	650-1400	1,5	3-8	3,5	2,0-2,6
ТА-300	1200-2000	3,0	4-10	4,0	2,0-2,6
ТЛ-150	800-1400	1,5	3-8	2,0	2,0-2,6
ТЛ-200	800-1400	2,0	3-8	2,0	2,0-2,6
ТЛК-150	800-1400	1,5	3-8	2,0	2,0-2,6
ТЛК-200	800-1400	2,0	3-8	2,0	2,0-2,6
ТК-300	1200-2000	3,0	4-10	4,0	2,0-2,6
ТК-400	1200-2000	4,0	4-8	5,0	2,0-2,6
МЛ-200	1000	2,0	1	1,5	3,0-4,0
МЛ-300	1000	3,0	1	1,5	3,0-4,0
МК-300	1000	3,0	1	3,0	3,0-4,0
МК-600	1000	6,0	1	3,0	3,0-4,0

Для транспортирования среднекусковых абразивных грузов применяют ленты с прокладками из анида типа ТА-100 и ТА-150, из нитей лавсана типов ТЛК-150 и ТЛК-200. Толщина рабочей обкладки этих лент 4,5...6,0 мм.

Для транспортирования крупнокусковых грузов может быть использована лента с прокладками типа ТА-300, а для среднекусковых – с прокладками типов К-10-2-3Т; ТК-300 и ТК-400, имеющие брекер с капроновой основой под рабочей обкладкой.

Резинотросовые ленты прочностью 15...60 кН/см применяют для транспортирования крупнокусковых абразивных грузов (см. приложение).

Резинотросовые ленты имеют меньшее относительное удлинение (до 0,25%) при одинаковой с резиноканевыми лентами рабочей нагрузке, большую стойкость к ударным нагрузкам, хорошую гибкость, монолитны по конструкции и относительно более дешевы и просты в изготовлении. К недостаткам следует отнести большую массу и сложность стыковочных работ (только горячей вулканизацией).

Стыковка резиноканевых лент может быть «механическая» – соединение скобами, петлевыми зажимами и т.п.; горячей или холодной вулканизацией с

применением специальных клеев. Прочность стыков должна быть максимально приближена к прочности и долговечности цельной ленты.

Ленты общего исполнения можно применять при температуре окружающего воздуха не ниже -25°C и при температуре транспортируемого груза не выше $+60^{\circ}\text{C}$. Морозостойкие ленты сохраняют работоспособность до температуры -45°C .

Роликоопоры. По назначению роликоопоры делятся на рядовые (линейные) и специальные. Рядовые роликоопоры служат для поддержания ленты и придания ей необходимой формы (желобчатости). Специальные роликоопоры кроме обычных функций, должны выполнять следующие функции: регулирование положения ленты относительно продольной оси (центрирующие); смягчение ударов груза о ленту в местах загрузки (амортизирующие); очистка ленты от частиц налипшего груза (очистительные); изменение желобчатости ленты перед барабанами (переходные).

Роликоопоры бывают трех типов: тяжелые, нормальные и легкие. Ось роликоопоры конструктивно выполняется жесткой на цапфах или гибкой из каната (подвесные). Наибольшее распространение получили жесткие роликоопоры.

Конструктивное выполнение роликов определяется в основном типом подшипников, способом их уплотнения и смазкой.

В трехроликовой опоре все ролики располагаются в одной плоскости или средний ролик выдвигается вперед для уменьшения «жевания» ленты и удобства смазки. Угол наклона боковых роликов трехроликовой опоры резиноканевых лент (синтетических) и резиноканевых лент может быть увеличен до $36...45^{\circ}$ (вместо $12...20^{\circ}$ для хлопчатобумажных), что позволяет увеличить производительность конвейера при той же ширине ленты и улучшить ее центрирование (рис. 3.3).

Центрирующие роликоопоры устанавливаются обычно через 10..12 роликоопор и около мест загрузки. Амортизирующие роликоопоры (рис. 3.4.) применяют для снижения динамических нагрузок и защиты ленты от разрушения падающими кусками груза в местах загрузки.

Конструкция подвесных роликоопор для канатного става показаны на рис. 3.5. в двух исполнениях – на шарнирном и канатном подвесах.

Все роликоопоры монтируют на шарикоподшипниках за исключением роликоопор тяжелого типа для лент шириной 800–1400 мм, которые изготавливаются на роликоподшипниках.

Ролики. Все выпускаемые ролики делятся на три основные группы: верхние, нижние и специальные. Эти группы, в свою очередь, подразделяются на ролики с вкладышем и сквозной осью и безвкладышные. Ролики с вкладышем отличаются друг от друга материалом вкладышей, конструкцией и материалом лабиринтных уплотнений, способом смазки подшипниковых узлов, соединением между собой и установкой в роликоопоры. Ролики безвкладышной конструкции так же имеют два исполнения: со сквозной осью и без сквозной оси (моноблочные).

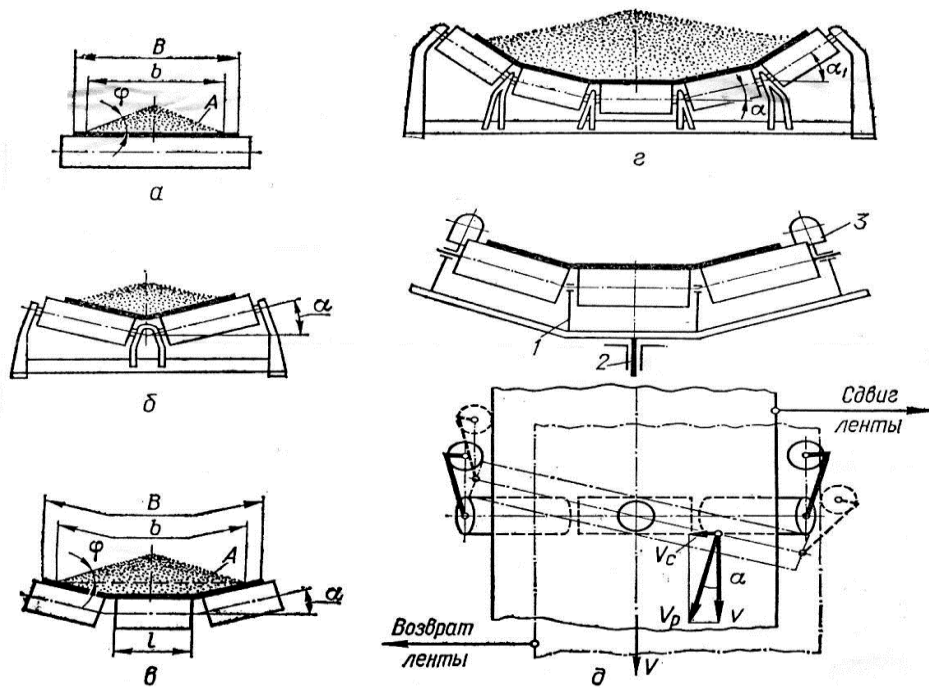


Рисунок 3.3 Типы роlikоопр:

a – однороликовая; *б* – двухроликовая $\alpha = 15$ и 20° ; *в* – трехроликовая $\alpha = 20, 30, 36, 45^\circ$; *г* – пятироликовая, $\alpha_1 = 45^\circ$ и $\alpha = 22,5^\circ$ или $\alpha_1 = 54^\circ$ и $\alpha = 18^\circ$; *д* – центрирующая; *1* – поворотная рама; *2* – вертикальная ось; *3* – вертикальный (дефлекторный) ролик

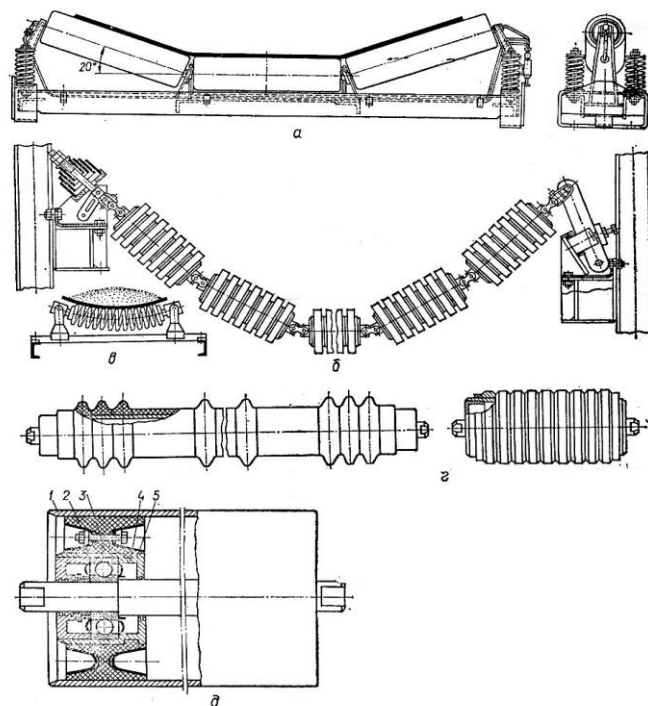


Рисунок 3.4 Амортизирующие роlikоопоры:

a, б – роlikоопоры на пружинах: *в* – пружинные роlikоопоры для стальных лент; *г* – обрeзиненный с ребристыми резиновыми бандажми ролик; *д* – металлорезиновые ролик; *1* – обeчайка; *2* – наружные упругие втулки; *3* – подшипники; *4* – внутренние жесткие стаканы; *5* – упругие конусные кольца.

Таблица 3.2

Выбор типа роликоопоры в зависимости от ее назначения
и характеристики транспортируемого груза

Транспортируемый груз	Роликоопоры для ветви ленты	
	верхней (рабочей)	нижней (обратной)
	Тип и обозначение по ГОСТ 22645 - 77	Тип и обозначение по ГОСТ 22645 - 77
Насыпные грузы: мало- и среднеабразивные (группы абразивности А, В, С), не налипающие. Штучные грузы всех видов.	Верхняя прямая П; верхняя желобчатая Ж; верхняя желобчатая, центрирующая ЖЦ; верхняя желобчатая, амортизирующая ЖА	Нижняя прямая Н; НЛ; нижняя желобчатая НЖ; НЖД; нижняя прямая, центрирующая НЦ; НЦЛ
Насыпные грузы групп абразивности А, В и С, налипающие		Нижняя прямая, дисковая НД; НДЛ; нижняя желобчатая, дисковая НЖД НЖДЛ
Насыпные грузы сильно абразивные (группа Д), агрессивные, налипающие	Верхняя прямая, футерованная ПФ; верхняя желобчатая, футерованная ЖФ; желобчатая, футерованная, центрирующая ЖФЦ	Нижняя прямая, футерованная, дисковая НФ, НФЛ; НДЛ; нижняя желобчатая, футерованная, дисковая НЖФ; НЖФЛ; НЖДЛ; нижняя прямая, футерованная, центрирующая НЦФ; НЦФЛ.

Диаметр роликов выбирают в зависимости от ширины ленты, скорости ее движения (табл. 3.3).

Таблица 3.3

Диаметр ролика, прямой и желобчатой роликоопор

Диаметр ролика d_p , мм	Диапазон ширины ленты B , мм	Плотность транспортируемого груза ρ , т/м ³ , не более	Наибольшая скорость движения ленты v , м/с
63; 76; 89	400-650	1,6	2,0
	400-800	1,6	1,6
102; 108	400-650	2,0	2,5
	800-1200	1,6	2,5
127; 133	800-1200	2,0	2,5
152; 159	800-1200	3,5	4,0
	1600-2000	3,5	3,2
194; 219; 245	800-1400	3,5	4,0
	1600-2000	4,0	6,3

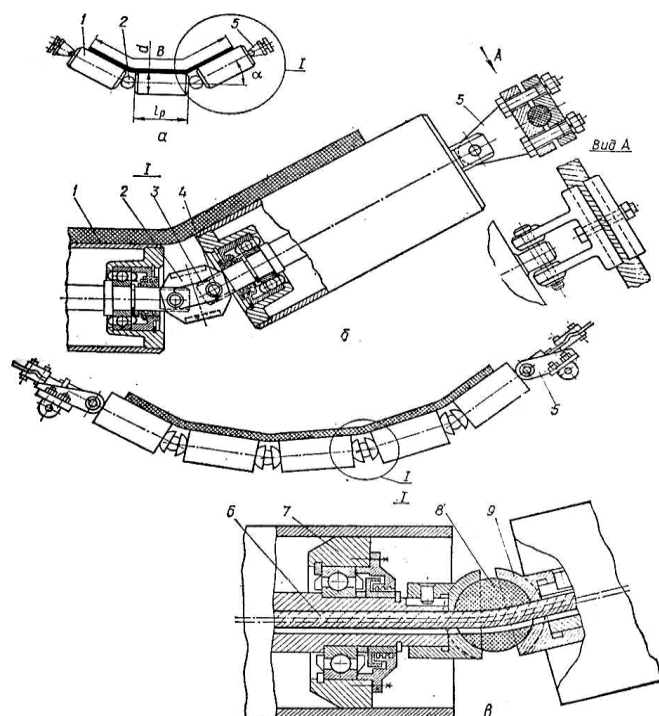


Рисунок 3.5 Подвесные роlikоопоры:

a, б – шарнирные; *в* – канатный подвес; *1* – ролик; *2* – соединительные звенья; *3* – фиксаторы; *4* – пальцы; *5* – специальные зажимы; *6* – опорный канат; *7* – ролик; *8* – упругие элементы; *9* – соединительные полуцилиндры.

Работа роликов оказывает решающее влияние на износ конвейерной ленты и определяет затраты электроэнергии. Сопротивление вращения ролика в первую очередь зависит от коэффициентов трения материалов в подшипниковых узлах. Для шарикоподшипников этот коэффициент составляет 0,001...0,005. Для подшипников скольжения коэффициенты трения выше. Значение коэффициентов трения приведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Коэффициенты трения скольжения

Трущиеся материалы	Коэффициент трения		
	Сухое трение	Смазка водой	Смазка маслом
Сталь-сталь	0,15	-	0,05-0,1
Сталь-чугун	0,18	-	0,05-0,15
Сталь-бронза	0,1	-	0,07-0,1
Чугун-бронза	0,15-0,2	-	0,07-0,15
Сталь-баббит	0,1-0,15	-	-
Сталь-текстолит	0,51	0,31	0,21-0,18
Сталь-капрон	0,46	0,3	0,22-0,08
Сталь-нейлон	0,43	0,21	0,18
Сталь-полиэтилен	0,197	0,167	0,115
Сталь-резина	-	0,02-0,06	-
Сталь-фторопласт	0,04-0,06	-	0,027

Ведущие европейские фирмы по производству ленточных конвейеров ориентируются на применение в узлах вращения роликов шарикоподшипников, причем предпочтение отдается прецизионным подшипникам, как обеспечивающим более надежную работу узла и низкое сопротивление вращению. Вместе с этим не исключается применение роликов и с шарикоподшипниками, имеющими большие зазоры, что расширяет диапазон допустимых перекосов, неизбежных при сборке роликов. Ряд фирм KONE (Финляндия), FCK (Япония) и др. применяют для роликов, работающих в запыленных и влажных условиях, шарикоподшипники закрытых и полужакрытых конструкций.

Ряд зарубежных фирм (в основном США и Англия) используют конические роликоподшипники, применение которых обусловлено, в первую очередь, высокой несущей способностью последних и целесообразно на мощных, тяжело нагруженных конвейерах. Однако это преимущество может быть реализовано только при малых угловых деформациях осей роликов и требует увеличения их жесткости, а также постоянного пополнения смазки и регулировки подшипников с целью поддержания радиальных зазоров в допустимых пределах.

Работы, выполненные в МГТУ (бывший МВТУ им. Баумана), показали, что наиболее рациональным из возможных путей повышения качества конвейерных роликов является замена однорядных радиальных шарикоподшипников на идентичные по размерам двухрядные сферические. Эффективность такой замены обуславливается большей в 3...8 раз долговечностью сферических подшипников, работающих в условиях перекоса колец.

Выполнены и другие важные исследования, в том числе по применению выносных подшипниковых узлов, однако при этом сопротивление вращающего ролика увеличивается в 2...2,5 раза по сравнению с применением подшипников, посаженных на сквозную ось.

Долговечность роликов с шарикоподшипниками значительно ниже долговечности аналогичных роликов с подшипниками скольжения. Сравнительные испытания роликов с шарикоподшипниками и с металлокерамическими подшипниками, проведенные Гипроуглемашем и ЦНИИТМАШем на шахтах и угольных карьерах показали, что средний срок службы роликов с шарикоподшипниками не превышал 200 часов, однако были отмечены случаи выхода из строя роликов уже после 30 и даже 20 часов работы. Продолжительность работы роликов с металлокерамическими подшипниками составила в большинстве случаев 1500 часов. Несколько роликов с пористыми подшипниками скольжения оставались пригодными для эксплуатации и после 3000 часов работы.

В отечественной практике была установлена наибольшая продолжительность работы пористых подшипников без смазки в конвейерных роликах при окружной скорости 0,3 м/сек и удельной нагрузке от 50 до 100 Н/см² около 10000 часов.

Средняя же продолжительность их работы - 1500 часов является низкой по сравнению с возможной, прежде всего из-за применения недостаточно герметичных уплотнений. Проведенный анализ показал, что в настоящее время в

роликах ленточных конвейеров практически не применяются подшипники скольжения.

Из зарубежного опыта есть сведения о применении в США роликов из негорючего материала на графитопластмассовых подшипниках, не требующих смазки.

Однако в летательных аппаратах, легкой и других отраслях промышленности широко применяются подшипники скольжения, в которых используется чистый фторопласт и его композиции. Основная цель применения таких покрытий - возможность работы без смазки, хотя во многих случаях при наличии смазки детали с такими покрытиями могут показывать еще более высокую работоспособность.

Фторопластовое покрытие выгодно отличается от других полимерных покрытий по значению коэффициентов трения (табл. 3.4).

Основной областью применения металлофторопластовых подшипников являются узлы сухого трения. У металлофторопластового материала все рабочие характеристики близки к наилучшим, что делает этот материал наиболее универсальным по своим свойствам. Наиболее ценные из этих свойств состоят в том, что при работе без смазки металлофторопластовый материал допускает очень большие удельные нагрузки (до 350 МПа); сохраняет работоспособность в широком диапазоне температур (от -250 до +300°С); имеет теплопроводность и коэффициент термического расширения почти такие же, как у стали; на поверхности не возникает статическое электричество и фреттинг-коррозия.

Из условий, благоприятствующих применению металлофторопластовых подшипников, можно выделить следующие: колебательное движение при высокой удельной нагрузке и небольшой скорости скольжения; движение при очень высокой удельной нагрузке и очень низкой скорости скольжения; нежелательность использования смазки; неэффективность смазки при низких и высоких температурах.

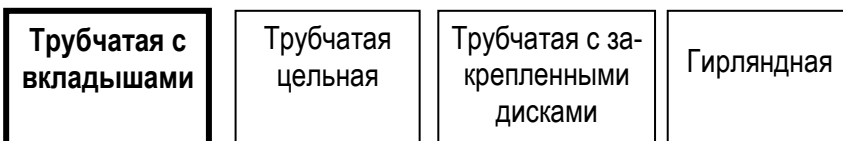
Работоспособность ленточных конвейеров, прежде всего, зависит от правильного выбора роликов для конкретных условий эксплуатации, разнообразие конструктивных исполнений которых представлено в морфологической карте (рис. 3.6). Приведенная морфологическая карта дает возможность представить 77760 вариантов исполнений роликов ленточных конвейеров. Количество вариантов определяется как произведение сумм вариантов исполнений по признаку.

На морфологической карте по вертикали отмечен ряд классификационных признаков, определяющих работоспособность и долговечность роликов, таких как тип взаимодействия вращающегося и неподвижного элементов подшипника, материал рабочего слоя подшипника и т.д. Рациональная конструкция ролика определяется экспертным методом.

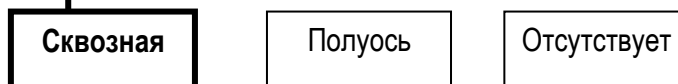
КЛАСИФИКАЦИОННЫЙ ПРИЗНАК

ВАРИАНТЫ ИСПОЛНЕНИЙ РОЛИКОВ КОНВЕЙЕРОВ

Конструкция ролика



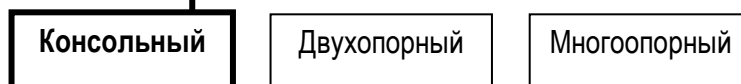
Конструкция оси



Тип оси



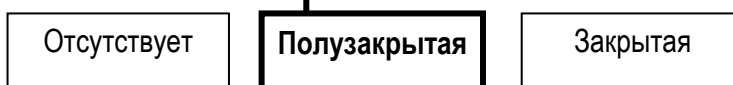
Способ крепления



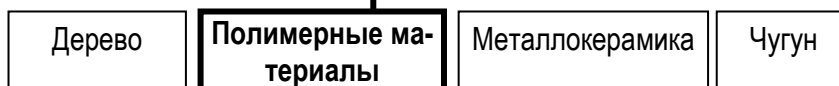
Расположение подшипников относительно обечайки



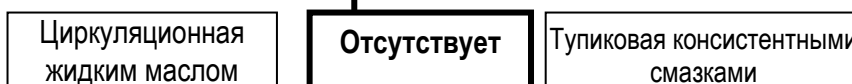
Защита подшипника



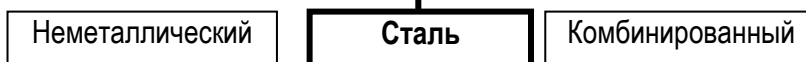
Материал рабочего слоя подшипника



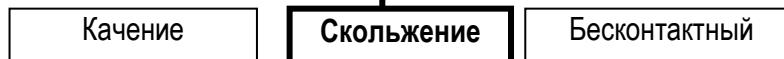
Смазка подшипника



Материал обечайки



Тип взаимодействия вращающегося и неподвижного элементов подшипника



Конструкция подшипника качения

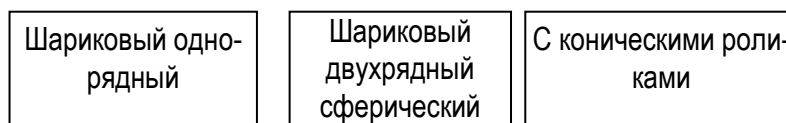


Рисунок 3.6 Морфологическая карта роликов конвейеров

С целью значительного повышения долговечности подшипников и установления возможности эффективной замены в роликах шахтных ленточных конвейеров шарико- и роликоподшипников на подшипники скольжения при сохранении значений величин сопротивления вращению ролика равных или близких к аналогичному параметру, достигаемому в роликах с подшипниками качения Донецким техническим университетом и объединением «Донецкуглеремонт» были выполнены научно-исследовательские и опытно-конструктивные работы по созданию роликов шахтных ленточных конвейеров с металлофторопластовыми втулками вместо подшипников качения. Ролики рекомендованы приемочной комиссией к серийному производству.

Конструкция предлагаемого ролика разработана на базе серийного ролика Краснолучского машзавода и представлена на рис.3.7.

На морфологической карте (рис. 3.6) вариант выполнения этого ролика выделен утолщенными линиями.

Ролик включает ось 1, на которую с двух сторон вмонтированы стаканы 2 с подшипниками скольжения, состоящих из корпуса 3 и металлофторопластовой втулки 4. Для уменьшения сопротивления вращению ролика корпус подшипника 3 выполнен бочкообразной формы, что обеспечивает установку оси ролика в соосное положение по отношению к вращающимся частям: подшипникам, пылезащитным уплотнениям 5, защитным кольцам 7. Подшипниковый узел замыкается стопорным кольцом 8. Возникающие осевые нагрузки воспринимаются кольцами 9, посаженными на ось 1 с натягом. Для уменьшения влияния осевых нагрузок на увеличение сопротивления вращению ролика предусмотрены упорные шайбы 10, изготовленные с двухсторонним антифрикционным покрытием того же состава, что и антифрикционное покрытие подшипника. Рабочая поверхность ролика представлена металлической трубой 11.

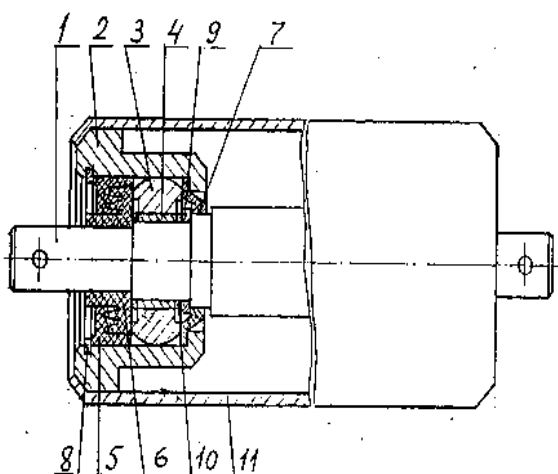


Рисунок 3.7 Ролик ленточных конвейеров с металлофторопластовыми подшипниками скольжения

Для уменьшения влияния осевых нагрузок на увеличение сопротивления вращению ролика предусмотрены упорные шайбы 10, изготовленные с двухсторонним антифрикционным покрытием того же состава, что и антифрикционное покрытие подшипника. Рабочая поверхность ролика представлена металлической трубой 11.

Наиболее долговечны ролики со стальными и чугунными вкладышами. Вкладыши из неметаллических материалов не выдерживают высоких динамических нагрузок, нестойки к воздействию влаги, масел и абразивных материалов.

Имеются и другие конструктивные исполнения роликов, например, роликов безвкладышной конструкции (рис 3.8). Из-за очень высокой металлоёмкости литых чугунных деталей, они не получили широкого распространения и серийно не изготавливаются.

Большинство зарубежных фирм выпускают верхние и нижние ролики традиционной конструкции со сквозной осью и вкладышами для подшипников. Однако в отличие от роликов отечественного производства вкладыши выполняются из стали глубокой вытяжки.

Ролики делятся на две основные группы:

1) ролики со штампованными вкладышами, которые запрессовываются в обечайку, а потом завальцовываются (рис. 3.9, а). Такие ролики отличаются меньшими весовыми характеристиками, меньшей трудоемкостью изготовления и малыми отходами металла в стружку. Их изготавливают фирмы «Wetzel Bauman» и «Artur Kuppert» (ФРГ), «Forano» (Канада), «Taim» (Испания), «Matrex» и «Boyer» (Франция), предприятия «Mifama» (Польша), и некоторые другие;

2) ролики, у которых штампованный вкладыш приваривается к обечайке автоматической сваркой (рис. 3.9, б). В этой конструкции несколько выше трудоемкость за счет сварки и более сложная оснастка для правильной установки вкладыша. Кроме этого, после приварки вкладыша требуется расточка его для снятия неизбежных сварочных деформаций. В этой конструкции ролика удалось ликвидировать ненадежное соединение «вкладыш-труба». Такое конструктивное решение принято у таких известных фирм, как «Interroll» (ФРГ-Франция), «Link Belt» (США), «Huwood Limited» (Великобритания), «Sanki Kogio» (Япония) и некоторые другие.

Натяжные устройства. По способу действия натяжные устройства ленточных конвейеров могут быть жесткие, автоматические нерегулируемые и автоматические регулируемые (рис. 3.10).

Жесткие натяжные устройства характеризуются неизменным положением натяжного барабана при работе конвейера

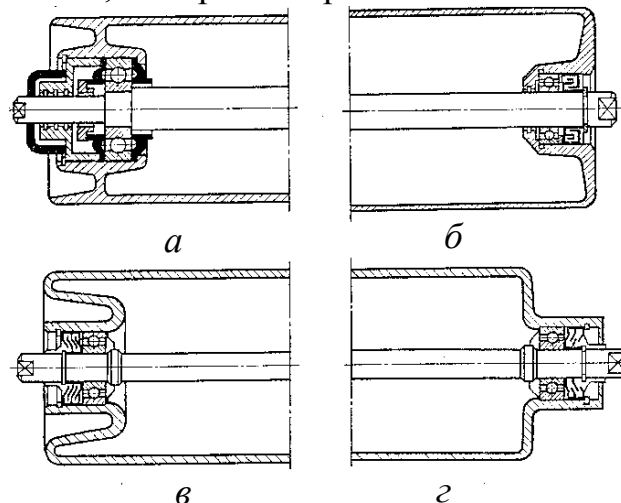


Рисунок 3.8 Ролики безвкладышной конструкции со сквозной осью

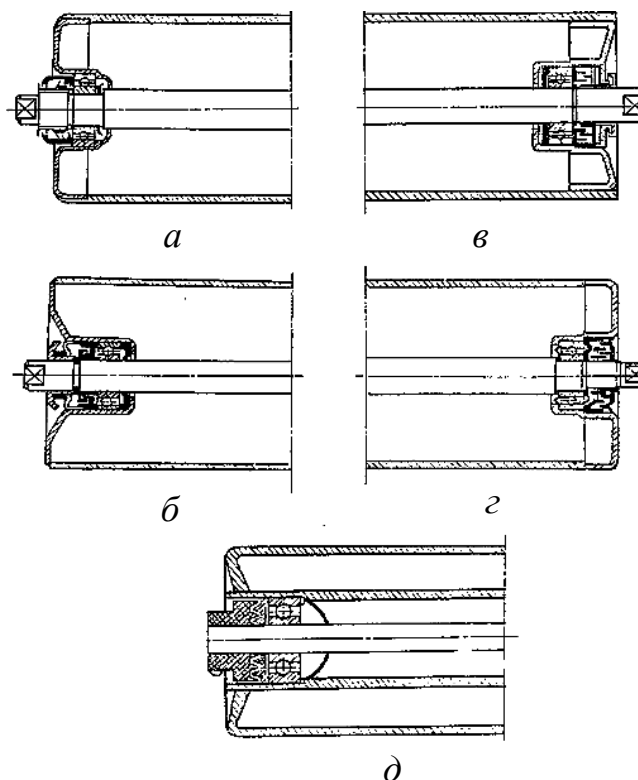


Рисунок 3.9 Ролики производства зарубежных фирм

ра. Их основной недостаток – постепенное ослабление натяжения ленты вследствие ее вытяжки

Такие устройства применяют на коротких конвейерах длиной до 100м с ручной регулировкой натяжения.

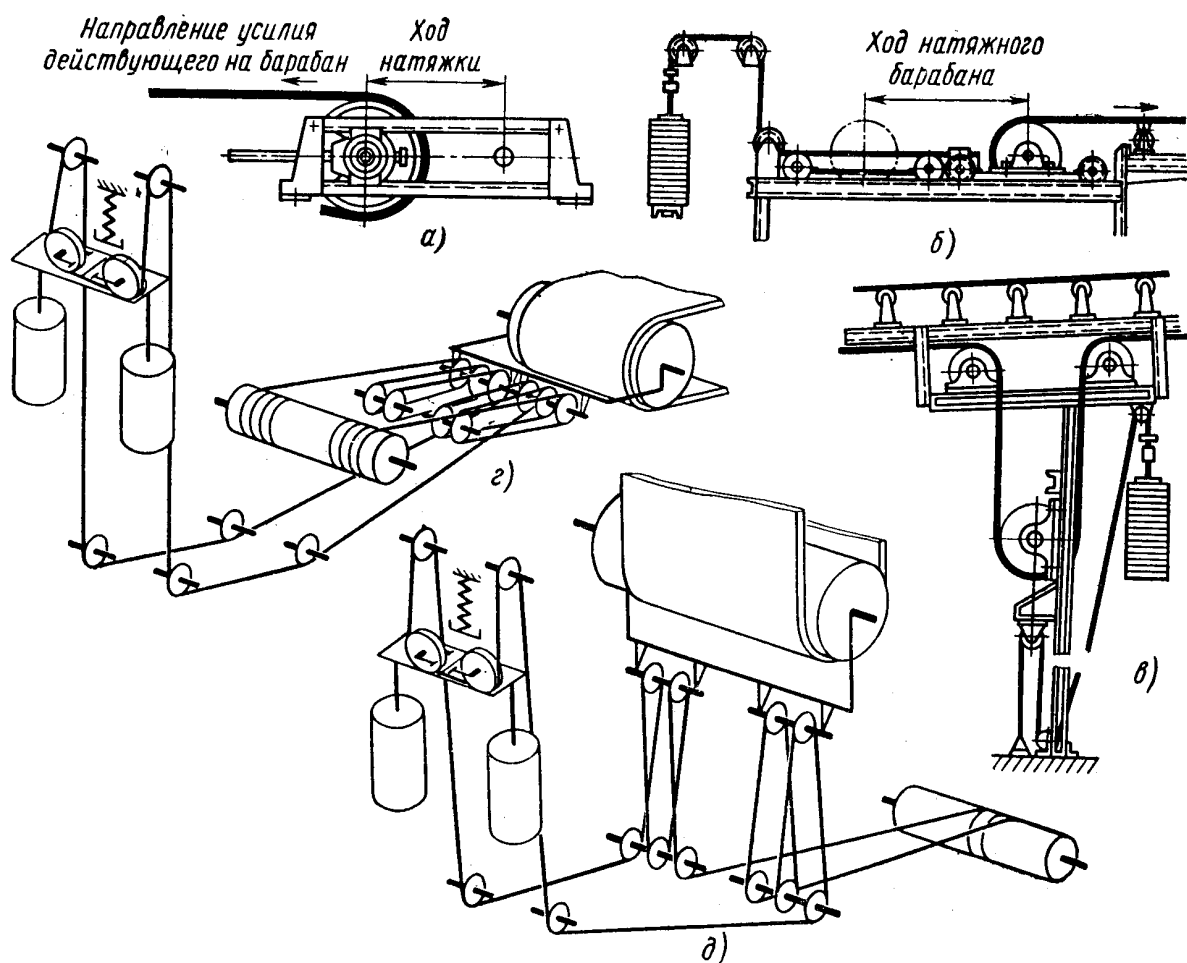


Рисунок 3.10 Типы натяжных устройств
 а – винтовое; б – тележечное грузовое; в – вертикальное грузовое;
 г, д – грузовое горизонтальное и вертикальное с полиспастом.

Натяжные устройства, устанавливаемые в хвостовой части конвейера, могут иметь ручной привод (винтовое или реечное устройство, а также канатную барабанную лебедку) и электрический – лебедку с самотормозящей передачей. Область применения данных устройств ограничивается передвижными конвейерами, требующими особой компактности натяжного устройства, и конвейерами, оснащенными резиновыми лентами, имеющими высокую продольную жесткость, в связи с чем ход натяжного устройства может быть небольшим.

Грузовые натяжные устройства, обеспечивая постоянное натяжение тягового органа, являются нерегулируемыми автоматическими.

Эксплуатация подобных устройств сложна в связи с их громоздкостью и большим весом натяжного груза.

Кроме того, ленты конвейеров, оснащенных такими устройствами, излишне натянуты при недогрузке конвейера.

Автоматически регулируемые устройства – наиболее совершенный вид натяжных устройств – обеспечивают необходимое постоянное натяжение сбегавшей с приводного барабана ветви ленты при установившемся режиме работы и повышенное – при пуске конвейера, чем исключается пробуксовка ленты на приводных барабанах в период пуска.

В показанном на рис. 3.11, *а* автоматическом натяжном устройстве натяжной барабан *1* передвигается с помощью электрической однобарабанной лебедки. Канат *2*, перемещающий каретку с натяжным барабаном, закреплен одним концом на раме конвейера, другим – на барабане лебедки.

В схему включен гидродатчик с электроконтактным манометром *3*. Система оттарирована таким образом, что лебедка включается при отклонении натяжения ленты более чем на 20% номинального значения.

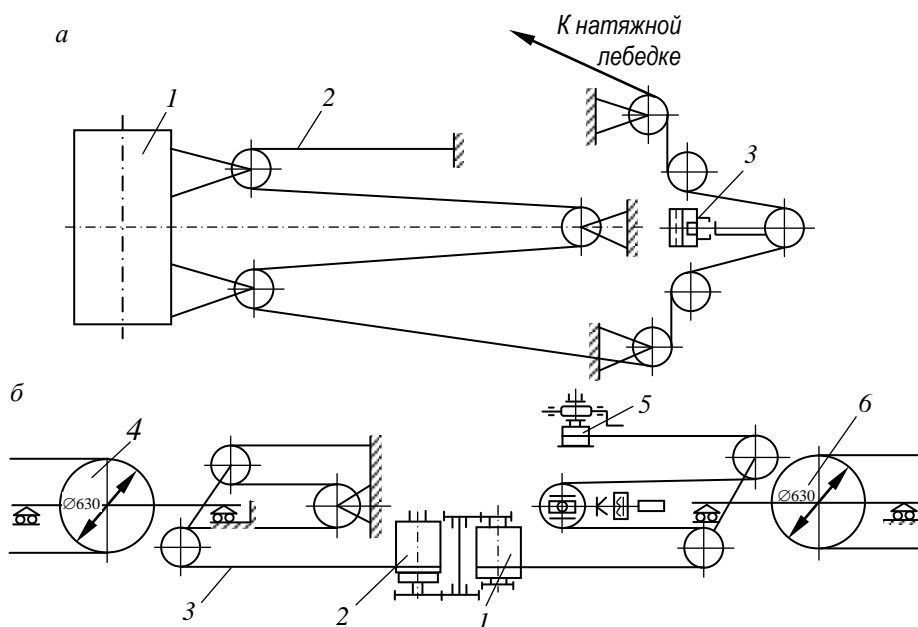


Рисунок 3.11 Схемы автоматических натяжных устройств:
а – с индивидуальным приводом; *б* – с уравнительным механизмом

В последних конструкциях ленточных конвейеров находит применение натяжное устройство с уравнительным механизмом и без индивидуального привода (рис. 3.11, *б*).

Принцип работы натяжного устройства основан на сравнении усилия натяжения ленты в набегающей ветви $S_{нб}$ с усилием натяжения в сбегавшей ветви $S_{сб}$ при помощи уравнительного механизма, имеющего определенное передаточное отношение. Уравнительный механизм автоматически поддерживает натяжение ленты и представляет собой двухбарабанную лебедку, барабаны *1* и *2* которой связаны между собой зубчатой передачей. Предварительное натя-

жение ленты производится лебедкой 5. При изменении натяжения ленты принятое отношение $S_{нб}/S_{сб}$ нарушается, в результате чего подвижная каретка с отклоняющим барабаном 4 перемещается, увлекая за собой канат 3 и вращает с его помощью барабаны 1 и 2 уравнительного механизма. Вращение барабанов происходит до тех пор пока не устанавливается принятое значение отношения $S_{нб}/S_{сб}$.

Натяжение ленты происходит вследствие разницы величины перемещений кареток с отклоняющим барабаном 4 и с натяжным барабаном 6, при этом ход натяжного барабана больше хода отклоняющего в $S_{нб}/S_{сб}$ раз, т.е. имеет место постоянство реализуемого тягового фактора и высокая точность поддержания необходимого натяжения во всех режимах работы.

Общим недостатком существующих натяжных устройств является запаздывание реагирования на изменение режима работы конвейера.

Привод ленточного конвейера. Узлами, составляющими привод конвейера, является опорная рама специальной конструкции, на которой размещаются приводные и отклоняющие барабаны, редукторы, тормозные устройства, муфты и различная аппаратура. Привод может быть однобарабанный, двухбарабанный и трехбарабанный (табл. 3.5). Наибольшее распространение получили однобарабанные и двухбарабанные приводы с обводкой барабанов чистой (нерабочей) стороной ленты. Трехбарабанные приводы применяются только в конвейерах большой протяженности ($L=1000$ и более метров).

Компоновка привода может осуществляться несколькими вариантами:

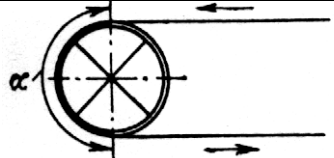
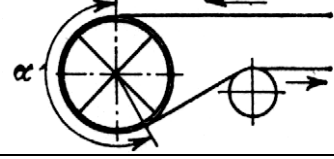
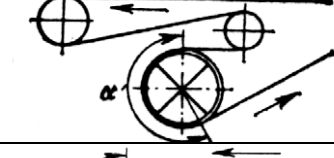
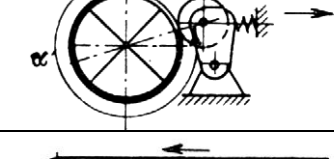
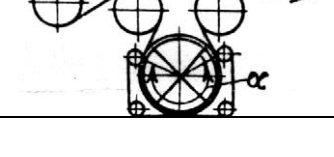
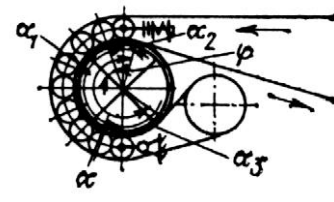
1. Привод представляет собой единый блок, включающий все перечисленные выше узлы, а в некоторых случаях и роlikоопоры, поддерживающие ленту (если привод двухбарабанный, то оба барабана соединены между собой зубчатой, реже цепной передачей и расположены близко друг от друга). Такие приводы отличаются компактностью, прочностью конструкции и более низкой стоимостью. Их недостатками являются: невозможность увеличения мощности при наращивании конвейера и сложность осмотра и ремонта.
2. Привод, собираемый из отдельных унифицированных блоков, позволяющих компоновать приводы различной мощности и с жестко связанными приводными барабанами, и независимым приводом каждого барабана, при двухбарабанном приводе; такие приводы компактны, легко и быстро собираются, но более тяжелые. Такие приводы, состоящие из шести – восьми узлов, имеют мощность до 80 кВт и более, для лент шириной 800...1400 мм.
3. Привод, имеющий общую длинную жесткую раму, на которой устанавливаются все узлы привода, а также натяжное устройство с достаточно большим ходом натяжного барабана; такие приводы применяются для мощных конвейеров (чаще всего полустационарных).
4. Привод, состоящий из нескольких независимых приводных блоков, установленных каждый на своем фундаменте; такой компоновки привод применяется для мощных магистральных конвейеров.

5. Привод с использованием мотор-барабана (электродвигатель, обычный или планетарный передаточный механизм, системы охлаждения и электропитания смонтированы внутри барабана); для обеспечения быстрого торможения ленты конвейера мотор-барабаны оборудуют электромагнитными тормозами, а охлаждение может быть воздушное или масляное. Привод с мотор-барабаном применяется на передвижных, а также стационарных конвейерах небольшой мощности и длиной не более 150 м.

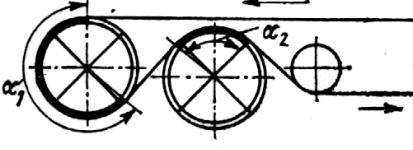
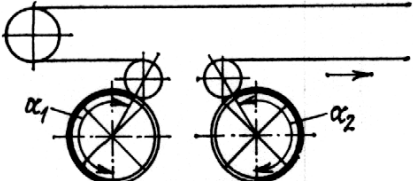
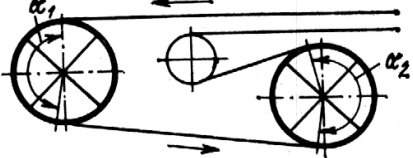
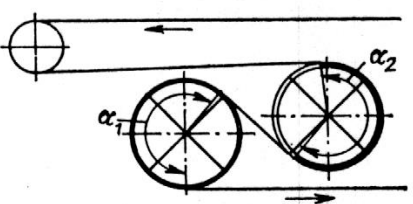
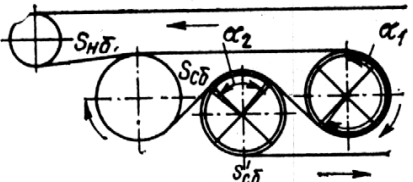

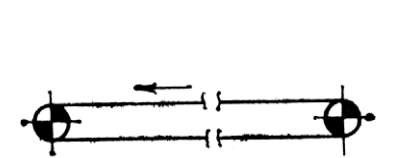
Мотор-барабаны имеют мощность от 0,75 до 40 кВт при ширине ленты 500...1500 мм.

Таблица 3.5

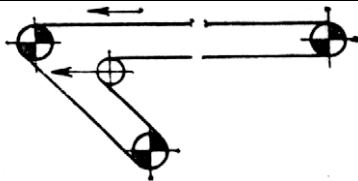
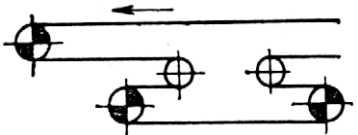
Принципиальные схемы приводов ленточных конвейеров.

Принципиальная схема привода	Наименование типа привода	Угол обхвата, град	Тяговое усилие W_0
1	2	3	4
	Однoбарабанный	180	$S_{c\bar{o}}(e^{f\alpha} - 1)$
	Однoбарабанный с отклоняющим роликом	240	$S_{c\bar{o}}(e^{f\alpha} - 1)$
	Однoбарабанный с выносным разгрузочным барабаном		$S_{c\bar{o}}(e^{f\alpha} - 1)$
	Однoбарабанный с прижимным роликом	270	$S_{c\bar{o}}(e^{\mu\alpha} - 1) + P_1\mu^{f\alpha}$
	Однoбарабанный с прижимной лентой и выносным разгрузочным барабаном		$(S_{c\bar{o}} + S_a)(e^{\mu\alpha} - 1)$
	Однoбарабанный с батареей роликов, прижимаемых конвейерной лентой	240	$S_{c\bar{o}} \left(\frac{e^{f\alpha}}{1 - 2\mu e - f\alpha_3} \times \sin \frac{\varphi}{2} \frac{e^{nf\varphi} - 1}{e^{f\varphi} - 1} \right)$

Продолжение таблицы 3.5

Принципиальная схема привода	Наименование типа привода	Угол обхвата, град	Тяговое усилие W_0
	Двухбарабанный с отклоняющим роликом	350	$S_{c\bar{b}} \left[e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1 \right]$
	Двухбарабанный с односторонним огибанием ленты и выносным разгрузочным барабаном	420	$S_{c\bar{b}} \left[e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1 \right]$
	Двухбарабанный с односторонним огибанием ленты		$S_{c\bar{b}} \left[e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1 \right]$
	Двухбарабанный с выносным разгрузочным барабаном	480	$S_{c\bar{b}} \left[e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1 \right]$
	Двухбарабанный с приводной лентой и выносным разгрузочным барабаном	320	$S_{c\bar{b}} \left[e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1 \right] + S_{c\bar{b}} \left[e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1 \right] e^{f\alpha_1}$
	Двухбарабанный с отклоняющим роликом	380	$S_{c\bar{b}} \left[e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1 \right]$
	Двухбарабанный с установкой барабанов в головной и хвостовой части конвейера	360	$S_{c\bar{b}} \left[e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1 \right]$

Продолжение таблицы 3.5

Принципиальная схема привода	Наименование типа привода	Угол обхвата, град	Тяговое усилие W_0
	Трехбарабанный с выносным разгрузочным барабаном	520	$S_{c\bar{o}} \left[e^{f(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)} - 1 \right]$
	Трехбарабанный с установкой двух барабанов в головной части конвейера	540	$S_{c\bar{o}} \left[e^{f(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)} - 1 \right]$
	Трехбарабанный с установкой двух барабанов в головной части конвейера		$S_{c\bar{o}} \left[e^{f(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)} - 1 \right]$

Барабаны приводные и не приводные обычно изготовляют сваркой с обечайкой из листовой стали. Барабаны малых диаметров ($D \leq 630$ мм.) можно изготавливать из соответствующего диаметра стальных труб. По форме обода барабаны выполняются с цилиндрической или бочкообразной поверхностью.

Тяговые свойства приводного барабана могут быть повышены за счет увеличения натяжения конвейерной ленты или футеровок, угла обхвата лентой барабана (см. табл. 3.5), применения высокофрикционных, самоочищающихся барабанов или пневмокатков в качестве приводных барабанов, дополнительного прижатия ленты к барабану.

В качестве футеровок барабанов применяют в основном эластичную резину.

Для мощных конвейеров резиновую футеровку выполняют с продольными или шевронными канавками, что улучшает очистку ленты и барабана, а также повышает коэффициент сцепления.

Дополнительное прижатие ленты к приводному барабану может осуществляться механическим путем или специальными способами (вакуум, давления воздуха и другие).

Для конвейеров с резинотросовой лентой дополнительное прижатие ленты к приводному барабану может быть осуществлено с помощью магнитных сил.

Для соединения вала приводного барабана с выходным валом редуктора обычно применяются цепные, зубчатые, реже упругие муфты. Валы двигателя и редуктора соединяются упругой муфтой.

На наклонных конвейерах для предотвращения самопроизвольного хода грузовой ветви ленты вниз под действием массы груза необходимо устанавли-

вать на тихоходном валу храповый останов, а на быстроходной стороне колодочный тормоз. На длинных горизонтальных конвейерах тормоз устанавливается для сокращения длины выбега ленты при внезапном выключении двигателя.

Опорные металлоконструкции. Опорные элементы ленточных конвейеров могут быть выполнены жесткими (жесткие ставы) или с применением гибкого органа (канатные ставы), а также комбинированные – жесткие и канатные.

Жесткие ставы состоят из стального проката (уголки, швеллеры и т.п.) или труб и изготавливаются отдельными секциями длиной 2...5 м, кратной шагу роlikоопор. При необходимости секции жестких ставов могут быть оснащены съемными кронштейнами, позволяющими устанавливать роlikоопоры различной длины. На жестких ставах закрепляют как жесткие, так и подвесные роlikоопоры.

Канатные ставы более эффективны при транспортировании крупнокусковых тяжелых грузов (скальных пород, руд, угля и т.п.). На конвейерах с канатными ставами, в сравнении с жесткими, динамические нагрузки на ленту и роlikоопоры значительно ниже, масса линейной части на 40...50% меньше, лучше обеспечивается центрирование ленты, выше желобчатость ленты, более удобный монтаж и демонтаж конвейера. На канатных ставах можно монтировать как жесткие, так и шарнирные или гибкие роlikоопоры.

Конвейеры с комбинированными ставами, в которых для крепления роlikоопор используют опорные элементы из проката и канатов, обладают хорошей устойчивостью и податливостью роlikоопор.

Определяющим параметром опорных металлоконструкций ленточных конвейеров является высота средней части конвейера – от опорной поверхности до линии обечаек барабанов (табл. 3.6).

Опорные металлоконструкции ленточных конвейеров подразделяются на следующие основные узлы: опоры приводных барабанов, секции средней части, секции установки загрузочных устройств, опоры натяжных устройств.

Опоры приводных барабанов предназначены для крепления приводных и отклоняющих барабанов, разгрузочных устройств, очистительных устройств и ограждений. Каждому типоразмеру приводного барабана соответствует ряд опор, конструкции которых отличаются высотой установки барабана и размерами разгрузочного устройства, зависящими от скорости движения ленты, абразивности и крупности кусков транспортируемого груза.

Высота опор приводных барабанов горизонтальных конвейеров должна соответствовать принятой высоте средней части.

На рис. 3.12 показан пример конструктивного решения опоры приводного барабана для конвейера с шириной ленты 650 мм.

Таблица 3.6

Типоразмеры и высота средней части конвейера

Ширина ленты, мм	Диаметр приводного барабана, мм	Высота средней части конвейера, мм
400	400	700
500	400	700
	500	700, 850
650	400	700
	500	700, 850
	650	700, 850
800	400	850
	500	850
	630	850, 1000
	800	850, 1000, 1150
	1000	1000, 1150
1000	630	1000, 1150
	830	1000, 1150
	1000	1000, 1150, 1300
	1250	1300
1200	630	1000, 1150
	800	1000, 1150
	1000	1000, 1150, 1300

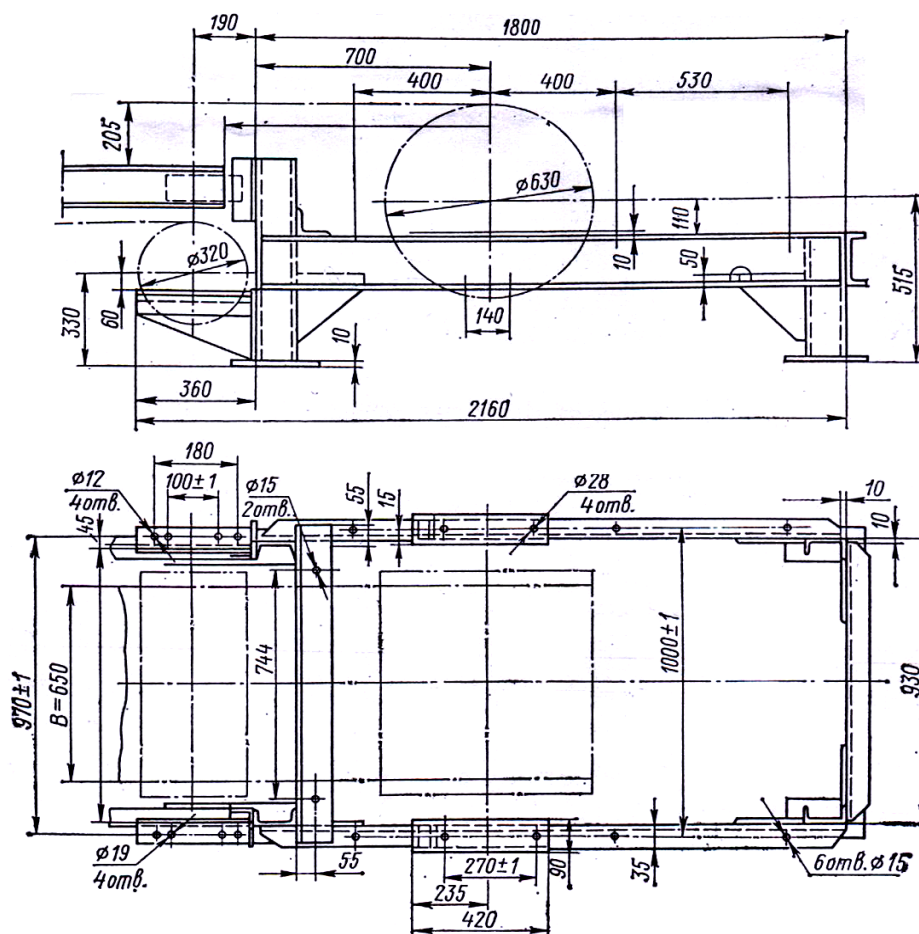


Рисунок 3.12 Опора приводного барабана для конвейера с шириной ленты 650 мм

Опоры средней части предназначены для крепления верхних и нижних роликоопор, дефлекторных роликов, ограждений, а на участках загрузки и промежуточной разгрузки конвейера – загрузочных лотков и сбрасывателей. Наиболее употребительны секции длиной 6000 мм. Отверстия в секциях средней части для крепления роликоопор выполняются на изготовленных секциях. Расстояние между роликоопорами (шаг роликоопор) принимается с учетом насыпной плотности транспортируемого груза и ширины ленты конвейера в интервалах от 800 до 1500 мм. Шаг нижних роликоопор принимается в два или три раза больше интервала установки верхних роликоопор.

В местах загрузки конвейера шаг расстановки роликоопор уменьшается, в зависимости от типа загрузочного устройства.

На рис. 3.13 показаны конструкции секций средней части и стойки ленточного конвейера с шириной ленты 800 мм.

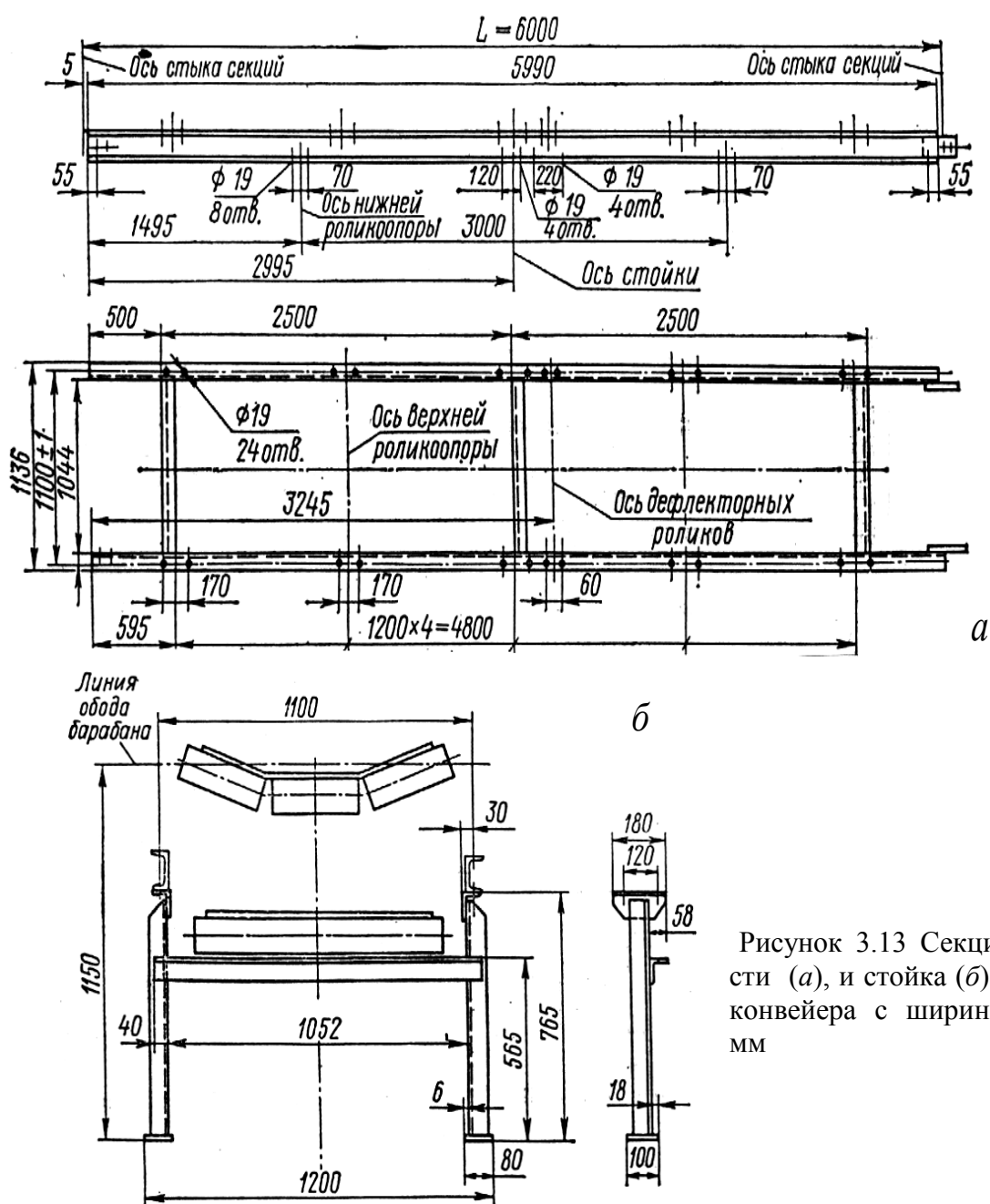


Рисунок 3.13 Секция средней части (а), и стойка (б) средней части конвейера с шириной ленты 800 мм

На рис. 3.14 и 3.15 показаны жесткие и канатные конструкции линейных секций различных конвейеров, а на рис. 3.16 и 3.17 – опоры винтового и грузо-вого натяжных устройств.

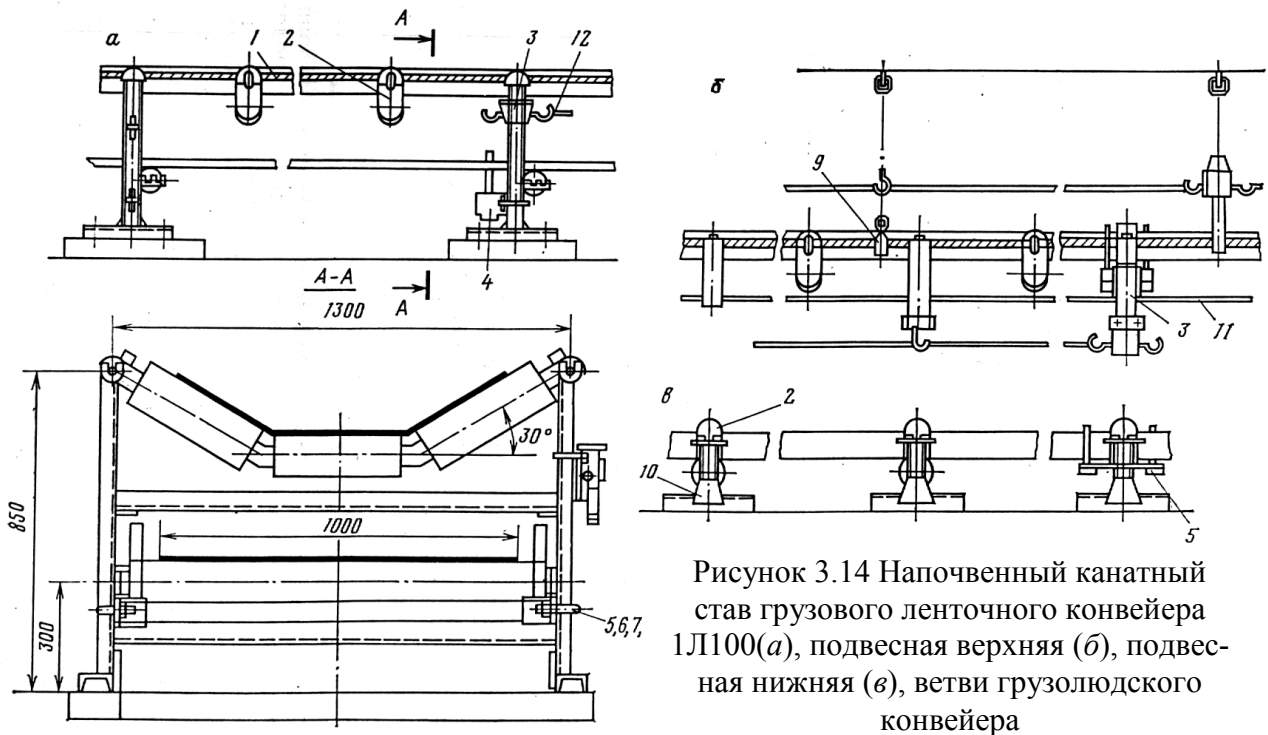


Рисунок 3.14 Напочвенный канатный став грузового ленточного конвейера ЛЛ100(а), подвесная верхняя (б), подвесная нижняя (в), ветви грузоподъемного конвейера

Загрузочные и разгрузочные устройства. Как загрузка, так и разгрузка ленточных конвейеров по требованиям технологии работ может производиться в любом пункте по длине трассы рабочей ветви ленты. Загрузка, в основном, производится у заднего концевого барабана.

Загрузочные устройства для насыпных грузов подразделяются на три основных типа: с самотечным движением груза, с принудительным и со сложным движением груза.

При выборе типа загрузочного устройства следует учитывать следующие требования: центрирование и равномерное расположение груза по длине ленты; скорость подачи груза на ленту по величине и направлению, близкая скорости движения ленты; формирования грузопотока в загрузочном устройстве, а не на ленте; исключение вредного воздействия на ленту и роликоопоры поступающего грузопотока; отсутствие завалов, скоплений и рассыпания груза в стороны; возможность регулирования скорости подачи груза при изменении его физико-механических свойств; надежность и стойкость к износу при наличии ударных нагрузок, а также простота и компактность конструкции загрузочного устройства.

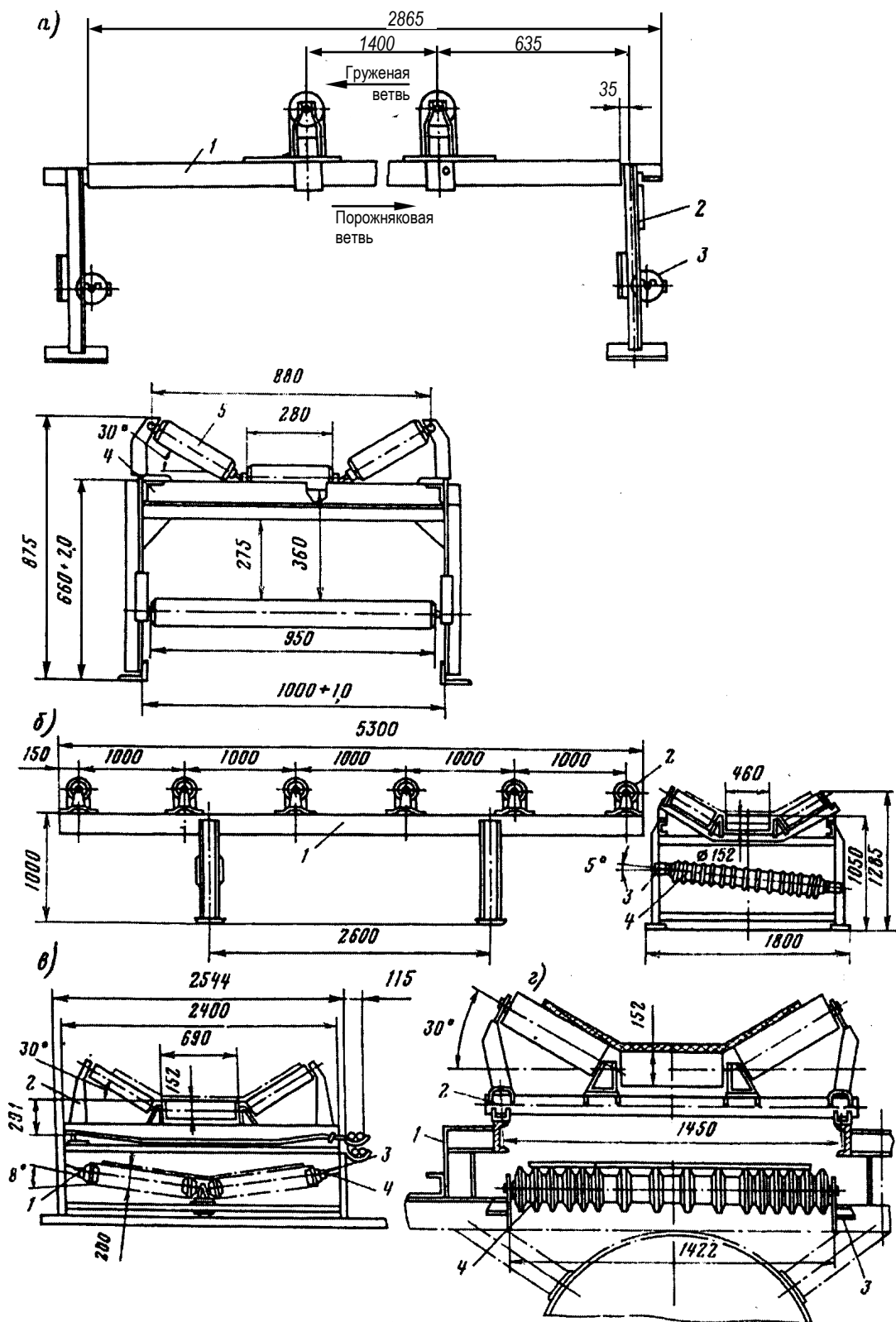


Рисунок 3.15. Линейные секции:

а – унифицированная для конвейера с лентой шириной 800 мм; *б* – забойного и отвального конвейеров Донецкого завода «Гормаш»; *в* – магистрального конвейера Мариупольского ЗТМ; *г* – отвалообразователя ОШ-105/1500

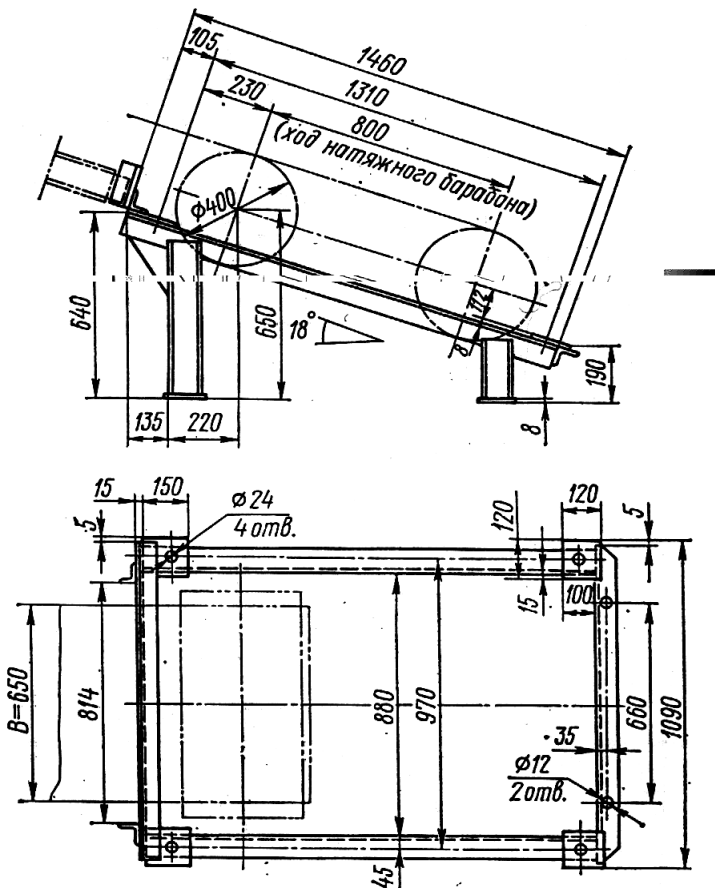


Рисунок 3.16 Опора винтового натяжного устройства для конвейера с шириной ленты 650 мм

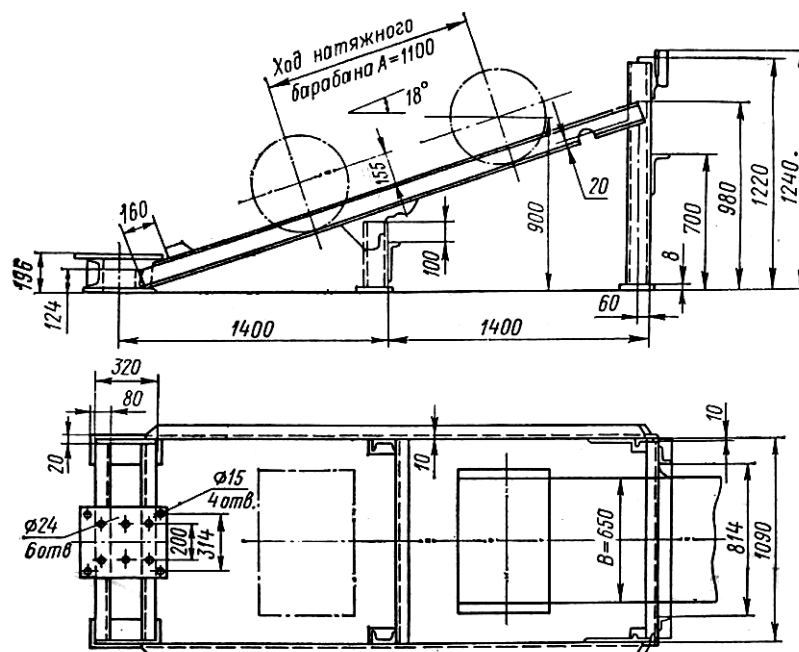


Рисунок 3.17 Опора грузового натяжного устройства тележечного типа для конвейера с шириной ленты 650 мм

На рис. 3.18 показаны некоторые схемы загрузочных устройств.

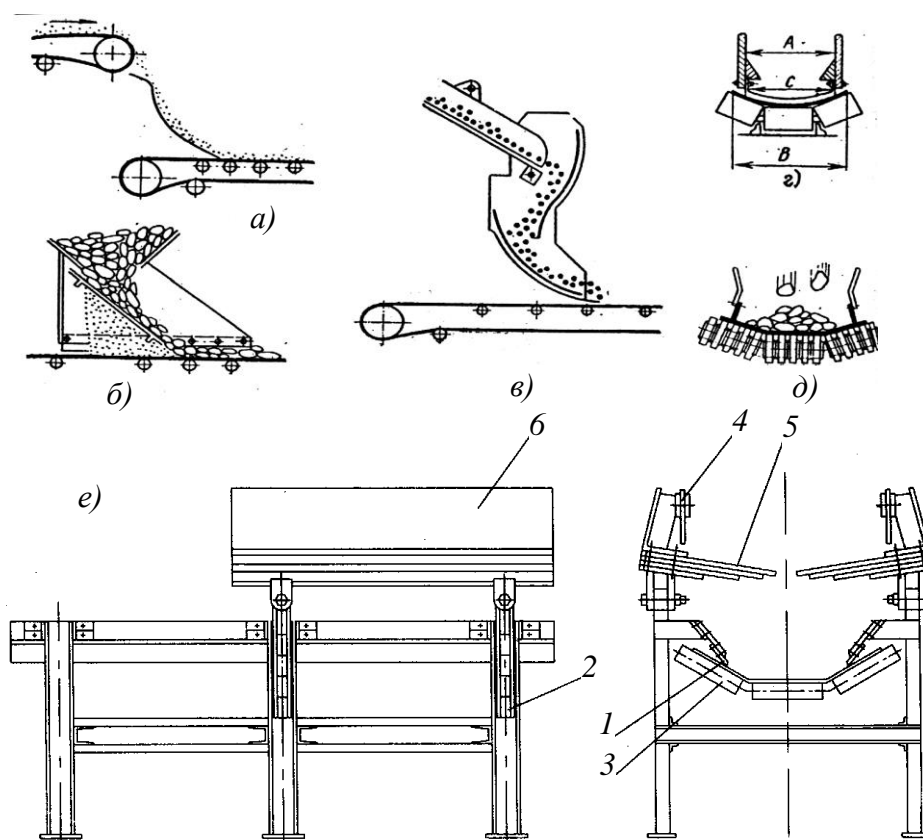


Рисунок 3.18 Схемы загрузочных устройств:

a – спуск груза по лотку; *б* – устройство с решетчатым желобом; *в* – устройство с применением амортизирующих лент; *z* – центрирующее устройство; *д* – устройство с амортизирующими роlikоопорами; *e* – устройство с гасителями скорости:

1 – отражатели центрирующие; *2* – рама; *3* – ролики; *4* – отражатели боковые; *5* – гасители скорости падения груза; *б* – приемный бункер

В настоящее время применяется перегрузочное устройство, снижающее динамические нагрузки на ленту конвейера, уменьшающее скорость падающего груза на 60...70% и снижающее выход мелких классов транспортируемого груза по сравнению с традиционными загрузочными устройствами на 40...60%.

Перегрузочное устройство (рис 3.19) состоит из следующих основных элементов: приемного бункера *1* с гасителями скорости *2*; подающего желоба *3*, устанавливаемого при скоростях движения ленты свыше 2,5 м/с; устройства *4* для формирования потока транспортируемого груза, телескопических опор *5*, боковых листов *б*, роlikовых опор *7*, футерованных резиновыми кольцами и подвешенных на резиновых амортизаторах *8*.

Транспортируемый груз попадает на гасители скорости, выполненные в виде рессор, набираемых из нескольких слоев конвейерной ленты, а при необходимости и дополнительного слоя стальных канатов. Жесткость гасителей

подбирают для каждого конкретного случая, исходя из погонной нагрузки и необходимого прогиба рессор. Гасители скорости плавно прогибаются, снижая скорость падения груза, и пропускают его на подающий желоб 3. Груз скользит по желобу и скорость его движения на выходе уравнивается со скоростью движения ленты, что исключает динамические удары транспортируемого груза о ленту.

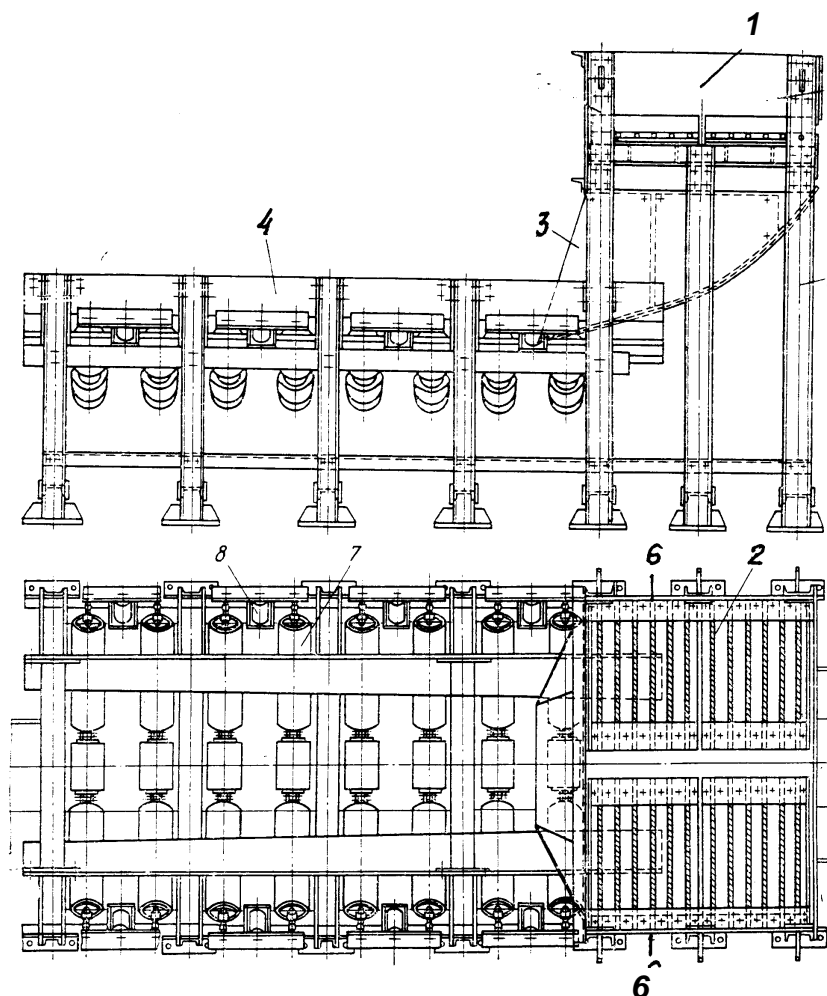


Рисунок 3.19 Перегрузочное устройство рессорного типа для ленточного конвейера 2ЛУ160

Для правильной установки приемных устройств необходимо построение кривой для конкретных условий разгрузки или перегрузки на другие транспортные средства.

Разгрузка ленты через головной барабан происходит по траектории свободного падения потока груза, которая зависит от скорости движения ленты и от диаметра приводного барабана.

Разгрузка груза в промежуточных пунктах вдоль трассы, на конвейерах большой производительности производится с помощью барабанных разгрузочных тележек.

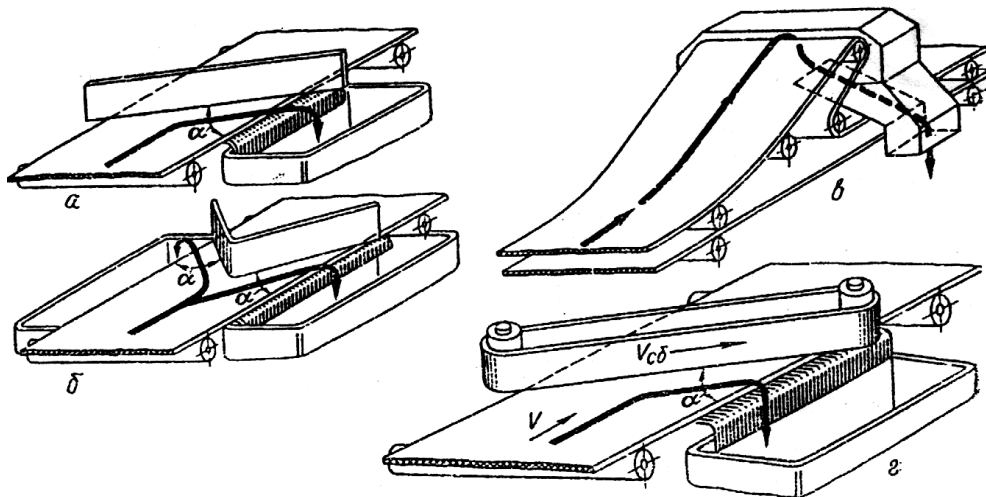


Рисунок 3.20 Схемы разгрузочных устройств:
а, б – плужковые сбрасыватели; *в* – барабанная тележка;
г – сбрасывающий ленточный конвейер

При транспортировании как штучных, так и насыпных грузов применяется плужковые сбрасыватели. Они выполняются в виде жестких неподвижных плужков или движущихся ленточных, имеющих привод. Сбрасывающий плужок может быть установлен стационарно в пункте разгрузки и откидывается в сторону, когда в нем нет необходимости (рис. 3.20).

Устройства для очистки ленты и барабанов. После разгрузки на рабочей поверхности ленты остаются прилипшие частицы груза. Для повышения срока службы ленты и улучшения эксплуатации конвейера предусмотрены очистные устройства. При плохой очистке нарушается стабильность движения ленты повышается ее износ, снижается коэффициент трения между лентой и барабаном.

В некоторых конструкциях приводов один из барабанов лента огибает рабочей стороной, из-за чего происходит перераспределение тяговых усилий между барабанами. При работе конвейера в зимних условиях на открытом воздухе прилипший к ленте и барабану материал примерзает, из-за чего ухудшается работа конвейеров, а в некоторых случаях вообще становится не возможной.

Очистные устройства (рис. 3.21) можно разделить на:

- а* – скребковые с различным способом прижатия скребка к ленте;
- б* – щеточные;
- в* – винтовые (винтолопастные);
- г* – вибрационные;
- д* – гидравлические и пневматические.

Рабочий элемент скребков и щеток выполняют из износостойкой резины, специальной пластмассы, натянутой стальной струны, а также из других износостойких материалов, не вызывающих повышенного износа ленты. Очистные устройства устанавливают у загрузочного барабана.

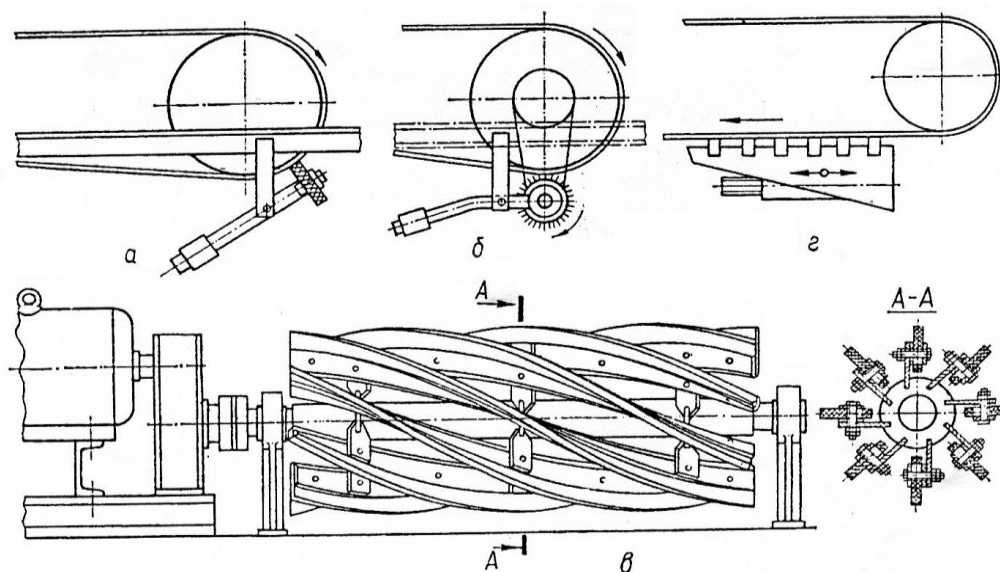


Рисунок 3.21 Устройства для очистки ленты: *a* – скребковый; *б* – щеточный; *в* – винтолопастной; *г* – вибрационный.

Хорошее качество очистки дают винтолопастные скребки, вращающиеся от индивидуального привода или от барабана цепной передачей.

Вибрационные устройства повышают качество очистки ленты, обычно амплитуда колебаний 2...4 мм.

При перемещении липких грузов применяют гидравлическую очистку ленты струей воды, подаваемую под углом навстречу движущейся ленте. Пневматический способ очистки ленты применяют реже. Очистка холостой ленты осуществляется также дисковыми и винтовыми поддерживающими роликами.

Для очистки внутренней поверхности ленты от груза, случайно попавшего на нижнюю ветвь, у концевых барабанов устанавливают плужковый очиститель.

3.3. Единый унифицированный параметрический и типоразмерный ряд подземных ленточных конвейеров

Магистральный конвейерный транспорт угольных шахт в основном представлен ленточными конвейерами.

Интенсивный рост конвейеризации магистрального шахтного транспорта в 70-е годы двадцатого столетия объясняется применением высокопроизводительных выемочных комплексов, что потребовало создание более производительных и надежных конвейеров различного назначения.

Последующий выпуск конвейеров – это параметрический ряд ИГД им. А.А. Скочинского, включающий модели ленточных конвейеров для участковых и капитальных горизонтальных и наклонных (до 35°) выработок и наклонных стволов шахт, конвейеров для транспортирования людей. Конвейеры этого ряда создаются на Краснолучском и Александровском машзаводах, Донецком заводе “ГОРМАШ”, заводе им. Петровского в соответствии с технической документацией, разработанной Донгипроуглемашем и СКБ заводов-изготовителей.

Параметрический ряд конвейеров построен по двум основным параметрам – ширине и прочности ленты.

Для новых конвейеров предусматриваются ленты шириной 800, 1000, 1200, 1600 и 2000 мм.

По углу наклона трассы конвейеры распределяются на следующие группы:

для горизонтальных и слабонаклонных выработок от 0 до +10°;

для уклонов от +7 до +18°;

для бремсбергов от –4 до –16°.

Для трасс с наклоном от 0 до –4° специальные конвейеры проектировать нецелесообразно. Эта область охватывается горизонтальными конвейерами, однако, длина конвейеров в этом случае не нормируется эксплуатационно-техническими требованиями и определяется конструктивными особенностям конвейеров.

Средний угол наклона β конвейера, по которому он относится к одной из трех категорий, определяется по центрам концевых барабанов:

$$\beta = \arctg \frac{H}{L_{\Gamma}},$$

где H - превышение концевых барабанов, м; L_{Γ} - горизонтальная длина конвейера, м.

В отдельных местах трассы угол наклона может отличаться от среднего, однако не должен превышать 18° для горизонтальных и уклонных конвейеров и 16° для бремсберговых.

Длина конвейера, измеряемая по расстоянию между центрами концевых барабанов, нормируется для максимального и минимального угла наклона при номинальной производительности. Прочность ленты и тяговые свойства привода должны определяться из расчета обеспечения длины конвейера, не меньшей нормированной.

Конвейеры с лентой шириной 800 мм – наиболее массовый тип конвейера. В виду сравнительно небольшой приемной способности, не превышающей 8,4 м³/мин, они в основном предназначены для работы на участках, в том числе в выработках, непосредственно примыкающим к лавам. Поэтому основными требованиями, предъявляемые к ним, является удобство монтажа и демонтажа, а также возможность быстрого укорачивания их по мере продвижения лавы.

Конвейеры 1Л80, 2Л80, 1ЛТ80 и 2ЛТ80 – полустационарные, имеют легко-разборные жесткие ставы с безболтовыми соединениями элементов, оснащены резиноканевыми лентами, допускающими быстрое соединение их отрезков с помощью П-образных скоб. Основные технические данные конвейеров приведены в табл. 3.7.

Полустационарный конвейер 1Л80 выпускается серийно. Жесткий став конвейера 1Л80 быстроразъемный, облегченный. Конвейер в горной выработке устанавливается без фундамента. Привод и натяжное устройство, которое находится возле привода, раскрепляются с помощью стоек. На базе 1Л80 разработан бремсберговый конвейер 1ЛБ80.

Конвейер 2Л80 (рис.3.22) в отличие от конвейера 1Л80 имеет вдвое более мощный двухбарабанный привод с независимыми приводными блоками, каждый из которых снабжен асинхронным электродвигателем с короткозамкнутым ротором, турбомуфтой ТЛ-32Н, коническо-цилиндрическим редуктором, который позволяет расположить электродвигатель вдоль конвейера.

Натяжное устройство комбинированного типа. Предварительное натяжение ленты, так же как и в конвейере 1Л80, осуществляется лебедкой. Компенсация вытяжки ленты во время работы конвейера производится автоматически бесприводным уравнительным механизмом.

Конвейер 3Л80 с приводом мощностью 200 кВт аналогичен конвейеру 2Л80. В этом конвейере так же, как в конвейере 2Л80, привод двухбарабанный, но приводные блоки оснащены электродвигателями с фазным ротором, для управления которым предусмотрена станция СУВ с жидкостными реостатами.

Натяжное устройство, так же, как у конвейера 2Л80, оборудовано уравнительным механизмом. Конвейер стационарный, его приводы и натяжное устройство устанавливаются на бетонных фундаментах.

Сравнительно большие скорости подвигания очистных забоев ставит перед конвейерным транспортом ряд специфических задач, одной из которых является организация непрерывного удаления угля или горной массы из забоя. Для осуществления этого необходимо быстро изменять длину конвейера, установленного в примыкающей к лаве выработке.

Задачи эти решаются различными путями, в том числе путем применения специальных телескопических конвейеров.

Телескопический конвейер 1ЛТ80 (рис.3.23) включает ленточную часть, скребковый перегружатель типа ПТК-1, тележки для размещения энергопоезда и передвигчик.

Ленточная часть конвейера отличается от конвейера 1Л80 увеличенной до 50 м длиной хода натяжного барабана и конструкцией концевой секции. Кроме того, в натяжном устройстве предусмотрен механизм, предназначенный для сматывания на бобину отрезков ленты длиной до 90 м при периодическом уменьшении длины конвейера.

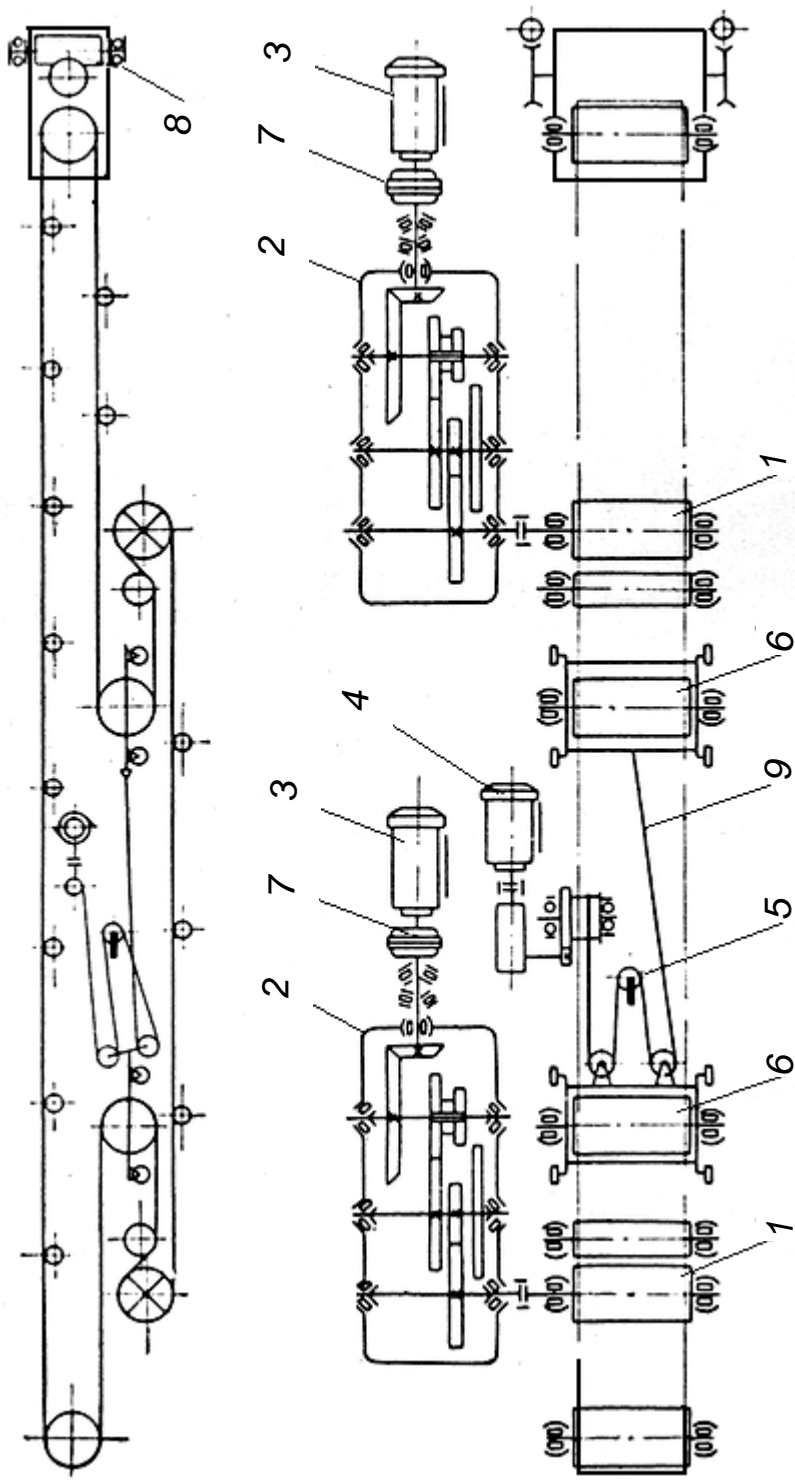


Рисунок 3.22 Кинематическая схема конвейера 2Л80:
 1-ведущие барабаны; 2-редуктор; 3-электродвигатель привода ленты; 4-электрическая лебедка натяжного устройства; 5-гидродатчик; 6-натяжная тележка; 7-турбомуфта; 8-ручное натяжное устройство; 9-полипласт

Таблица 3.7

Основные параметры ленточных конвейеров с шириной ленты 800 мм

Конвейер	Приемная способность, м ³ /мин	Производительность, т/ч		Максимальная длина, м		Скорость движения ленты, м/сек	Мощность привода, кВт	Диаметр приводного барабана (без футеровки), мм	Разрывная прочность тканевой ленты, кН	Масса 1 пог. м става (без ленты), кг
		максимальная (при насыпном весе угля 0,8 т/м ³)	эксплуатационная	при минимальном угле наклона	при максимальном угле наклона					
1Л80	6,7	360	270	500	180	1,6	40	400	32,0	32,0
			190	580	200					
	8,4	450	270	600	270	2,0				
2Л80	6,7	320	320	1000	400	1,6	2×40	500	48,0	35,0
			270	1000	430					
			150	1200	660					
			320	1200	500					
			270	1200	600					
			150	1200	800					
			340	1100	350					
	8,4	400	310	1100	370	2,0	2×40			
			290	1100	400					
			340	1100	450					
			310	1200	500					
			290	1200	550					
			400	2250	750					
			270	2700	1050					
190	2700	1400								
110	2700	2100								
3Л80	8,4	400	400	2250	750	2,0	2×100	360	120,0	45,0
			270	2700	1050					
			190	2700	1400					
			110	2700	2100					
1ЛТ80	6,7	320	270	700	200	1,6	40	400	32,0	35,0
			190	700	270					
			100	700	400					
	8,4	450	-	600	160	2,0				
1ЛБ80	6,4	310	300	1000	200	1,6	40	400	32,0	35,0
			200	1000	250					
			150	1000	300					
3ЛН80	6,4 (18 ⁰)	320 (18 ⁰)	200	600	500	1,6	2×100	360	120,0	60,0

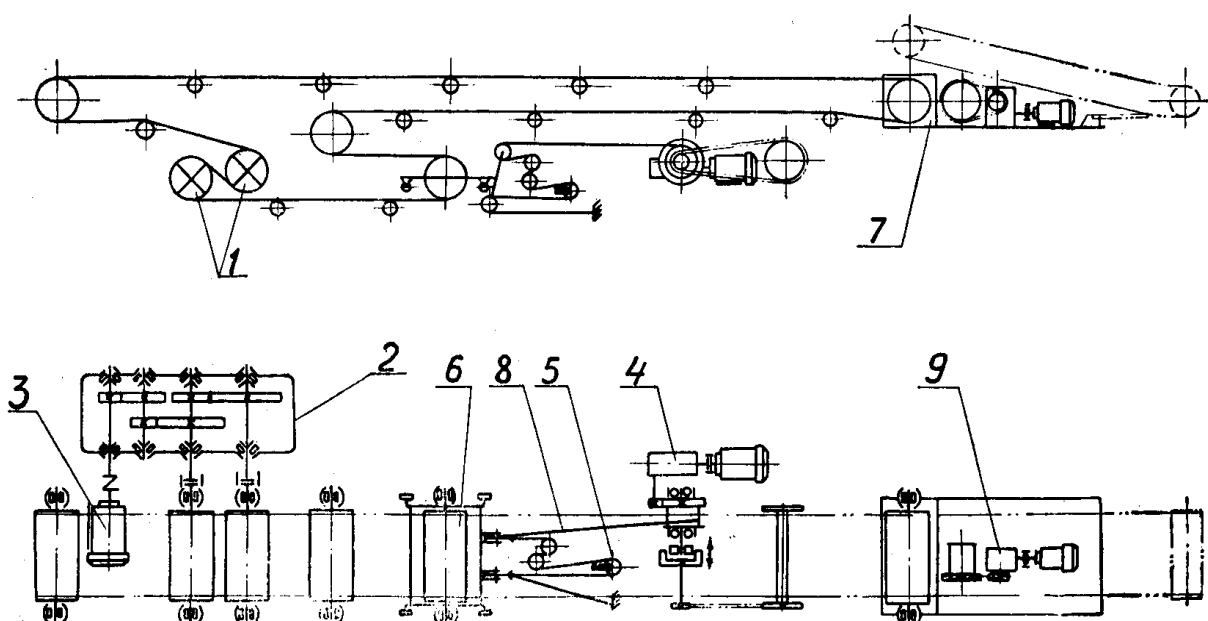


Рисунок 3.23 Кинематическая схема конвейера 1ЛТ80:

1-ведущие барабаны; 2-редуктор; 3-электродвигатель; 4-электрическая натяжная лебедка; 5-гидродатчик; 6-натяжная тележка; 7-хвостовая секция; 8-полиспаст; 9-передвижник.

Привод перегружателя крепится на раме концевой секции ленточной части конвейера, а его став опирается на раму передвижчика и порталы тележек энергопоезда. Концевая секция ленточной части конвейера, передвижчики тележки для энергопоезда установлены на рельсах.

Передвижник представляет собой однобарабанную лебедку с электроприводом. Канат лебедки закрепляется за стойку, закрепленную между почвой и кровлей выработки. При необходимости сокращения конвейера включается лебедка, передвижник и связанные с ним скребковый перегружатель с тележками энергопоезда и концевая секция передвигаются по рельсам. Линейные секции конвейера при этом постепенно демонтируются, а излишек ленты выбирается натяжным устройством.

По мере сокращения конвейера высвободившиеся отрезки рельсов переносятся вперед. После выбора длины хода натяжного устройства лишняя часть ленты сматывается на бобину.

На базе конвейеров 2Л80 и 1ЛТ80 разработан *ленточный телескопический конвейер 2ЛТ80*. Для ленточной части конвейера использован с небольшими изменениями конвейер 2Л80, хвостовая часть полностью принята от конвейера 1ЛТ80 без изменений.

Ленточные конвейеры 1ЛБ80 (рис.3.24) и 2ЛБ80 разработаны на базе конвейера 2Л80. Все их основные узлы (приводные блоки, барабаны, металлоконструкции, став с роликоопорами и др.) заимствованы с конвейера 2Л80. Эти конвейеры дополнительно оборудованы ловителями, улавливающими верхнюю и нижнюю ветви ленты в случае ее разрыва, и ленточным тормозом, установ-

ленным на концевой секции. Привод тормоза – грузовой. Тормоз растормаживается электромагнитом.

На траверсах линейных секций става установлены съемные упоры, с которыми соприкасаются концы среднего ролика гирлянды. При работе на бремсберге упоры препятствуют смещению среднего ролика вперед по ходу движения ленты. В результате этого устраняется децентрирующее действие гирляндной роликоопоры на ход верхней ветви ленты.

Конвейеры с шириной ленты 1000 мм (табл. 3.8). Конвейеры типажного ряда, оснащенные лентой шириной 1000 мм, разделяются на горизонтальные, уклонные и бремсберговые (один из них 1Л100К более универсален и предназначен для участков штреков и уклонов с углами наклона от -3 до $+18^\circ$). Горизонтальные и уклонные конвейеры выпускаются двух типоразмеров с приводными блоками мощностью 100 и 250 кВт. Бремсберговые конвейеры оснащаются приводом мощностью 100 кВт.

Все конвейеры, кроме специального грузолюдского 2ЛЛ100, имеют сравнительно легкий унифицированный канатный став с углом наклона боковых роликов 30^0 ; лента огибает приводные барабаны только нерабочей стороной. На всех конвейерах применены поддерживающие ролики диаметром 133 мм (допускается 127 мм).

Конвейер 1Л100К рассчитан для применения в основном на участках выработках. Благодаря оригинальной конструкции однобарабанного привода с повышенной тяговой способностью (применена прижимная лента) он успешно может работать в тяжелых условиях, причем с основной лентой, имеющей поливинилхлоридные обкладки, обладающие низким коэффициентом сцепления с барабаном.

Так как привод обеспечивает надежную работу конвейера без пробуксовки ленты на барабане практически при любых натяжениях набегающей и сбегавшей ветвей, в конвейере применено жесткое натяжное устройство с ручным приводом и контролем натяжения ленты, расположенное в хвосте конвейера. Вылет стрелы разгрузочного барабана может, изменяться путем установки рам удлинения. Став конвейера - канатный.

Конвейер 1Л100 (рис.3.25) имеет головную станцию с двумя разнесенными приводными барабанами, каждый из которых оснащен одним односкоростным приводным блоком. Приводные блоки унифицированы и работают независимо друг от друга, благодаря чему в случае выхода из строя одного приводного блока или недоиспользования конвейера по длине или производительности возможна работа с одним двигателем, что допускается станцией управления.

Конвейер комплектуется одним приводным блоком правой сборки и одним левой, что позволяет устанавливать их как с правой, так и с левой стороны конвейера без нарушения заводской регулировки редукторов.

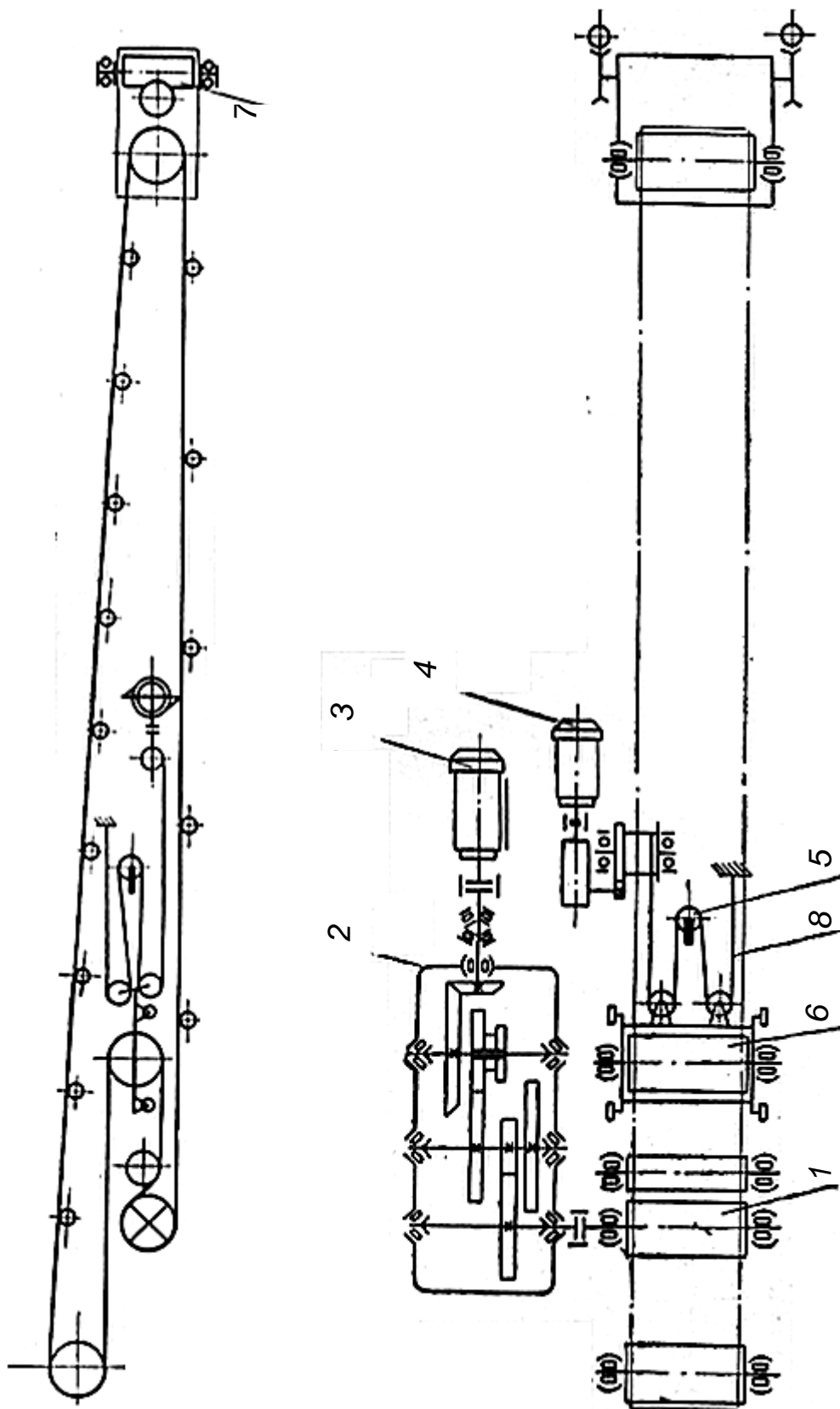


Рисунок 3.24 Кинематическая схема конвейера 1ЛБ80:
 1-ведущий барабан; 2-редуктор; 3-электродвигатель; 4-натяжная лебедка; 5-гидродатчик;
 6-натяжная тележка; 7-ручное натяжное устройство; 8-полипаст.

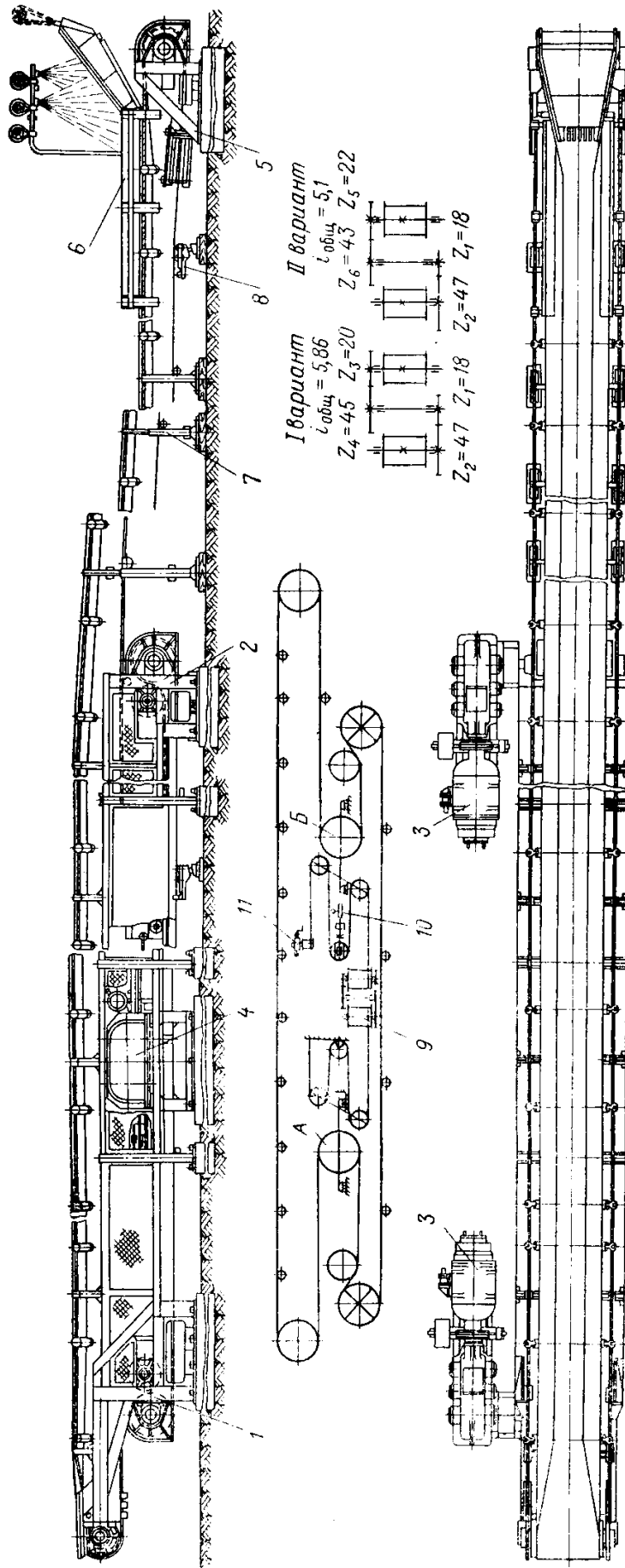


Рисунок 3.25 Конвейер ленточный 1Л100:

1-головная приводная секция; 2-промежуточная приводная секция; 3-приводные блоки; 4-натяжные устройства; 5-концевая станция; 6-загрузочное устройство; 7-став; 8-центрирующая роликоопора; 9-уравнительный механизм; 10-гидродатчик; 11-ручная лебедка.

Приводные барабаны футерованы резиной, причем наружная поверхность футеровки имеет ромбическую нарезку.

Для управления конвейером применена пускорегулирующая аппаратура со станцией управления СУВ-1Л100 и жидкостными реостатами ВЖР-350Д, позволяющая изменять длительность пуска в зависимости от длины и нагрузки, обеспечивая при этом плавный запуск и сравнительно равномерное распределение нагрузки между двигателями привода

Конвейер 1Л100 оборудован автоматическим натяжным устройством с уравнивающим механизмом, позволяющим регулировать сбегавшее натяжение ленты в зависимости от загрузки конвейера.

Став конвейера – канатный, напochвенный, унифицированный с другими конвейерами, оснащенными лентой 1000 мм.

Конвейер 1ЛБ100 (рис. 3.26). Привод конвейера однобарабанный, снабженный резиновой футеровкой с рифлениями, а угол обхвата барабана лентой увеличен с помощью отклоняющего барабана.

Наличие электродвигателя с фазным ротором и станцией управления с жидкостным реостатом обеспечивается плавный запуск конвейера. Для торможения конвейера 1ЛБ100 предусмотрен установленный на быстроходном валу редуктора колодочный тормоз с регулируемой характеристикой.

Натяжное устройство расположено у привода и обеспечивает постепенное натяжение той ветви ленты, которая имеет меньшее натяжение. Необходимость такого натяжного устройства обуславливается тем, что при нормальной работе конвейера возможны три режима работы привода: двигательный, переходной режим динамического равновесия и тормозной режим (при большой загрузке конвейера), когда двигатель работает в генераторном режиме, рекуперирова энергию в сеть. Лебедка натяжного устройства расположена сбоку от конвейера. Аппаратура управления обеспечивает предварительное натяжение ленты перед пуском конвейера и поддержание этого натяжения до окончания полного пуска конвейера.

Конвейер 1ЛУ100 (рис. 3.27) оснащен резинокросовой лентой, имеет однобарабанный привод с прижимным барабаном и жесткое, расположенное в хвосте конвейера натяжное устройство с ручным приводом и датчиком контроля натяжения. Стрела выносного (разгрузочного) барабана может удлиняться до 11,5 м. Приводной барабан футерован резиной и имеет вал с двумя выходными концами, что позволяет устанавливать два приводных блока. Приводные блоки на 100 кВт оснащены турбомуфтами и унифицированы с конвейерами 1Л100К. Став канатный, унифицированный с конвейером 1Л100К.

Телескопический конвейер 1ЛТ100 - полустационарная установка изменяющейся длины, принимает уголь непосредственно с конвейеров высокопроизводительных очистных забоев, оснащенных механизированными комплексами.

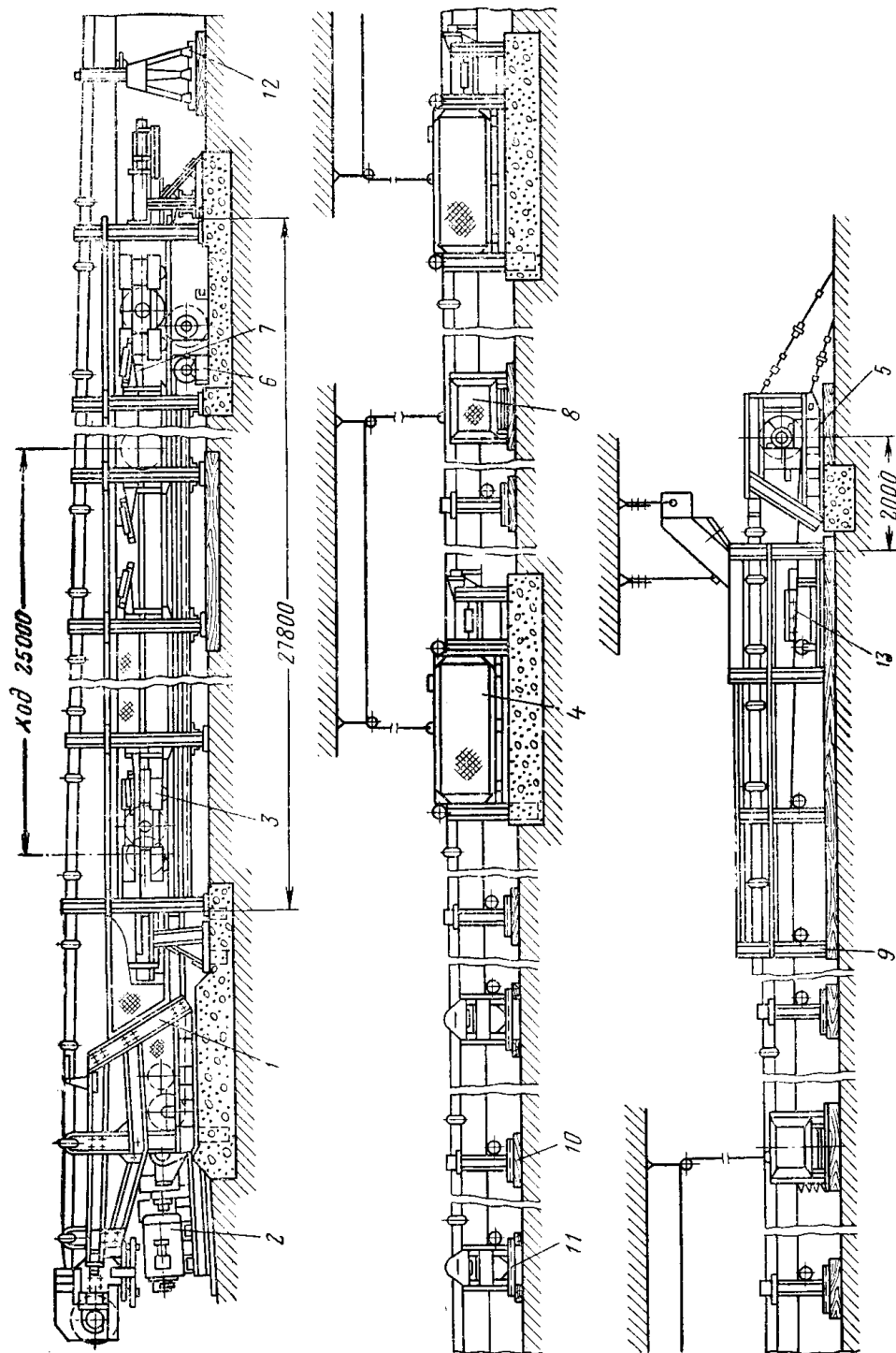


Рисунок 3.26 Конвейер ленточный бремсберговый 1ЛБ100:

1-головная приводная станция; 2-приводной блок; 3-передняя тележка натяжного устройства; 4-ловитель ленты; 5-концевая станция; 6-лебедка натяжного устройства; 7-задняя тележка натяжного устройства; 8-дагчик обрыва ленты; 9-загрузочное устройство; 10-став; 11-стойка с устройством для натяжения; 12-телескопическая стойка става; 13-устройство для очистки нижней ленты

Таблица 3.8

Основные параметры конвейеров с шириной ленты 1000 мм

Конвейер	Приемная способность, м ³ /мин	Производительность, т/ч		Максимальная длина, м		Скорость движения ленты, м/сек	Мощность привода, кВт	Диаметр приводного барабана (без футеровки), мм	Лента		Масса 1 пог. м става (без ленты), кг
		максимальная (при насыпном весе угля 0,8 т/м ³)	эксплуатационная	при минимальном угле наклона	при максимальном угле наклона				тип	разрывная прочность, кН	
1Л100К	9,9	475	420	1100	150	1,6	100	800	Тканевая	50,0	49,4 (подвесной 47,0)
			250	1100	250						
			100	1100	450						
1Л100	11,5	550	530	1500	500	1,6	2×100	630	Тканевая	120,0	49,5
			420	1750	650						
			300	2000	700						
1ЛБ100	11,0	530	210	2000	1150	1,6	100	630	Тканевая	120,0	49,5
			530	1600	400						
			420	1600	420						
1ЛУ100	11,0	530	300	1600	560	1,6	2×100	800	РТЛ	120,0	49,5
			200	1600	850						
			420	670	310						
2ЛУ100	13,3	680	420	860	340	2,0	2×250	800	Тканевая или РТЛ	180,0	49,5
			200	1100	560						
			680	800	380						
2ЛЛ100	11,0	530	500	1100	550	1,6	2×250	800	РТЛ	250,0	80,0
			400	1300	650						
			300	1600	800						
1ЛКН100	8,5 (при 18°)	400 (при 18°)	530	1200	500	1,6	2×100	630	Тканевая	120,0	60,0
			420	1500	600						
	3,5 (при 35°)	170 (при 35°)	250	400	300						
			250	490	280						

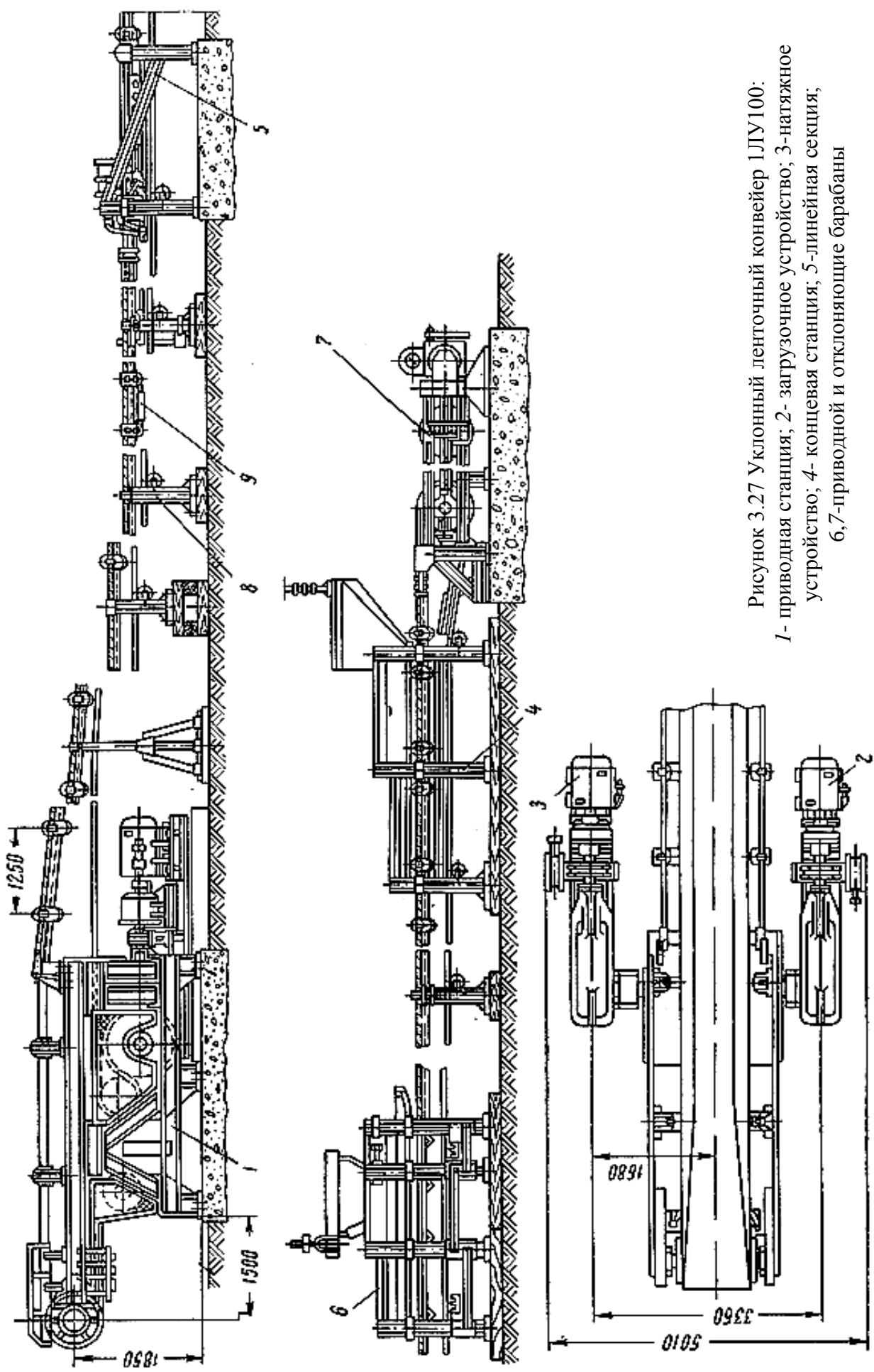


Рисунок 3.27 Уклонный ленточный конвейер 1ЛУ100:
 1- приводная станция; 2- загрузочное устройство; 3-натяжное устройство; 4- концевая станция; 5-линейная секция; 6,7-приводной и отклоняющие барабаны

барабанами и уравнильное натяжное устройство, обеспечивающее поддержание необходимого натяжения ленты при работе привода в двигательном и тормозном режимах.

Особенностью конвейера является универсальность, т. е. способность работать как на уклонных, так и на бремсберговых штреках при отработке лавы по восстанию или падению. Приводная станция собирается из унифицированных узлов, в двух исполнениях: для транспортирования угля вверх и для транспортирования угля вниз. Став и другие элементы конвейера унифицированы с конвейерами 1Л100К, 1Л100, 1ЛУ100.

Конвейер комплектуется скребковым перегружателем ПТК-2.

Конвейер 2ЛУ100 (рис. 3.28) имеет по сравнению с конвейером 1ЛУ100 повышенную скорость движения ленты и соответственно большую приемную способность, а также значительно большую мощность привода, что позволяет примерно вдвое увеличить его максимальную длину. Конвейер 2ЛУ100 является стационарной установкой. Он оборудован однобарабанным приводом и автоматическим натяжным устройством, расположенным у головной станции. Конвейер рассчитан на работу с синтетической лентой, поэтому ход натяжного устройства увеличен до 15 м. Привод конвейера оборудован двумя приводными блоками по 250 кВт, расположенными по обе стороны приводной станции.

Приводной барабан снабжен резиновой футеровкой с рифлениями.

Головная и натяжная станции, приводные блоки и ловители устанавливаются на бетонных фундаментах. Для обеспечения плавного пуска конвейера используется станция управления жидкостными реостатами ВЖР-350Д, канатный став конвейера, ловители ленты и загрузочные устройства унифицированы с другими конвейерами.

Конвейер 2ЛЛ100 (рис. 3.29) является первым грузопассажирским конвейером. По конструкции конвейер 2ЛЛ100 значительно отличается от обычных уклонных конвейеров.

Применение резиноватросовой ленты позволило упростить натяжное устройство – принято ручное натяжное устройство с гидродатчиком натяжения и электроконтактным манометром. Натяжное устройство расположено в хвосте конвейера, ход его регулируется от 2,0 до 9,5 м с помощью установки специальных секций удлинения.

Привод аналогичен конвейеру 2ЛУ100, но обеспечивает пониженную скорость ленты в 1,6 м/с, разрешенную для транспортирования людей.

Головная станция отличается лишь наличием оборудованной подъемным мостиком площадки схода людей с верхней ветви ленты. Площадка огорожена перилами и заканчивается лестницей для схода людей на почву. Лестница может устанавливаться в одном из трех положений: вперед и площадки, справа и слева от нее. При доставке людей подъемный мостик опущен вниз и плотно без зазоров прилегает к ленте на выносном барабане, при транспортировании груза мостик, с помощью механизма подъема поднят в верхнее положение, открывая свободное пространство для прохода груза. Верхнее и нижнее положения подъемного мостика фиксируется концевым выключателем.

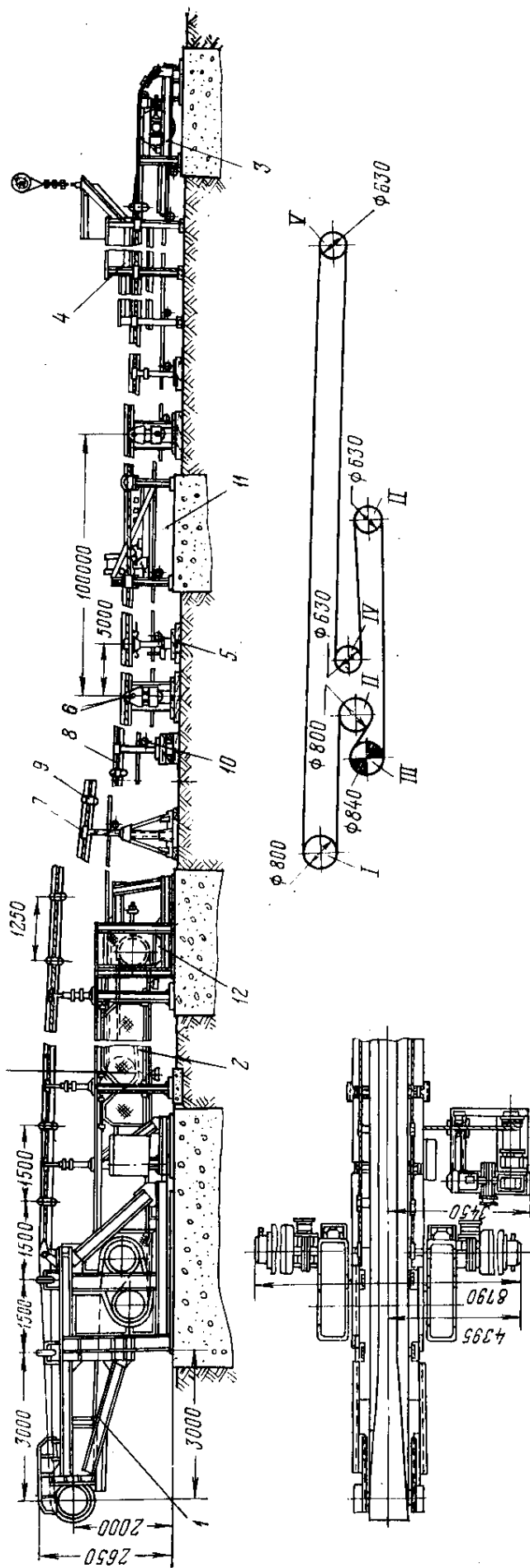


Рисунок 3.28 Конвейер 2ЛУ100:

1-головная станция; 2,3-приводные блоки; 4-натяжка натяжного устройства; 5-лебедка натяжного устройства; 6-ловитель нижней ветви ленты; 7-ловитель верхней ветви ленты; 8-загрузочное устройство; 9-концевая станция; 10-стойки промежуточные; 11-стойки с устройствами для натяжения несущего каната; 12-стойки переходные; 13-лента;

I, II, III, IV, V-выносной, отклоняющие, приводной, натяжной и концевой барабаны

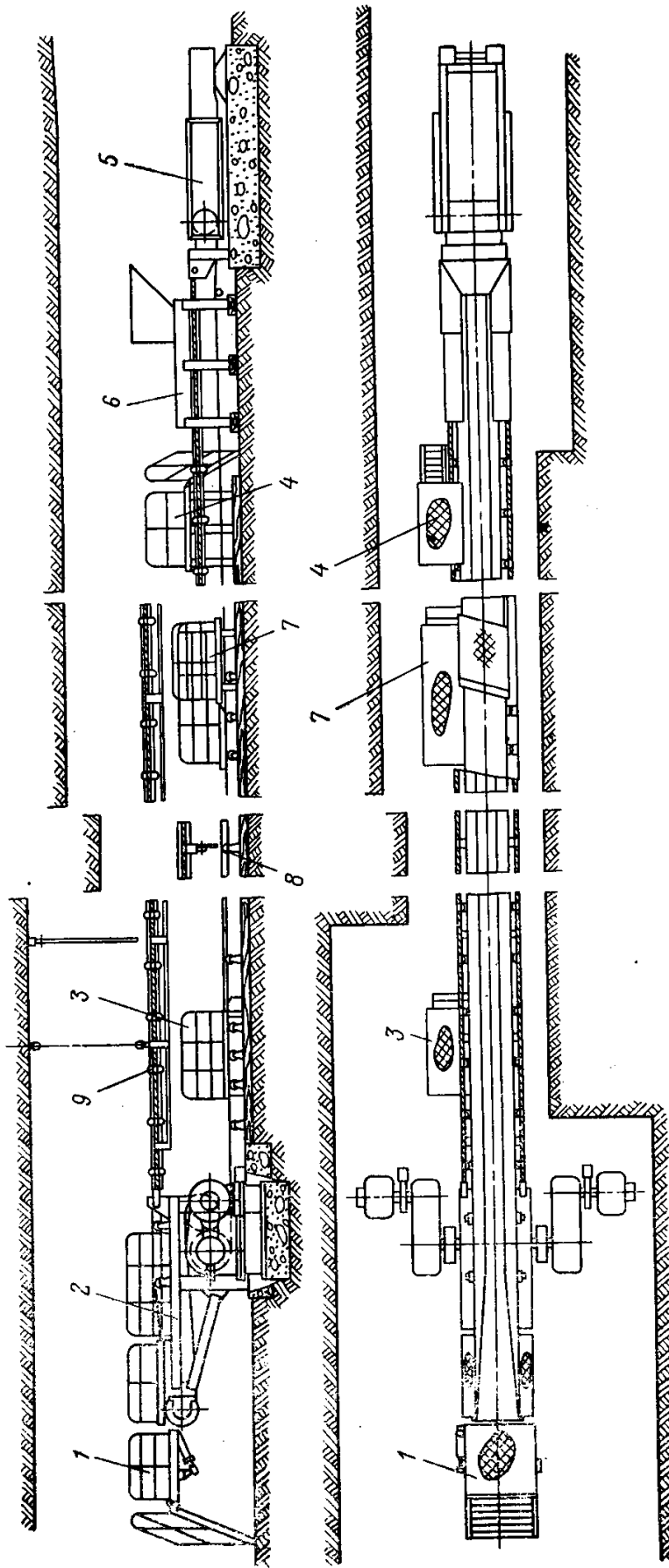


Рисунок 3.29 Конвейер ленточный грузоподъемной 2ЛЛ100:

- 1-площадка схода с верхней ветви ленты; 2-головная приводная станция; 3-площадка посадки на нижнюю ветвь ленты;
- 4-площадка посадки на верхнюю ветвь ленты; 5-концевая станция с натяжным устройством; 6-загрузочное устройство;
- 7-площадка схода с нижней ветви; 8-став, поддерживающий нижнюю ветвь ленты (установлен на почве);
- 9-став, поддерживающий верхнюю ветвь ленты(подвешен на цепях к кровли)

Став конвейера разделен на две части. Верхняя часть состоит из двух параллельных канатов, закрепленных на головной и хвостовой станциях подвешенных к кровле с помощью цепных подвесок. На канатах крепятся трехроликовые подвесные опоры и листы перекрытия. Натяжение поддерживающих канатов производится специальными винтовыми стяжками. Нижняя часть става состоит из установленных на почве выработки стоек, на которых закреплены роликоопоры.

На небольшом расстоянии от головной станции устанавливается площадка для посадки людей на нижнюю ветвь ленты, а в хвосте конвейера или в другом месте – площадки схода с нижней и посадки на верхнюю ветви. Все площадки огорожены перилами, а при необходимости снабжены лестницами.

Конвейер оснащен ловителями верхней и нижней ветви ленты и датчиками обрыва ленты. Ловители верхней ветви выполнены в виде тележек с нависающими над лентой Г-образными козырьками. Ловитель нижней ветви устанавливается до площадки посадки людей на ленту.

Запуск двигателей приводов конвейера производится при помощи жидкостных реостатов с дистанционным приводом и реверсоров РКВ-300. В электрической схеме предусмотрено два режима работы: транспортирование груза и доставка людей.

Вдоль става конвейера натянуты три линии кабель-тросовых выключателей, обеспечивающих отключения конвейера с верхней и нижней ветвью ленты, а также с ходовой части выработки.

Конструктивные особенности ленточных конвейеров с шириной ленты 1200 мм. Конвейеры с лентой шириной 1200 мм являются стационарными установками и предназначены для капитальных выработок.

Технические параметры конвейеров с шириной ленты 1200 мм приведены в табл. 3.9. Конвейер 1ЛУ120 состоит из приводной и натяжной станций, грузочной секции, средней части конвейера (стойки линейные, переходные, натяжные опоры роликовые и нижние ролики), ловителей ленты и электрической части. Приводная станция имеет пятибарабанную схему обводки ленты, при которой лента охватывает приводные барабаны чистой (нерабочей) стороной.

Приводные блоки имеют по два электродвигателя. Редуктор цилиндрический ЦДН-710, тормоз колодочный ТКГ-500.

Соединения редуктора с электродвигателями осуществляется с помощью зубчатых муфт и турбомуфт. Для соединения редукторов с валами барабанов предусматриваются промежуточные валы. На валу первого по ходу движения ленты приводного барабана установлен храповой останов. Став конвейера канатный. Угол наклона боковых роликов 30° .

Натяжное устройство оснащено лебедкой с электроприводом и динамометром, показывающим величину натяжения ленты.

Электрическая часть конвейера состоит из электрооборудования во взрывобезопасном исполнении и предназначена для осуществления управления конвейером, как в одиночной установке, так и в конвейерной линии.

Конвейеры типа 2ЛУ120 выпускаются в трех модификациях: 2ЛУ120А, 2ЛУ120Б и 2ЛУ120В.

Конвейеры 2ЛУ120А и 2ЛУ120В (рис. 3.30) имеют по два приводных барабана, а конвейер 2ЛУ120Б – три. Лента охватывает приводные барабаны чистой (нерабочей) стороной.

Таблица 3.9

Основные параметры конвейеров с шириной ленты 1200 мм

Наименование параметров	Ед. измерения	Параметры			
		2ЛУ120А	2ЛУ120Б	2ЛУ120В	2ЛУ120
Расчетная скорость движения ленты	м/сек	3,15+/-0,315	3,15+/-0,315	3,15+/-0,315	2,5+/-0,25
Расчетная максимальная производительность	т/час	1500	1500	1500	1200
Расчетная минутная приемная способность	м ³ /мин	29	29	29	23
Суммарная мощность привода ленты	кВт	1000	1500	1000	500
Тип ленты		2РТЛО2500	2РТЛО3150	2РТЛО2500	2РТЛО1500
Ширина ленты	мм	1200	1200	1200	1200
Разрывное усилие ленты	кН(кгс)	не менее 2840 (300000)	не менее 3620 (378000)	не менее 2840 (300000)	не менее 1760 (180000)
Номинальные диаметры приводных барабанов без футеровки	мм	1250	1250	1250	800
Номинальные диаметры роликов	мм	159	159	159	159
Напряжение питающей сети	В	6000	6000	660	660
Масса конвейера длиной 1000 м без ленты	кг	не более 280000	не более 300000	не более 280000	не более 185000
Максимальная длина конвейера при горизонтальной установке	м	не более 2600	не более 2900	не более 2600	не более 2300

В конвейере 2ЛУ120Б барабан выносной головки является приводным.

Узлы приводных станций конвейеров 2ЛУ120 максимально унифицированы. Отличие состоит в том, что рама приводной станции конвейера 2ЛУ120В разбирается на части, удобные для транспортирования по горным выработкам. Приводные блоки конвейеров 2ЛУ120А и 2ЛУ120Б имеют один электродвигатель, а блоки конвейера 2ЛУ120В - по два двигателя на приводной блок.

Редуктор цилиндрический Ц2Ш-800(ЦДН-130), тормоз колодочный ТКГ-500 устанавливается на шкиве, расположенном на ведущем валу редуктора. На валах приводных барабанов установлены храповые остановы. Соединение редукторов с валами приводных барабанов осуществляется с помощью промежуточных валов. Это позволяет устанавливать приводные блоки в отдельном от конвейера помещении.

На рис. 3.31 показаны приводная станция и выносная головка конвейера 2ЛУ120В.

Средняя часть конвейера состоит из линейных, центрирующих, переходных секций и секции натяжной головки.

Секции линейные представляют собой разборную форму, на которых установлены трехроликовые роlikоопоры с углом наклона боковых роликов 30° . На переходной секции дополнительно установлен скребок для очистки нижней ветви ленты. Секция натяжной головки имеет роlikоопоры с футерованными роликами и скребок для очистки нижней ветви ленты. На этой секции устанавливается загрузочное устройство, обеспечивающее загрузку груза по центру ленты. Натяжное устройство оснащено лебедкой с электроприводом и динамометром, показывающем величину натяжения ленты.

Для управления электродвигателями конвейеров 2ЛУ120А и 2ЛУ120Б применяется комплекс управления приводами КУП-2ЛУ120. Управление приводом конвейера 2ЛУ120В осуществляется с помощью взрывобезопасной станции СУВ-2Л120 и жидкостных реостатов ВЖР-350Д.

Конвейеры ленточные унифицированные предназначены для транспортирования угля (горной массы) по выработкам угольных и сланцевых шахт (рис.3.32).

Конвейеры 1Л80У, 1Л80УК, 2Л80У, 1Л100У, 2Л100У и 3Л100У – общего назначения, при этом конвейеры 2Л80У и 3Л100У имеют пассажирские исполнения.

Конвейеры 1ЛТ80У, 2ЛТ80У, 1ЛТ100У и 2ЛТ100У – телескопические.

Модели подземных унифицированных конвейеров

	Ширина ленты 800 мм	Ширина ленты 1000 мм
1 типоразмер	1Л80У; 1ЛТ80У; 1Л80УК; 1ЛТП80У	1Л100; 1ЛТ100У
2 типоразмер	2Л80У; 2ЛТ80У; 2ЛТП80У	2Л100У; 2ЛТ100У
3 типоразмер	_____	3Л100У

В комплексе с очистным оборудованием они обеспечивают:

- прием угля непосредственно с забойного конвейера;
- бесступенчатое изменение длины конвейерной линии;
- механизацию работ и снижение трудовых затрат по сокращению (удлинению) конвейерной линии и передвижения энергопоезда.

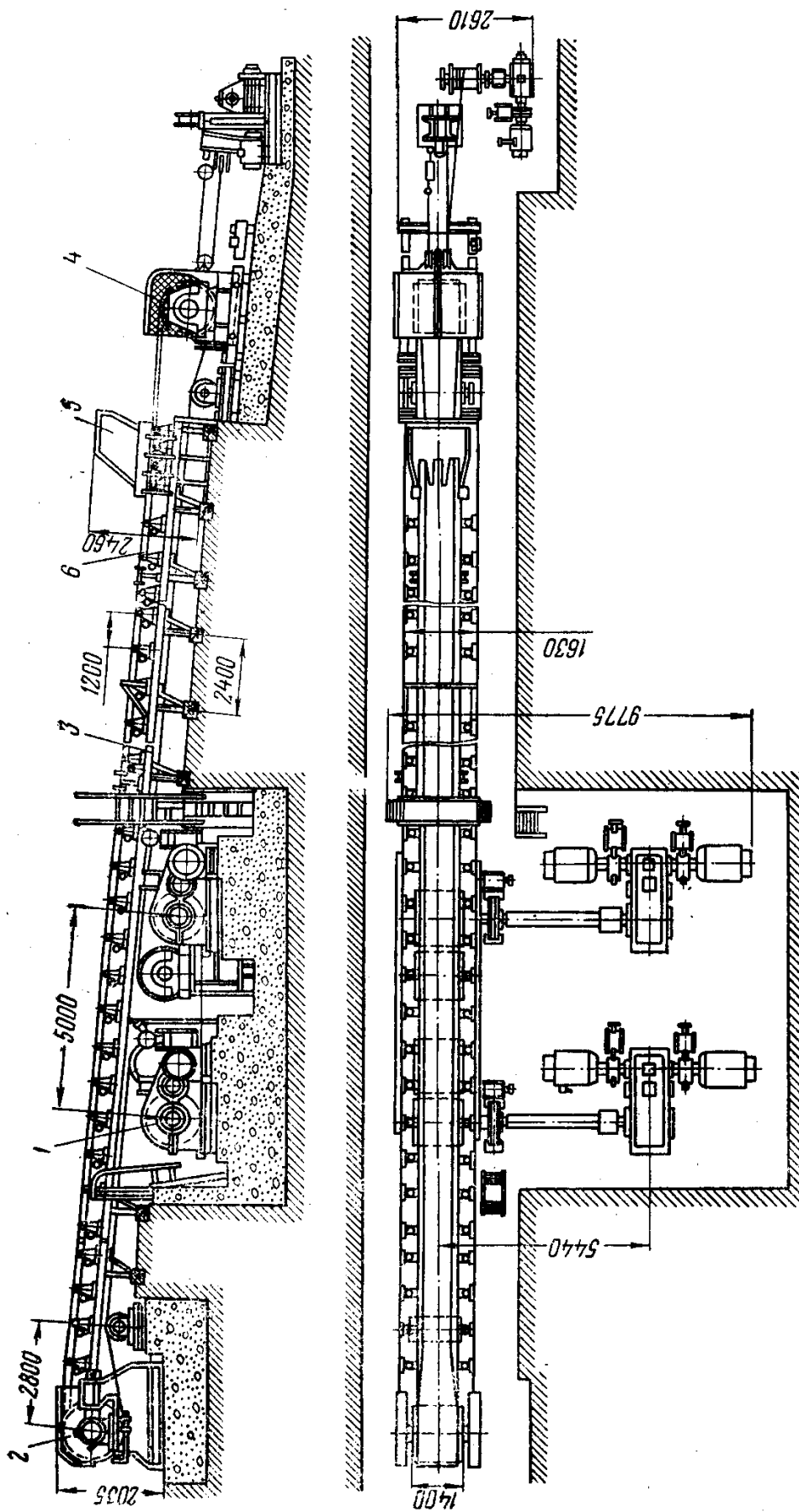


Рисунок 3.30 Конвейер ленточный 2ЛУ120В:

1-приводная станция; 2-выносная головка; 3-средняя часть; 4-натяжное устройство; 5-загрузочное устройство; 6-лента.

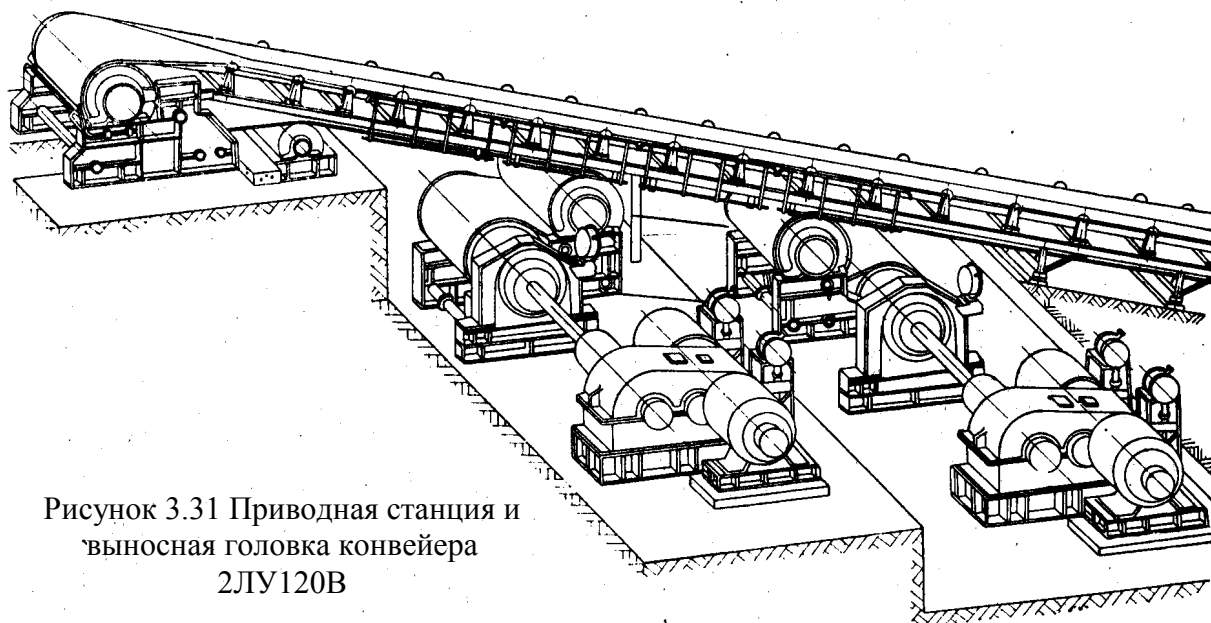


Рисунок 3.31 Приводная станция и выносная головка конвейера 2ЛУ120В

Конвейеры 1ЛТП80У и 2ЛТП80У - телескопические.

В комплексе с проходческим оборудованием они обеспечивают:

- прием горной массы непосредственно с проходческого комбайна;
- механизацию работ и снижение трудовых затрат по удлинению конвейерной линии;
- возможность маневрирования проходческого комбайна в выработке;
- увеличение машинного времени работы проходческого комбайна и повышение темпов проходки горных выработок.

Сборка конвейеров производится путем набора блоков с определенными функциями для получения установки требуемых параметров и назначения.

Все конвейеры могут работать как отдельная транспортная установка, так и в составе автоматизированных конвейерных линий.

Основные параметры конвейеров

	Конвейеры с шириной ленты 800 мм		Конвейеры с шириной ленты 1000 мм		
	типоразмеры		типоразмеры		
	1	2	1	2	3
Скорость движения ленты, м/с	2,0 - 2,5		2,0	2,5	2,5
Максимальна расчетная пропускная способность (производительность), т/ч	420/520		680	850	850
Приемная способность, м ³ /мин	8,2/10,2		13,3	18,8	16,8
Суммарная мощность привода, кВт	45;75	110(165)	75	220(330)	500
Длина, м	500;600	1000;(1400)	500	1000	1500

Конвейеры ленточные перспективного ряда. Для замены ленточных конвейеров 1Л80У, 1ЛТ80У, 1ЛТП80У, 1Л100У, 1ЛТ100У и других устаревших конструкций создается перспективный ряд конвейеров с лентой шириной 800, 1000 и 1200 мм (рис. 3.33).

При разработке сохраняется блочно-модульный принцип построений конвейеров по назначению.

Ленточные конвейеры перспективного ряда с лентой 800, 1000 и 1200 мм должны обеспечить все имеющиеся и перспективные грузопотоки в шахтах при любой длине транспортирования, повышенную эксплуатационную надежность и приспособляемость конвейеров к условиям эксплуатации и грузопотокам.

Благодаря новым конструктивным решениям обеспечивается снижение трудоемкости производства, монтажа, обслуживания и сокращение номенклатуры заменяемых и ремонтируемых элементов конвейеров.

В настоящее время ведутся работы по освоению производства заводами Украины шахтных ленточных конвейеров 1-го типоразмера перспективного ряда.

Основные параметры конвейеров

1Л800 1ЛТ800К 1ЛТП800К 1Л1000 1ЛТ1000 1ЛТП1000

Мощность привода, кВт,

при скорости ленты:

1,6 м/с ...	75
2,0 м/с ...	90
2,5 м/с ...	110
3,15 м/с ...	132

Скорость движения ленты, м/с

1, 6; 2,0; 2,5; 3,15

Приемная способность, м/мин,

при скорости движения ленты:

1,6 м/с ...	6,9	6,5	6,5	11,2
2,0 м/с ...	8,6	8,1	8,1	14,0
2,5 м/с ...	10,7	10,1	10,1	17,5
3,15 м/с ...	13,5	12,8	12,8	22,0

Угол установки, град.

-16	-10	-10	-16	-10	-10
+18	+10	+10	+18	+10	+10

Длина транспортирования, м

600	500
-----	-----

3.4 Расчет и проектирование ленточных конвейеров

Определение режима работы и нагружения конвейера. Режимы работы и нагружения конвейера определяются классами использования его по времени и производительности (см. гл. 1). Классы использования конвейера по времени приведены в табл. 1,7, где первый класс В1 соответствует конвейерам периодического действия, остальные классы регламентируют: одно-, двух-, трех- сменную и круглосуточную работу конвейера соответственно. Классы использования конвейеров по производительности приведены в табл. 1,8 и 1.10.

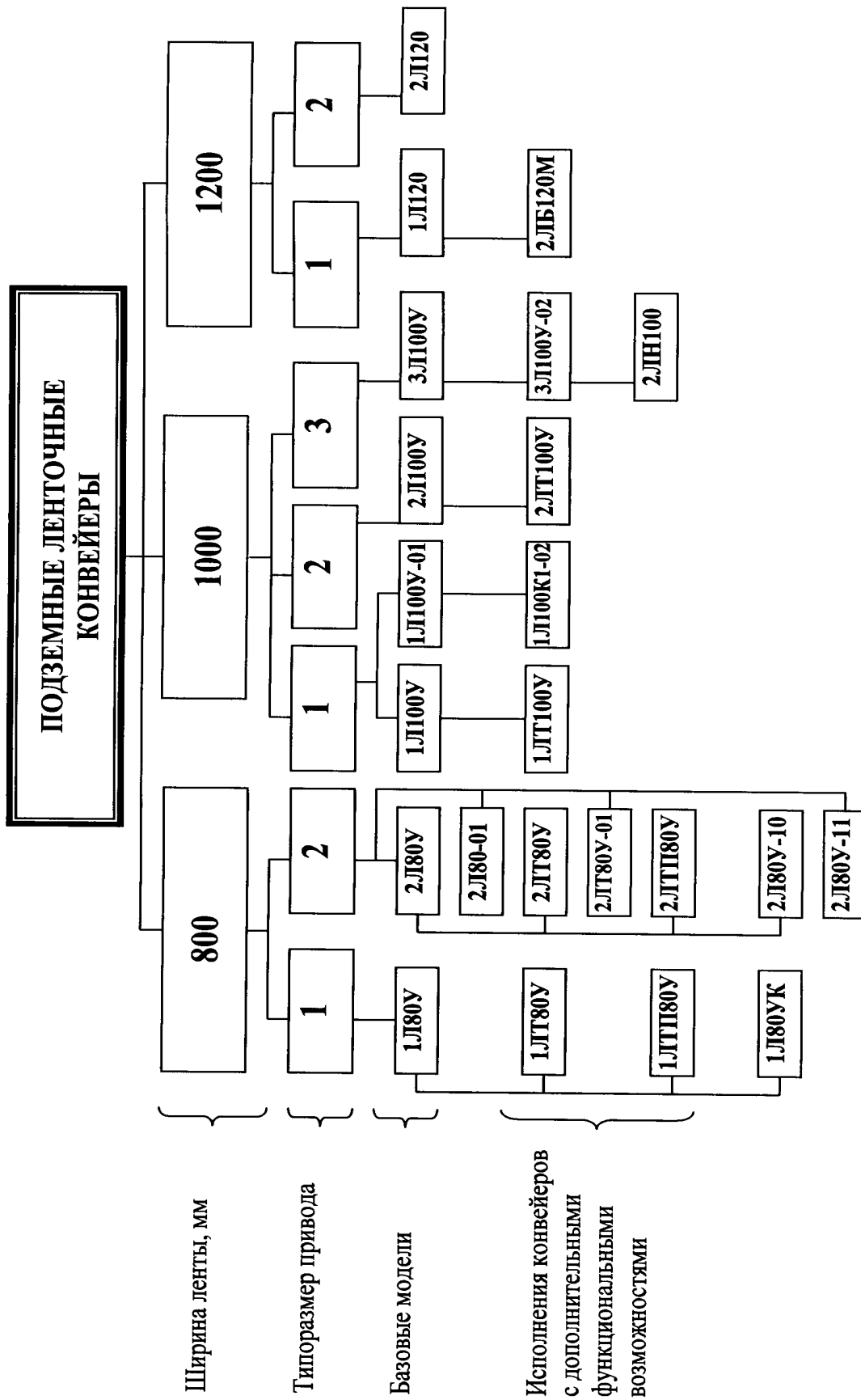


Рисунок 3.32 Классификация серийных подземных ленточных конвейеров

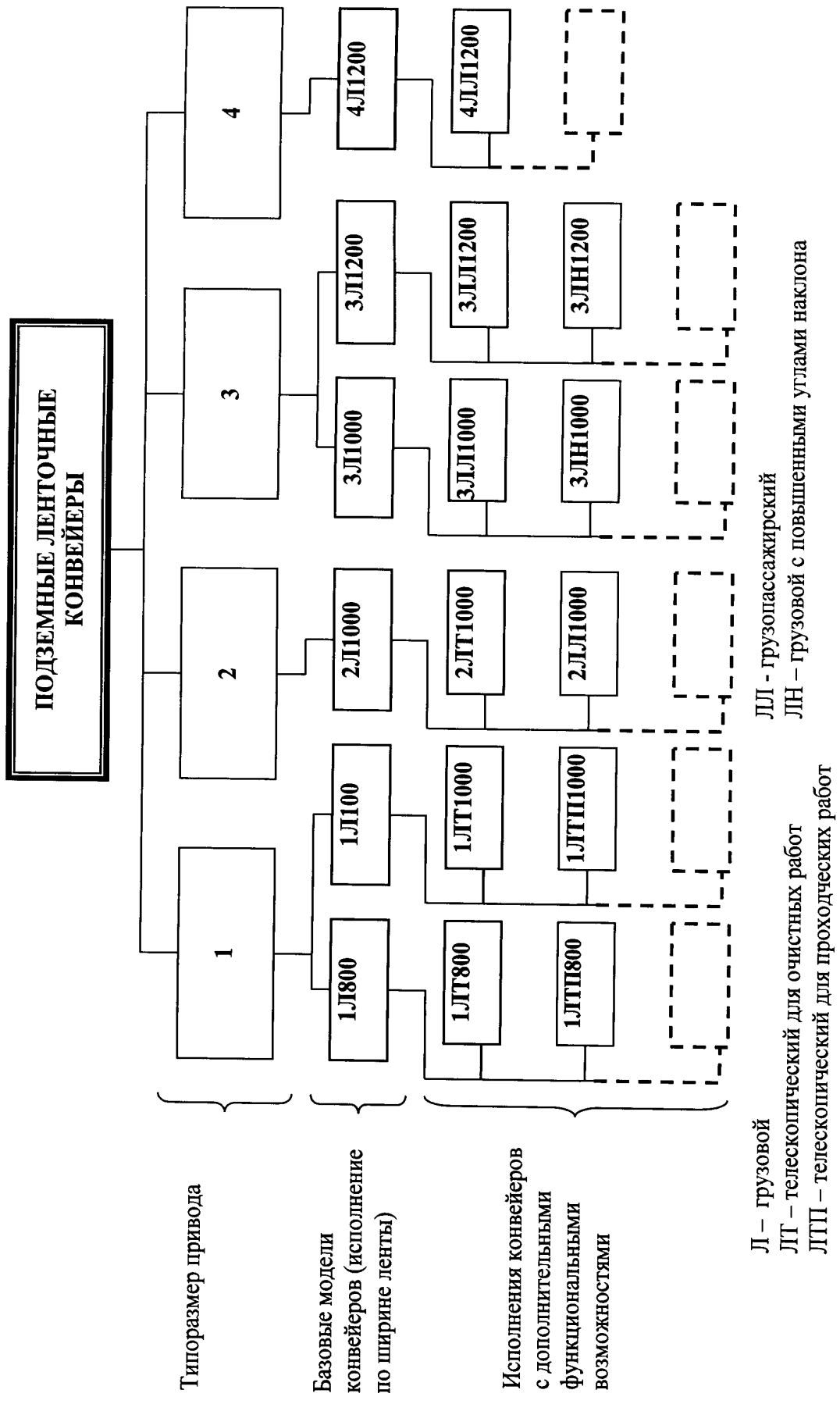


Рисунок 3.33 Классификация перспективного ряда ленточных конвейеров

На основании классов использования конвейеров по времени и производительности выбирают по табл. 1.7, 1.8 и 1.10 режим работы конвейеров.

Определение условий работы конвейера. Условия работы конвейера характеризуются производственными условиями окружающей среды, воздействующими на конвейер. Принято четыре группы производственных условий: легкие (*Л*), средние (*С*), тяжелые (*Т*) и весьма тяжелые (*ВТ*), характеристика которых приведена в табл. 1.10 и 1.11.

Выбор проектной схемы конвейера. Желательно, чтобы проектная схема конвейера была максимально простой, прямолинейной и без лишних перегибов. На рис. 3.2 приведены возможные геометрические схемы конвейеров. Не трудно отметить, что наиболее предпочтительными являются схемы *а* и *б*. Привод конвейера по возможности принимается однобарабанным. При применении двухбарабанного привода наиболее надежной будет обводка одноприводных барабанов внутренней (чистой) стороной ленты (схемы *жс*, *з*, *к*).

При проектировании конвейерной линии следует применять отдельные конвейеры максимальной длины и минимальным количеством перегрузочных пунктов.

Выбор угла наклона конвейера и скорости движения ленты. В табл. 1.2 приведены максимальные углы наклона стационарных ленточных конвейеров для некоторых грузов. При равномерной непрерывной загрузке конвейера углы наклона ленты можно увеличить на $1 \dots 3^\circ$. Для передвижных и переносных конвейеров допустимые углы наклона ленты следует уменьшить на $5 \dots 10\%$. При уменьшении скорости движения ленты допустимый угол наклона может быть увеличен.

Принятый максимальный угол наклона β_{max} проверяют при насыпных грузах по формуле $\beta_{max} < k_3 \varphi$, где k_3 – коэффициент запаса; для грузов легкой подвижности $k_3=0,35$; средней – $k_3=0,4$, малой – $k_3=0,55$; φ_0 – угол естественного откоса транспортируемого груза в покое, град.

При транспортировании штучных грузов углы наклона выбираются по табл. 3.10 и проверяются по формуле $\beta_{max} \leq \rho - \Delta\rho$, где ρ – угол трения груза по поверхности ленты в покое, град; $\Delta\rho = 10 \dots 15^\circ$ – запас устойчивости груза. Для штучных грузов, имеющих высоту больше размера его опорной поверхности по оси конвейера, угол наклона проверяют по формуле

$$tg\beta_{max} \leq \frac{2l_2}{3h_2},$$

где l_2 – длина опорной поверхности груза вдоль ленты конвейера, м; h_2 – расстояние от центра тяжести груза до его опорной поверхности на ленте, м.

Выбор скорости ленты производится с учетом условий эксплуатации конвейера, характеристики транспортируемого груза, ширины ленты, назначения и местоположения конвейера, способа загрузки и разгрузки его и т.д. Выбранная скорость должна соответствовать ГОСТ 22644-77, обеспечивать сохранность груза, т.е. минимальное его дробление, просыпь, распыление и т.п., наибольшую долговечность ленты и роlikоопор конвейера.

Таблица 3.10

Наибольшие допускаемые углы наклона конвейера с прорезиненной лентой при транспортировании штучных грузов

Груз	Наибольший допустимый угол β_{max} наклона конвейера, град	
	с гладкой лентой	с рифленой лентой
Ящики:		
деревянные	15...17	25
металлические	12...15	–
коробки картонные	15	25
Мешки		
льняные и джутовые	18...20	30...32
бумажные	15...17	30

В табл. 3.11 приведены наибольшие скорости ленты в зависимости от характера транспортируемого груза и ширины ленты.

Для ориентировочных расчетов значение наибольшей скорости ленты при разгрузке через головной барабан в зависимости от транспортируемого груза выбираются:

	v_{max} , м/с
Легкосыпучие сухие порошковые (цемент, апатит, угольная пыль и т.п.)	1,6...2,0
Хрупкие, крошение которых понижает качество груза (уголь, кокс и т.п.)	до 3,15
Овощи, фрукты (картофель, свекла, морковь, яблоки и т.п.)	до 1,0
Зернистые и мелкокусковые	до 6,3
Крупнокусковые	2,0...3,15

Для наклонных конвейеров скорости движения грузонесущих органов должны быть снижены по сравнению с горизонтальными на 20%.

Скорости транспортирования штучных грузов выбирают в зависимости от массы и формы груза, способа подачи груза на ленту и съема с нее, а при выполнении технологического процесса – в зависимости от его режима. В табл. 3.12 приведены допустимые скорости ленты для некоторых штучных грузов.

Выбор ленты конвейера. Для транспортирования насыпных и штучных грузов применяют конвейерные ленты общего назначения или специальные двух видов: резиноканевые и резинотросовые (типоразмеры таких лент регламентированы ГОСТ 20-85.) При выборе типа ленты учитываются условия окружающей среды, характеристика транспортируемого груза и необходимая прочность. В ГОСТ20-85 даны общие рекомендации по выбору типа ленты. При транспортировании большинства грузов, в том числе пищевых (капуста, свекла, картофель, зерно, мука и т.п.) применяются ленты общего назначения.

Для горячих грузов (с температурой выше 60°C, но не более 200°C) или грузов, транспортируемых в среде с повышенной температурой, применяются теплостойкие ленты. При более высокой температуре ленты серийного производства не пригодны.

Для пищевых продуктов, не подвергающихся перед употреблением очистке или термической обработке (например, сливочное масло, творог и т.п.) и при транспортировании непосредственно соприкасающихся с лентой (без упаковки и тары), должны применяться пищевые ленты.

При транспортировании грузов в среде с температурой ниже (-45°C) – (-60°C) должны применяться морозостойкие ленты. Для более низких температур (ниже -60°C) применение прорезиненных лент не допускается.

При выборе вида ленты по типу тягового каркаса необходимо учитывать достоинства и недостатки того и другого вида. Достоинствами резинотканевых лент является возможность выбора их в большом диапазоне прочностных параметров (65, 100, 200, 300, 400 Н/мм); универсальность выполнения стыкового соединения (механическое, вулканизацией и т.д.); повышенная стойкость к продольным порывам; высокая амортизирующая способность при динамических нагрузках. К недостаткам резинотканевых лент относится значительное удлинение (до 4%) при рабочих нагрузках, повышенные размеры диаметра барабанов при большом количестве прокладок.

Таблица 3.11

Максимально допустимая скорость ленты при разгрузке
через головной барабан, м/с

Транспортируемый груз	Ширина ленты, мм							
	400-500	650	800	1000	1200	1400	1600-1800	2000-3000
Пылевидные и порошкообразные сухие, пылящие	1,0	1,0	1,0	1,25	1,25	1,6	1,6	2,0
Хрупкие, кусковые, крошение которых снижает их качество	1,25	1,6	2,0	2,0	2,5	2,5	3,15	4,0
Зернистые и порошкообразные, в том числе рыхлые вскрышные породы	1,6	2,5	3,15	4,0	4,0; 5,0*	5,0; 5,0*	5,0; 6,3*	6,3; 8,0*
Мелкокусковые, $a' < 60$ мм	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	5,0	6,3; 8,0*
Среднекусковые, $a' < 160$ мм:								
легкие	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	4,0	5,0	5,0
тяжелые	-	1,6	2,0	2,50	3,15	3,15	4,0**	-
Крупнокусковые, $a' = 170 \div 350$:								
легкие	-	-	1,6	2,0	2,5	2,5	3,15**	3,15**
тяжелые	-	-	1,25	1,6	2,0	2,0	2,5	2,5**
Особо крупнокусковые, $a' \geq 350$ мм	-	-	-	-	2,0	2,5**	2,5**	3,15
Зерновые (рожь и т. п.)	1,6	2,5	3,15	4,0	-	-	-	-
Овощи, фрукты, корнеплоды	0,8	0,8	1,0	1,0	-	-	-	-
* На отвалообразователях.								
** Целесообразно применение податливых роlikоопор.								

Рекомендуемые скорости движения ленты для транспортирования
штучных грузов

Характеристика груза	Скорость ленты, м/с	
	рекомендуемая	максимальная
Тканевые мешки с мукой, зерном, бумажные мешки с цементом, мелом	0,5-1,0	1,6
Почтовые посылки в мягкой упаковке, пачки газет.	0,8-1,0	1,6
Рулон бумаги массой до 200 кг.	0,3-0,5	1,0
Ящики, бочки массой более 50 кг, чемоданы	0,3-0,5	1,0

Резинотросовые ленты имеют высокую прочность, небольшое удлинение при рабочих нагрузках (до 0,25%), повышенную долговечность. Недостатками являются большая масса, сложность изготовления стыкового соединения (только вулканизацией) с большой затратой времени; меньшая (по сравнению с резинотканевыми лентами) стойкость продольным порывам и перегибам в вертикальной плоскости; увеличенные радиусы перегибов.

Выбор ширины ленты. При транспортировании насыпных грузов необходимая ширина ленты определяется по расчетной производительности с учетом условия полного отсутствия или минимального просыпания груза с ленты в процессе движения $v=0,9B - 0,05$, где B – полная ширина ленты, м; v – рабочая ширина ленты, м (рис. 3.32, а). Угол при основании слоя груза принимают $\varphi = (0,35...0,5)\varphi_0$, где φ_0 – угол естественного откоса груза в покое. Угол наклона боковых роликов следует принимать: на двухроликовой опоре (рисунок 3.34, б) $\alpha_{жс} = 15^\circ$ и 20° ; на трехроликовой опоре (рис. 3.34, в) для лент с хлопчатобумажными прокладками $\alpha_{жс} = 20^\circ$, для синтетических и резинотросовых лент, как более гибких, при ширине $B=800...1400$ мм рекомендуется $\alpha_{жс} = 30^\circ$ и для $B > 1400$ мм $\alpha_{жс} = 36^\circ$;

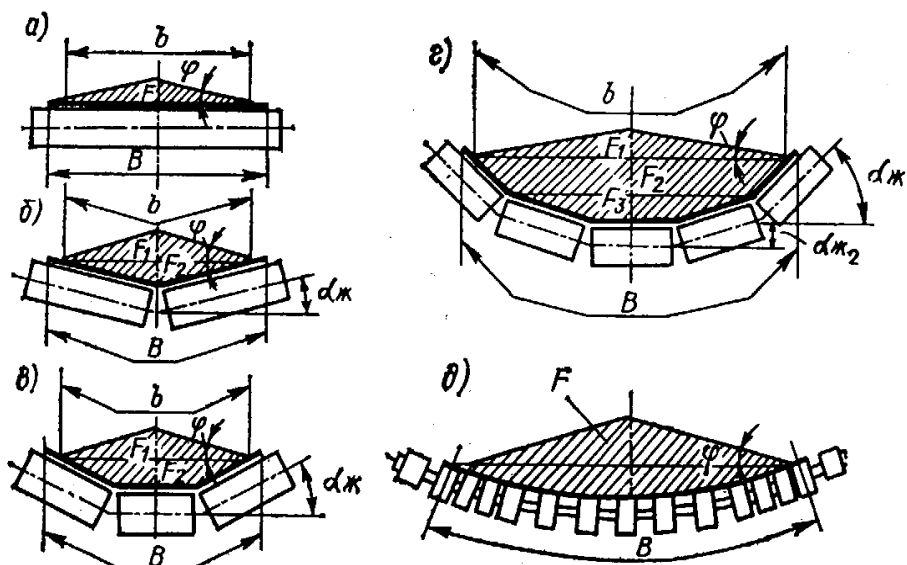


Рисунок 3.34 Рабочая ширина ленты при различных типах роликоопор

Для широких синтетических и резиновых лент шириной $B > 2000$ мм применяются четырех – и пяти-роликовые (рис. 3.34, з) и подвесные (рис. 3.34, д) опоры с $\alpha_{жс} = 18^\circ$ и $\alpha_{жс} = 54^\circ$.

Исходя из расчетной производительности конвейера $Q = 3600 F_{\text{в}} C$ т/ч, определяют необходимую полную ширину ленты по формуле:

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q}{k_y C_{\text{в}}}} + 0,05 \right),$$

где C – коэффициент производительности, зависящий от типа и желобчатости роlikоопор (табл. 3.13); k_y – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера (табл. 3.14).

Для грузов, содержащих крупные куски, полученная ширина ленты проверяется по размерам кусков груза

$$B_{\text{min}} \geq x_1 a_{\text{max}} + 200,$$

где a_{max} – размер наибольших кусков груза, мм; x_1 – коэффициент, зависящий от типа груза, $x_1 = 2$ – для рядового груза; $x_1 = 3,3$ – для сортированного груза.

Максимальные размеры кусков груза, допустимые для каждой ширины ленты, приведены в табл. 3.15.

Таблица 3.13

Коэффициент производительности C

Роlikоопора	C, при расчетном угле откоса насыпного груза на ленте, град.			Роlikоопора	C, при расчетном угле откоса насыпного груза на ленте, град.		
	15	20	25		15	20	25
Однороликовая	250	380	420	$\alpha_{жс} = 36^\circ$	590	660	730
Двухроликовая $\alpha_{жс} = 15^\circ$	500	580	660	$\alpha_{жс} = 45^\circ$	635	690	750
$\alpha_{жс} = 20^\circ$	570	615	660	пятироликовая: $\alpha_{жс} = 54^\circ$	565	635	705
Трехроликовая $\alpha_{жс} = 20^\circ$	470	550	640	Однороликовая с гибкой осью	520	570	640
$\alpha_{жс} = 30^\circ$	550	625	670				

Таблица 3.14

Коэффициент k_y для транспортирования насыпных грузов различной подвижности на ленте с резиновой гладкой рабочей поверхностью

Группа подвижности частиц груза	Угол наклона конвейера, град				
	1-5	6-10	11-15	16-20	21-24
легкая	0,95	0,90	0,85	0,80	-
средняя	1,00	0,97	0,95	0,90	0,85
малая	1,00	0,98	0,97	0,95	0,90

Полученная по производительности и кусковатости груза ширина ленты округляется до ближайшего большего размера, предусмотренного ГОСТ 20 – 85. Для конвейеров, транспортирующих штучные грузы, ширина ленты выбирается в зависимости от габаритных размеров груза и его массы. При этом необходимо, чтобы на ленте с обеих сторон оставались свободные от груза поля не менее 50...100 мм.

Таблица 3.15

Максимально допустимые размеры крупных кусков, мм

Ширина ленты, мм	Содержание крупных кусков в транспортируемом грузе, %						
	5	10	20	50	80	90	100
400	150	130	100	90	80	70	60
500	200	160	150	120	100	90	90
650	270	220	200	160	140	130	120
800	350	300	250	220	200	170	160
1000	450	360	350	300	250	220	200
200	500	450	400	350	300	280	250
1400	600	500	450	400	350	330	300
1600	650	550	500	450	400	350	320
1800	700	600	550	500	450	400	350
2000	750	650	600	550	500	450	400

Расчет прочности ленты. Потребное количество прокладок в резиноканево-вой ленте, исходя из условия прочности ее на разрыв, определяется по формуле:

$$i = \frac{S_{max}m}{\sigma_p B} \quad (3.3)$$

где S_{max} – наибольшее натяжение ленты (определяется тяговым расчетом), Н; σ_p – предел прочности на разрыв 1 см ширины одной прокладки, Н/см (выбираем по табл. 3.1); B – ширина ленты, см; m – коэффициент запаса прочности ленты (см. табл. 3.16).

Для приближенных расчетов значение m выбирают по табл. 3.16. Выбранная лента должна удовлетворять условия прочности.

Если число прокладок, полученное расчетом, больше, чем рекомендуется в табл. 3.16 для принятого типа и ширины ленты, то следует принять ленту с более высоким пределом прочности, или резиноканево-вую ленту соответствующей прочности. Если при расчете число прокладок получается меньше минимального количества, рекомендуемого ГОСТ 20-85, то надо принять ближайшее большее число прокладок или выбрать ленту с прокладками меньшей прочности.

Резинотросовые ленты необходимой прочности выбираются по ее сопротивлению разрыва

$$\sigma_p \geq \frac{S_{max}m}{B}, \quad (3.4)$$

где σ_p – допускаемое максимальное напряжение 1 см ширины ленты Н/см (см. приложение); S_{max} – максимальное натяжение ленты, получаемое тяговым расчетом, Н; m – расчетный коэффициент запаса прочности, $m = 7 \dots 9$.

Таблица 3.16

Рекомендуемый коэффициент запаса прочности конвейерных лент

Назначение конвейера	Тип ленты	Число тяговых прокладок i , шт.	Значение при угле наклона конвейера	
			$<10^\circ$	$>10^\circ$
Транспортирование груза	Резинотканевая, общего назначения, морозостойкая и негорючая для угольных шахт	До 5	8	9
		Более 5	9	10
		Любое	10	10
	Теплостойкая Повышенной теплостойкости Тканевая ПВХ	Любое	20	20
		До 5	8,5	9,0
		Более 5	9,0	10
Резинотросовая	-	7,0	8,5	
Перевозка людей	Тканевая ПВХ	Любое	9,5	10
	Резинотросовая	-	8,0	9,5

В табл. 3.17 указано максимально и минимально допустимое число прокладок исходя из способности ленты вписываться в геометрическую форму роликкоопоры и сохранять желобчатость при прохождении между роликкоопорами и при движении без груза.

Толщины рабочей δ' и нерабочей (опорной) δ'' обкладок ленты выбираются в зависимости от абразивности и кусковатости транспортируемого груза, способа его погрузки на ленту и частоты прохождения ленты через загрузочный пункт.

Коэффициент частоты прохождения ленты через пункт загрузки определяется по формуле:

$$k_u = \frac{2L}{v}, \quad (3.5)$$

где L – длина конвейера между концевыми барабанами, м; v – скорость движения ленты, м/с.

В табл. 3.18 указаны стандартные толщины обкладок. В скобках даны увеличенные толщины обкладок ленты для перемещения тяжелых крупнокусковых грузов (согласование с заводом-изготовителем при заказе такой ленты).

Таблица 3.17

Минимальное и максимальное число тяговых тканевых прокладок

Ширина ленты, мм	Число тяговых тканевых прокладок различной номинальной прочности, ширины прокладок для лент различных типов, Н/см						
	1			2Р			
	4000	3000	2000	4000	3000	2000	1500
800	-	-	3-6	-	2-5*; 3-5	3-6	3-6
1000	-	3-6	4-6	3-5	2-6*; 3-6	3-6	3-8
1200	3-6	3-6	4-6	4-6	3-8*; 3-6	4-7	4-8
1400	4-7	4-6	4-6	4-8	4-8	5-8	5-8
1500	4-8	4-6	-	5-8	5-8	-	5-8
1800	4-8	5-6	-	5-8	5-8	-	5-8
2000							
2500	-	-	-	4-6	4-8	-	-
3000							

Ширина ленты, мм	Число тяговых тканевых прокладок различной номинальной прочности, ширины прокладок для лент различных типов, Н/см					
	2			3		
	2000	1500	1000	550	1000	550
650	-	3-4	3-5	3-6	3-4	3-6
800	3-6	3-6	3-8	3-8	3-5	3-8
1000	3-6	3-8	3-8	3-8	3-6	3-8
1200	4-7	4-8	3-8	3-8	3-6	3-8
1400	5-8	5-8	4-8	4-8	4-6	4-8
1600	-	5-8	4-8	4-8	-	4-8
1800	-	5-8	4-8	4-8	-	4-8
2000						
2500	-	4-6	4-6	4-8	-	-
3000						

* число прокладок из основных тканей типа К-10-2-3Т или А-10-2-3Т

Линейная нагрузка от ленты q_l , Н/м может быть выбрана по табл. 3.19 или определена по формулам:

для резинотканевой ленты

$$q_l = 1,1(\delta i + \delta' + \delta'')Bg, \quad (3.6)$$

где δ' и δ'' – толщины резиновых обкладок на верхней и нижней сторонах ленты (табл. 3.18 и 3.19), мм; δ – толщина прокладки (табл. 3.20), мм; i – количество прокладок, шт.; B – ширина ленты, м,

для резинотросовой ленты:

$$q_l = 1,1g \left(B\delta_l \frac{0,001\pi d_m^2 i_m}{4} \right) + q_m i_m g, \quad (3.7)$$

где δ_l – полная толщина ленты (см. приложение), мм; d_m – диаметр троса, мм; i_m – количество тросов в поперечном сечении ленты; q_m – линейная масса троса, Н/м.

Таблица 3.18

Толщины наружных обкладок резиноканевых и резиновых лент

Транспортируемый груз и его размеры	Размеры кусков груза, мм	Класс прочности резины обкладок по ГОСТ 20-85	Толщина верхней (рабочей) обкладки δ' в мм								Толщина нижней (опорной) обкладки, δ''	
			режиме работы конвейера									
			Весьма легком	Легком	среднем		тяжелом		Весьма тяжелом			
			и коэффициент k_c									
Любом	любом	≤ 100	> 100	≥ 100	> 100	≤ 100	> 100					
Неабразивные и малоабразивные (группы абразивности А и Б) грузы хорошей транспортабельности, древесная стружка, древесный уголь, круглая галька, мягкий мел и т.п.	0-60	С, Г	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1
Среднеабразивные (группа С), средней транспортабельности, песок, цемент, каменный уголь, антрацит, щебень.	0-60	В	3	3	4; 5	3	4; 5	3	4; 5	3	1; 2	1; 2
	61-300	Б	3	3	4; 5	3	6,0	4,5	8	6	2	
Сильноабразивные (группа Д) плохой и очень плохой транспортабельности, руда, гранит, камень и т. п.	0-60	Б, А	3	4; 5	4; 5	4; 5	6	4; 5	6	4; 5	2	2
	61-300	Б, А	4; 5	4; 5	6	6	8	6	8	8	2	
	>300	А	6	6	8	8	8	8(10)	8	8	2	
В мягкой таре: мешки, кули, тюки, пакеты	–	С	2	2	2	2	2	2	3	3	1	
В жесткой таре: ящики, бочки, корзинки	–	В	2	2	2	3	3	3	3	3	2	
Бестарные с жесткими кромками, отливки, механические детали	–	Б	2	2	3	3	3	4; 5	4; 5	4; 5	2	

Выбор типа опоры для ленты конвейера. Лента между концевыми барабанами конвейера может опираться на ролики, настил из листовой стали, глад-

ких деревянных досок, пластмассовых пластин и т.п., а также на комбинированные опоры, состоящие из чередующихся роликоопор и настила.

Таблица 3.19

Расчетная масса 1 м² конвейерных лент (кг) в зависимости от числа прокладок

Тип ткани тягового каркаса	Толщина ** наружных обкладок, мм	Число тканевых прокладок <i>i</i> , шт.							
		3	4	5	6	7	8	9	10
БКНЛ-65, БКНЛ-65-2	3,0/1,0	7,3	8,2	9,1	10,0	10,9	11,8	-	-
БКНЛ-100	3,0/1,0	7,9	9,0	10,1	11,2	12,3	13,4	-	-
	4,5/2,0	10,8	11,9	13,0	14,1	15,2	16,3	-	-
БКНЛ-150	3,0/1,0	8,5	10,8	11,1	12,4	13,7	15,0	-	-
	4,5/2,0	11,4	12,7	14,0	15,3	16,6	17,9	-	-
ТА-100, ТК-100	4,5/2,0	11,1	12,3	13,5	14,7	15,9	17,1	-	-
	6,0/2,0	12,8	14,0	15,2	16,4	17,6	18,8	-	-
ТА-300, ТК-300	4,5/2,0	12,0	13,5	15,0	16,5	18,0	19,5	-	-
	6,0/2,0	13,7	15,2	16,7	18,2	19,7	21,2	-	-
ТА-400, ТК-400, ТЛК-200	4,5/2,0	12,3	13,9	15,5	17,1	18,7	20,3	21,9*	23,5
	6,0/2,0	14,0	15,6	17,2	18,8	20,4	22,0	23,6*	25,5*
К-10-2-3Т, А-10-2-3Т, ТК-200, ТК-150	4,5/2,0	11,7	13,1	14,5	15,9	17,3	18,7	-	-
	6,0/2,0	13,4	14,8	16,2	17,6	19,0	20,4	-	-
ТЛК-300	4,5/2,0	12,6	14,3	16,0	17,7	19,4	21,1	-	-
	6,0/2,0	14,3	16,0	17,7	19,4	21,1	22,8	-	-

* Только для тканей ТА-400, ТК-400.
 ** В числителе приведена номинальная толщина резиновой обкладки рабочей поверхности, а в знаменателе – нерабочей поверхности ленты.

Таблица 3.20

Расчетная толщина тканевой прокладки тягового каркаса ленты, мм

Номинальная прочность прокладки по основе, Н/см	Расчетная толщина тканевой прокладки, мм		Номинальная прочность прокладки по основе, Н/см	Расчетная толщина тканевой прокладки, мм	
	с резиновой прослойкой из синтетического волокна в основе	без резиновой прослойки из комбинированных нитей		с резиновой прослойкой из синтетического волокна в основе	без резиновой прослойки из комбинированных нитей
4000	2,0	-	1300	1,8	1,6
3000	1,9	-	1000	1,2	1,8
2000	1,4	-	550	-	1,15

Кроме того, лента может поддерживаться воздушной подушкой. Сплошной и комбинированный настилы применяются для транспортирования штучных грузов и для насыпных легких пылящих и ядовитых грузов, требующих перемещения в закрытом желобе.

Для транспортирования насыпных и штучных грузов применяются роликкопоры желобчатой формы. В зависимости от назначения роликкопор их конструктивное исполнение следующее: для рабочей ветви – рядовые, переходные (выполаживающие), амортизирующие, центрирующие, регулирующие (см. рис. 3.3, 3.4, 3.5); для холостой ветви – рядовые, очистительные, регулирующие и центрирующее.

При транспортировании насыпных грузов прямая роликкопора на рабочей ветви горизонтальных или наклонных ($\beta \leq 10^\circ$) конвейеров применяются на участках разгрузки груза плужковыми сбрасывателями и в случаях, когда это требуется технологией работ. На холостой ветви ленты применяются прямые или слабожелобчатые роликкопоры.

Тип роликкопоры выбирается по табл. 3.13, а диаметр роликов выбирается по табл. 3.3. Для специальных роликкопор (амортизирующих, футерованных, дисковых и т.п.) диаметры роликов могут отличаться от указанных в таблице.

Расположение роликкопор по длине конвейера. На различных участках длины конвейера роликкопоры устанавливаются на различном расстоянии друг от друга. На рабочей ветви конвейеров общего назначения расстояние между рядовыми роликкопорами l_p можно выбирать по табл. 3.21.

Таблица 3.21

Расстояние между роликкопорами на средней части рабочей ветви конвейера при транспортировании насыпных грузов

Ширина ленты, мм	Расстояние между роликкопорами l_p , м, при насыпной плотности груза, т/м ³						
	0,5	0,5-0,8	0,81 –1,2	1,2-1,6	1,61– 2,0	2,1 – 2,5	Св. 2,5
400	1,5	1,5	1,5	1,4	1,4	1,3	1,2
500	1,5	1,5	1,4	1,4	1,4	1,3	1,2
650	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3	1,2	1,2
800	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3	1,2	1,1
1000	1,3	1,3	1,3	1,3	1,2	1,1	1,1
1200	1,3	1,3	1,2	1,2	1,2	1,1	1,1
1400	1,2	1,3	1,2	1,2	1,2	1,1	1,1
1600	1,3	1,3	1,2	1,2	1,2	1,1	1,1
2000	1,3	1,3	1,2	1,2	1,0	1,0	1,0

Между амортизирующими роликкопорами в зоне загрузки средне – и крупнокусковых грузов, а также мелкокусковых с $\rho \geq 2,5$ т/м³

$$l_{p.a.} \cong d_{p.a.} + 200, \quad (3.8)$$

где $d_{p.a.}$ – диаметр ролика амортизирующей роликоопоры.

При транспортировании порошкообразных, зернистых и мелкокусковых грузов в зоне загрузки устанавливаются обычные рядовые роликоопоры с расстоянием $l_{p.z} \approx 0,5l_p$

На криволинейных участках рабочей ветви выпуклостью вверх устанавливаются не менее трех роликоопор с расстоянием $l_{p.в} = 0,5l_p$.

На незагруженной ветви лента отклоняется на криволинейных участках при помощи нескольких отклоняющих барабанов или прямых роликоопор, располагаемых по радиусу, как и на рабочей ветви, на расстоянии $0,5l_p$. При транспортировании крупнокусковых грузов расстояние между рядовыми роликоопорами принимают: для $\alpha_{max} < 500$ мм, $l'_p \approx 0,9l_p$, для $\alpha_{max} > 500$ мм, $l'_p \approx 0,8l_p$

На незагруженной ветви рядовые роликоопоры устанавливаются на расстоянии $l'_p \approx (2 \dots 3) l'_p$, но не более 2,5.....3,5 м.

В зоне перехода резинотканевой ленты из прямого положения в желобчатое на рабочей ветви у головного и хвостового барабанов устанавливаются две – три переходные роликоопоры с различным углом наклона боковых роликов $\alpha_{ж}$ на расстоянии друг от друга, равном l_p .

Первая переходная роликоопора устанавливается на расстоянии $l_p \approx 0,8D_{\delta} > 800$ мм, где D_{δ} – диаметр барабана, мм.

Центрирующие и регулирующие роликоопоры чередуются между собой и устанавливаются на рабочей ветви через каждые 10 рядовых роликоопор.

При транспортировании штучных грузов массой до 20 кг на рабочей ветви размер l_p выбирается по табл. 3.22.

Таблица. 3.22

Расстояние между роликоопорами l_p на средней части рабочей ветви конвейера при транспортировании легких штучных грузов

Ширина ленты, мм	Наибольшая масса отдельных грузов, кг	Расстояние между роликоопорами l_p , м
400	12	1,4
500	15	1,2
650	20	1,0

Для штучных грузов массой более 20 кг l_p принимается равным половине наибольшего габаритного размера груза (ящика, мешка, тюка и т. п.) и округляется до ближайшего целого числа. Расстояние между роликоопорами в зоне загрузки и других местах рабочей и холостой ветвей конвейера для штучных грузов принимается таким же, как для насыпных грузов.

Для конвейеров, имеющих криволинейный выпуклый участок, минимальный радиус дуги определяется по формуле

$$R_{min} \geq k_1 B_1, \quad (3.9)$$

где k_1 – коэффициент типа ленты и действующего натяжения, выбираемый по табл. 3.23.

Таблица 3.23

Значение коэффициента k_1 в зависимости от действующего натяжения ленты

Тип тягового каркаса ленты	Удлинение ленты, %	Угол желобчатости $\alpha_{ж}$, град	Коэффициент при действующем натяжении в % от допускаемого			
			До 50	60	70	80
Резинотканевые ленты с прокладками						
МЛК-300/100	2,0	20	12	15	20	30
МЛК-400/120	2,0	30	15	20	30	45
К-10-2-3Т	3,0	20	10	12	15	20
А-10-2-3Т	3,0	30	12	15	20	30
ТА-100,-150	3,5	20	10	12	12	20
ТК-150,-200	3,5	30	12	15	20	25
ТК-300; ТА-300	4,0	20	10	12	12	20
ТК-400; ТА-400	4,0	30	12	15	20	25
Резинотросовые ленты						
РТЛ	0,25	20	90	110	160	225
		30	125	160	225	320

Геометрические размеры выпуклого криволинейного участка с размером дуги $R_i = 10$ приведены в табл. 3.24. Для других значений радиуса дуги необходимо размеры, указанные в табл. 3.24 умножить на $0,1R_i$. Например, при $R_i = 15$ м умножают на 1,5.

Нагрузка на одну роликоопору на криволинейном участке (рис. 3.35) проверяется по условиям:

$$P_p = gl_p \left[(q_l + q_{zp}) \cos \beta_1 + \frac{S_k}{R_1} \right] \leq P_{дон}, \text{ Н}, \quad (3.10)$$

где l_p – расстояние между роликоопорами, м; q_l и q_{zp} – линейная нагрузка от ленты и груза, Н/м; $\beta_1 = \frac{\beta}{n_p - 1}$ – угол между смежными роликоопорами, град; n_p

– количество роlikоопор на криволинейном участке; S_k – максимальное натяжение ленты в верхней точке кривой, Н; $P_{дон}$ – допустимая нагрузка на роlikоопору, приводимая в каталогах, Н.

Таблица 3.24

Геометрические размеры выпуклого участка трассы конвейера, очерченного по дуге радиуса $R = 10$ м (рис. 3.35)

Угол наклона конвейера, ...°	Длина дуги	Длина хорды l_2	Высота мм h	Длина l
	мм			
6	1,05	1,045	0,055	0,525
7	1,225	1,219	0,074	0,612
8	1,40	1,392	0,097	0,699
9	1,575	1,564	0,128	0,787
10	1,75	1,736	0,152	0,875
11	1,925	1,908	0,184	0,968
12	2,10	2,080	0,218	1,051
13	2,275	2,249	0,256	1,139
14	2,450	2,419	0,297	1,228
15	2,625	2,588	0,341	1,316
16	2,80	2,756	0,387	1,405
17	2,975	2,924	0,437	1,494
18	3,150	3,090	0,489	1,584
19	3,325	3,256	0,545	1,673
20	3,50	3,420	0,603	1,763
21	3,675	3,584	0,664	1,858
22	3,850	3,746	0,728	1,944

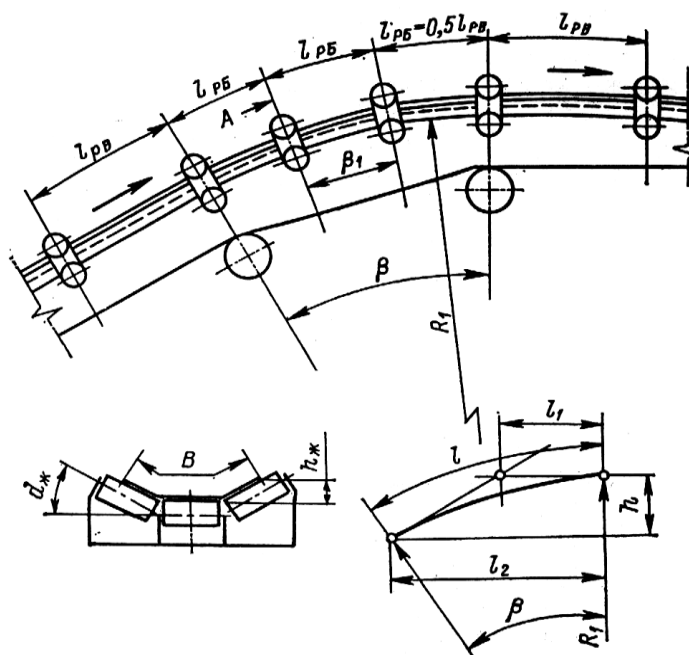


Рисунок 3.35 Схема выпуклого участка трассы

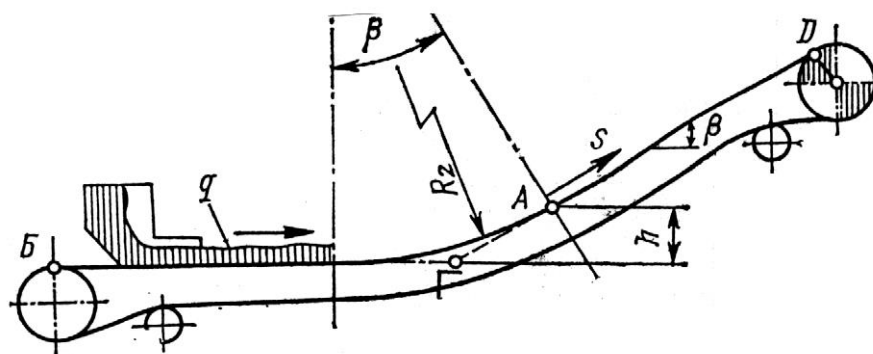


Рисунок 3.36 Схема вогнутого участка трассы

Радиус вогнутого криволинейного участка конвейера (рис. 3.36) определяется по формуле:

$$R_2 \geq \frac{S_k k_2}{q_l \cos^2 \beta}, \quad (3.11)$$

где S_k - натяжение ленты в наивысшей точке A перегиба при полностью загруженном горизонтальном участке и незагруженных криволинейном и наклонном участках; q_l - линейная нагрузка от ленты, Н/м; β - угол наклона конвейера, град; k_2 - коэффициент запаса и типа натяжного устройства (выбирается из табл. 3.25).

Таблица 3.25

Коэффициент k_2 в зависимости от типа ленты

Тип ленты	Коэффициент, k_2	
	Натяжное устройство	
	грузовое	Винтовое, пружинное, лебедочное
Резинотканевая	1,4	1,7
Резинотросовая	1,5	1,8

Расположение на конвейере переднего и заднего барабанов. На конвейерах, работающих в легком режиме образующая барабана находится на одном уровне с образующей среднего ролика рядовой желобчатой роликоопоры.

Барабаны конвейеров, работающих в среднем, тяжелом и весьма тяжелом режимах, устанавливаются так, чтобы образующая барабана находилась выше образующей среднего ролика рядовой желобчатой роликоопоры на 40...150 мм.

Размеры барабанов. Для резинотканевых лент диаметр приводных барабанов определяется по формуле:

$$D_{\sigma} = k' i \quad \text{или} \quad D_{\sigma} = k'' i, \quad (3.12)$$

где k' – коэффициент, учитывающий типы прокладок (табл. 3.26); i – число прокладок; k'' – коэффициент назначения барабана (табл. 3.27).

При ориентировочных расчетах можно принять: диаметры концевых и натяжных барабанов $D_{к.б.} \cong 0,8D_{б.}$, диаметр отклоняющих барабанов $D_{о.б.} \cong 0,65D_{б.}$. Полученный диаметр барабана округляют до ближайшего размера из нормального ряда в соответствии с ГОСТ 22644 – 77 (табл. 3.28).

Таблица 3.26

Значение коэффициента k'

Прочность прокладки, Н/см ширины	550	1000	1500	2000	3000	4000
	k'	125-140	150-160	160-170	170-180	180-190

Таблица 3.27

Коэффициент k'' для выбора диаметра барабана

Назначение барабана	Разрывная прочность тканевой прокладки, Н/см			
	1000	1200-2000	2500-3000	3500-4000
Приводной: наземный	150-160	170-180	180-190	190-200
подземный	80-90	100-110	110-120	120-125
Натяжной концевой	120-130	135-145	145-150	150-160
Отклоняющий	100-110	120-125	125-135	135-140

Для резиновых лент диаметр приводных барабанов выбирают в зависимости от предела прочности ленты на разрыв σ_l .

Принятый диаметр приводного барабана проверяется по среднему давлению ленты на барабан:

$$p_{cp} = \frac{360}{D_{б.} B \alpha \pi f} (S_{нб} - S_{сб}) \leq p_{дон}, \quad (3.13)$$

где $S_{нб}$ и $S_{сб}$ – натяжение набегающей и сбегающей с барабана ветвей ленты, Н; α – угол обхвата лентой барабана, град; B – ширина ленты, мм; $p_{дон}$ – допустимое среднее давление ленты на барабан. Причем, для резинотканевых лент $p_{дон} = 0,2 \dots 0,4$ Н/мм²; для резиновых лент $p_{дон} = 0,35 \dots 0,55$ Н/мм².

Тяговая способность барабана зависит от материала рабочей поверхности барабана и состояния окружающей среды. Значения тягового фактора барабана $e^{f\alpha}$ приведены в табл. 3.34.

Размеры барабанов для конвейеров общего назначения, мм

Ширина ленты	Длина обечайки барабана	Нормальный ряд наружных диаметров барабанов							
		160	200	250	315	400	500	630	-
400	500	160	200	250	315	400	500	630	-
500	600	160	200	250	315	400	500	630	800
650	750	200	250	315	400	500	630	800	1000
800	950	200	250	335	400	500	630	700	1000
1000	1150	250	315	400	500	630	800	1000	1250
1200	1400	400	500	630	800	1000	1250	1600	-
1400	1600	400	500	630	800	1000	1250	1600	1600
1600	1800	400	500	630	800	1000	1250	1600	-
1800	2000	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
2000	2200	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
2500	2800	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	-

Диаметр футерованного барабана должен быть увеличен на размер двойной толщины футеровки. Длина барабана принимается для лент $B < 800$ мм $L_б = B + 50$ мм; для лент $B > 800$ мм $L_б = B + (60...80)$ мм; для очень длинных и мощных конвейеров с $B \geq 2000$ мм $L_б = B + (100...150)$ мм.

Выбор типа натяжного устройства, его основных параметров и места установки на конвейере. Схемы различных типов натяжных устройств показаны на рис. 3.10 и 3.11. Натяжное устройство устанавливается вблизи приводного барабана на холостой ветви, где лента имеет минимальное натяжение (S_{min}), или на хвостовом барабане перед выходом ленты на рабочую ветвь. Выбор типа натяжного устройства производится в зависимости от типа ленты и ее натяжения, длины, угла наклона и схемы трассы конвейера.

Винтовое натяжное устройство конструктивно наиболее простое и может быть установлено как на горизонтальных, так и на наклонных конвейерах сравнительно небольшой длины ($L_k < 100$ м). Это устройство создает ограниченное и непостоянное натяжение ленты и требует периодического подтягивания ее, допускает ход натяжного барабана не более 1,0...1,5% от общей длины конвейера.

При больших длинах конвейеров применяются лебедочные натяжные устройства с ручными или механическими лебедками. Эти устройства, как и винтовые, требуют периодического подтягивания ленты.

Достаточно широкое применение получили грузовые натяжные устройства без полиспаста и с полиспастом.

Общий ход натяжного устройства определяется по формуле:

$$\Delta L_{ny} = \frac{\Delta L_{zp} + \Delta L_{nop}}{2} + L_m, \quad (3.14)$$

где $\Delta L_{zp} = \frac{\varepsilon}{S_p \cdot 100} \cdot \frac{S_{H\bar{b}} + S_K}{2} L_K$, (3.15) – вытяжка грузовой ветви ленты кон-

вейера; м; $\Delta L_{nop} = \frac{\varepsilon}{S_p \cdot 100} \cdot \frac{S_{c\bar{b}} + S_K''}{2} L_K$, (3.16) – вытяжка порожней ветви ленты

конвейера, м; L_m – монтажный ход натяжного устройства, м; ε – относительное удлинение ленты; для резинотканевых лент $\varepsilon=0,2...0,4\%$; для резинотросовых лент $\varepsilon=0,025\%$; $S_p = \sigma_p B i$ – разрывная прочность ленты; σ_p – разрывная прочность 1 см. ширины прокладки; B – ширина ленты, см; i – количество прокладок; $S_{H\bar{b}}$ и S_K' – натяжение грузовой ветви ленты в крайних точках; Н; $S_{c\bar{b}}$ и S_K'' – натяжение в крайних точках порожней ветви, Н; L_K – длина конвейера, м.

В зависимости от конструкции стыкового соединения монтажный ход L_m может быть принят $L_m = (0,3...2,0)B$ для стыков ленты, выполненных механическим способом (скобы, шарниры и т.п.) и для винтовых натяжных устройств принимают; $L_m = (0,3...0,5)B$; вулканизированных стыков ленты и любых конструкций натяжных устройств, кроме винтового: $L_m = (1...2)B$.

Натяжное усилие P_n , необходимое для перемещения тележки натяжного устройства с барабаном, определяют по формуле:

$$P_n = k_n (S_{H\bar{b}} + S_{c\bar{b}}) + P_n, \quad (3.17)$$

где $S_{H\bar{b}}$ и $S_{c\bar{b}}$ – натяжение набегающей и сбегающей ветвей ленты на натяжном барабане (определяется тяговым расчетом); k_n – коэффициент повышения натяжения, при пуске $k_n=1,2...1,5$; при установившемся движении $k_n = 1,0$; P_n – усилие перемещения тележки натяжного устройства.

Усилие перемещения тележки определяется по формуле:

$$P_n = m_m (\sin \beta + \omega_m \cos \beta) g, \quad (3.18)$$

где m_m – масса натяжной тележки с барабаном и отрезком ленты; β – угол наклона конвейера; ω_m – коэффициент сопротивления движению тележки (подшипники качения $\omega_m = 0,05$; подшипники скольжения $\omega_m = 0,1$).

Масса натяжного груза тележечного натяжного устройства определяется по формуле:

$$m_{н.г.} = \frac{P_n}{\eta i_n}, \quad (3.19)$$

где η – общий КПД полиспаста обводных блоков,

$$\eta = \eta_n \eta_i^{i_b}; \quad \eta_n = \frac{(1 + \eta_1 + \eta_1^2 + \dots + \eta_1^{i_n-1})}{i_n},$$

где η_i – КПД одного обводного блока, $\eta_i = 0,95$; η_n – КПД полиспаста; i_b – количество обводных блоков; i_n – кратность полиспаста (без полиспаста $i_n = 1,0$).

Выбор загрузочного устройства конвейера и определение его параметров. Насыпные грузы загружаются на ленту конвейера из бункера или с технологических транспортных и погрузочных устройств. Штучные грузы из бункера не загружают. При загрузке груз должен ложиться равномерно по длине и центрально по ширине ленты. Равномерную подачу насыпного груза из бункера обеспечивают питателем, а для формирования и направления струи груза на ленту применяются загрузочные воронки и лотки.

Схема загрузки конвейера показана на рис. 3.37.

Днище лотка, воспринимающего удары потока загружаемого груза и направляющего его на ленту, устанавливается наклонно к ленте под углом α_b , на $8 \dots 10^\circ$ больше угла трения груза о поверхность лотка. Вдоль ленты лоток снабжается наклонными направляющими бортами, опирающимися на ленту через вертикально расположенное к ленте уплотнение из мягкой износостойкой резины.

Длина бортов направляющего лотка l_l в зависимости от ширины ленты и скорости ее движения выбирается по табл. 3.29 или определяется по формуле:

$$l_l = \frac{v^2 - v_{np}^2}{2gf_1},$$

где v – скорость ленты, м/с; v_{np} – проекция вектора скорости поступления груза в воронку на направление движения ленты, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; f_1 – коэффициент трения груза о ленту.

Таблица 3.29

Значения минимальных длин и высот направляющих лотков в зависимости от ширины ленты, м

Ширина ленты, м	Высота лотка, м, не более	Длина лотка, м, при скорости движения ленты, м/с.		
		До 1,6	1,6...2,5	Св.2,5
400	0,2	1,0	1,2	1,6
500	0,2	1,2	1,6	2,0
650	0,3	1,2	2,0	2,5
800	0,3	1,6	2,5	2,5
1000	0,4	2,0	2,5	2,5
1200	0,4	2,0	2,5	2,5
1400	0,4	2,0	2,5	2,5

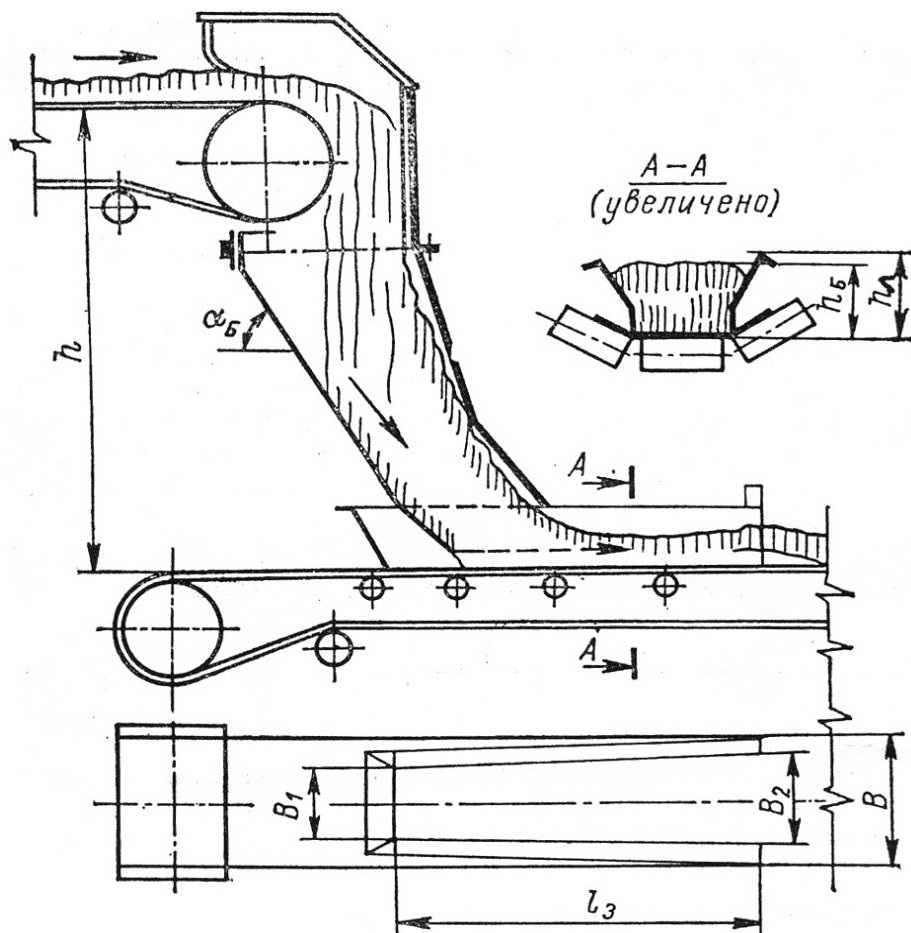


Рисунок 3.37 Схема загрузочного устройства.

Минимальную высоту направляющих бортов лотка выбирают по табл. 3.29 или определяют исходя из производительности и размеров выпускного отверстия лотка по формуле:

$$h_n = \frac{Q}{3,6A\rho v_{np}}. \quad (3.21)$$

Ширину направляющих бортов принимают $B_1 = 0,5B$; $B_2 = (0,6...0,7)B$ (рис. 3.37).

Выбор типа разгрузки конвейера и параметров разгрузочного устройства. Разгрузка конвейера может производиться с концевого (приводного) барабана или в промежуточных пунктах при помощи различных разгрузочных устройств, установленных по длине трассы конвейера. Для разгрузки конвейера с концевого барабана или перегрузки груза с одного конвейера на другой необходимо определить место установки экрана, воспринимающего удары частиц падающего груза (рис. 3.38); для этого производится построение траектории свободного полета насыпного груза.

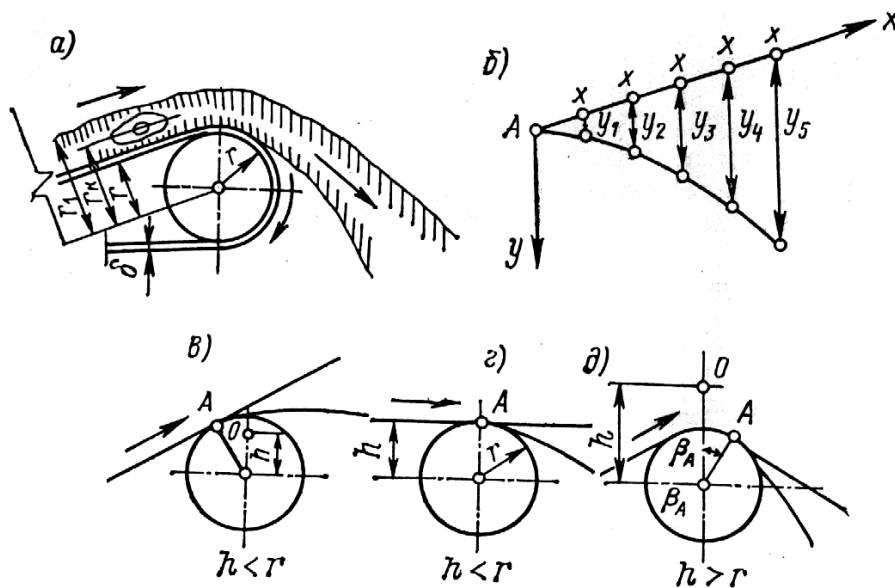


Рисунок 3.38 Схема разгрузки через головной барабан;
 а, б – к определению траектории полета груза;
 в, г, д – полюсное расстояние

Уравнение траектории параболы в косоугольных координатах
 $xy: x = vt; y = \frac{gt^2}{2}$ или $y = \frac{gx^2}{2v^2}$. Характер кривой падения груза зависит от радиуса барабана r , м, а также скорости движения груза v , м/с и определяется расстоянием, которое может быть вычислено по формуле $h = \frac{r^2 g}{v^2}$ или выбрано по графику (рис. 3.39).

При установке разгрузочной воронки необходимо предусматривать защитные средства от быстрого износа стенки воронки, воспринимающей удары падающих частиц груза. Рекомендуется покрывать их листами износостойкой резины, слоем груза, размещенным в специальных отсеках и т.п.

Для разгрузки конвейера в промежуточных пунктах трассы применяются барабанные разгрузочные тележки (стационарные и передвижные), плужковые сбрасыватели (одно- и двухсторонние с жесткими

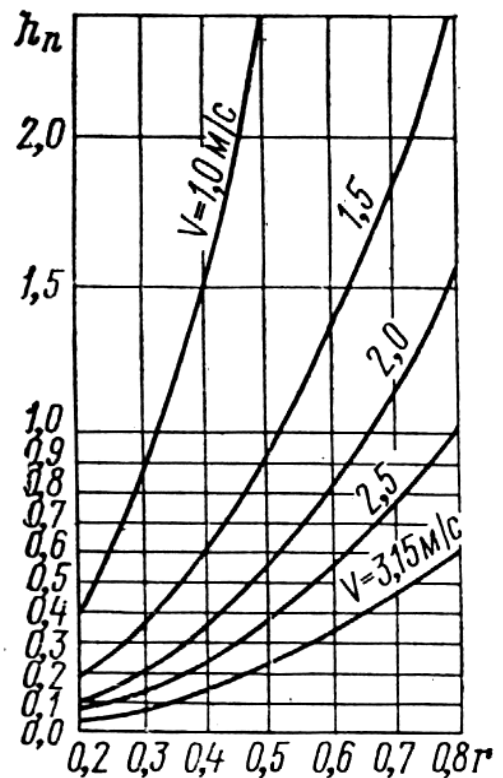


Рисунок 3.39 График для определения полюсного расстояния

разгрузочными щитами) и односторонние разгрузатели с подвижной лентой (рис. 3.20).

Области применения разгрузочных устройств промежуточной разгрузки приведены в табл. 3.30. На наклонных участках конвейера плужковые сбрасыватели не устанавливаются. Двусторонние плужковые сбрасыватели способствуют лучшему центрированию ленты и поэтому их применение более рационально.

Таблица 3.30

Области применения устройств для промежуточной разгрузки

Параметр	Барабанные разгрузатели с механическим передвижением	Плужковые разгрузатели с жесткими щитами			Плужковые разгрузатели с подвижной лентой, односторонние
		стационарные	с передвижением		
			ручным	механическим	
Ширина ленты конвейера, мм	500-2000	Односторонние			650-800
		500-1000	500-800	500-1000	
		Двусторонние			Нет
		500-1400	500-1000	650-1600	
Скорость, м/с	2,0	1,0-1,6	1,0-1,6	1,0-1,6	1,0
Управление разгрузателем	Автоматизированное и дистанционное	Ручное, местное, автоматизированное	Ручное, местное	Автоматизированное	Ручное, местное
Транспортируемые грузы	Насыпные грузы – зернистые, порошкообразные, мелко и среднекусковые, нелипкие	Пылевидные, порошкообразные, зернистые, и мелкокусковые групп абразивности А, В, С			Штучные массой до 20 кг

Выбор устройства для очистки ленты. На каждом конвейере, транспортирующем насыпные грузы, устанавливаются очистительные устройства для очистки рабочей и внутренней поверхности ленты, поверхности переднего и заднего барабанов. Тип устройства для очистки рабочей стороны ленты зависит от характера транспортируемого груза (табл. 3.31).

Применение переворота обратной ветви ленты возможно при длине конвейера, большей, чем минимальная длина участков поворота ленты $L_{min} > 2k_l B$, где k_l – коэффициент допустимой длины поворота ленты, $k_l = 15$ – для резиноканевых лент; $k_l = 25$ – для резинотросовых лент.

Устройство для очистки рабочей поверхности ленты устанавливается после разгрузочного барабана, а для очистки внутренней поверхности ленты – перед задним концевым барабаном на расстоянии около 0,8...1,0 м от оси барабана.

Таблица 3.31

Рекомендуемые устройства для очистки
наружной (грузонесущей) стороны ленты конвейера

Транспортируемый груз			Рекомендуемые очистные устройства					
			Скребок		Механический вращающийся очиститель	Дисковые роли- коопоры на об- ратной ветви	Переворот об- ратной ветви ленты	
Состояние и свойства	Влажность, %	Характерные примеры	одинарный	двойной				
Сухой, не- липкий	30	Песок чистый, зерно, кокс, все виды тарных штучных грузов	*	-	-	-	-	-
Влажный: нелипкий	65	Земля, уголь, гра- вий, щебень	-	*	-	-	-	-
с липкими частицами	65	Песок с частица- ми глины, фор- мовочная земля, руда	*	-	*	*	-	-
липкий	80 100	Глина, бетон Руда, глина, вскрышка	*	-	-	-	-	*

Примечания: 1. Рекомендуемые типы очистных устройств отмечены знаком *.
2. При нескольких отметках * применяется весь комплекс устройств.
3. Возможно применение пневматической или гидравлической очистки (обмыва) ленты в отопляемом помещении при условии последующей просушки ленты и централизованного удаления воды.

Для очистки поверхности барабана применяются стальные скребки. На барабанах с шевронной или фасонной резиновой футеровкой очистители не устанавливаются. Схемы очистительных устройств показаны на рис. 3.21.

Выбор типа привода. Выбор типа привода (табл. 3.32) зависит от протяженности и профиля трассы конвейера, а также от величины коэффициента трения между лентой и барабаном и коэффициента использования прочности ленты.

Окончательный выбор может быть сделан после сравнительных технико-экономических расчетов различных вариантов. Наиболее надежным и конструктивно простым является однобарабанный привод (см. табл. 3.5).

Из-за многократных перегибов ленты на барабанах, конструкции трехбарабанного привода недостаточно надежна, сложна и громоздка. Применяется редко. При значении коэффициента трения ленты по барабану $f \geq 0,3$ целесооб-

разно применять однобарабанные приводы, так как они надежны в эксплуатации и просты.

Таблица 3.32

Рекомендации по выбору типа привода конвейера

Тип привода	Преимущественные признаки		Характерное положение	Тип электродвигателя
	Профиль и характеристика трассы	Диапазон, f		
Однобарабанный с одним двигателем	Любого профиля и любой протяженности	0,1-0,5	На переднем (головном) барабане	Асинхронный, короткозамкнутый до мощности 100 кВт; с фазным ротором при мощности более 100 кВт
Однобарабанный с двумя двигателями	То же, при отсутствии редукторов с большим моментом и по производственным условиям	0,1-0,5	То же	То же
Двухбарабанный привод без жесткой связи между барабанами и без уравнительного механизма с близким друг к другу («со-мкнутым») расположением барабанов (см. табл.3.5)	Горизонтальная и горизонтально-наклонная большой протяженности	0,1-0,4	На нижней (обратной) ветви вблизи от концевого, разгрузочного барабана или при совмещении с передним барабаном	С фазным ротором и повышенным скольжением до 6%; с короткозамкнутым ротором и гидромuftой
Двухбарабанный привод с отдельным расположением барабанов на переднем и заднем концах конвейера	Горизонтальная большой протяженности; преимущественно при одновременном транспортировании груза на верхней и нижней ветвях ленты	0,1-0,4	На переднем (головном) и заднем (хвостовом) барабанах	С фазным ротором и повышенным скольжением до 6%.

В наклонно-горизонтальных и наклонных конвейерах также показательно применять однобарабанные приводы.

Тяговый расчет. В практических расчетах тяговый расчет выполняют при установившемся режиме, а также в процессе пуска загруженного конвейера. Для тягового расчета определяют сопротивления движению ленты на отдельных участках трассы конвейера. Для этого трассу конвейера разбивают на

характерные участки: прямолинейные горизонтальные и наклонные, криволинейные, участки загрузки и т. п.

Точки сопряжения участков трассы нумеруются последовательно, начиная от точки сбегания ленты с приводного барабана до точки набегания на этот барабан по ходу движения ленты.

Максимальное натяжение ленты S_{max} при установившемся движении равно натяжению ленты, набегающей на приводной барабан $S_{нб}$ и вычисляется по формулам:

при однобарабанном приводе:

$$S_{нб} = \frac{W_0 k_3 e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (3.22)$$

при двухбарабанном приводе:

$$S_{нб} = \frac{e^{(f_1\alpha_1 + f_2\alpha_2)}}{e^{(f_1\alpha_1 + f_2\alpha_2)} - 1} W_0 k_3, \quad (3.23)$$

где $e^{f\alpha}$ - тяговый фактор; W_0 - окружное (тяговое) усилие на приводном барабане; $k_3 = 1, 1, \dots, 1, 2$ - коэффициент запаса.

Тяговое усилие при установившемся движении конвейера;

$$W_0 = \sum W_i; \quad (3.24)$$

статическое тяговое усилие при пуске конвейера:

$$W'_n = \sum W_n, \quad (3.25)$$

где $\sum W_i$ и $\sum W_n$ - суммы сопротивлений движению на всем контуре трассы конвейера при установившемся движении и при пуске конвейера соответственно. Тяговое усилие установившегося движения ориентировочно для предварительных расчетов можно определить по формуле:

$$W_0 = \sum W = k_D \left[\sum W_{г}^2 + \sum W_{н}^2 \right] + \sum W_{г}^H + \sum W_{н}^H, \quad (3.26)$$

где $\sum W_{г}^2$ и $\sum W_{н}^2$ - суммы сопротивлений движению на горизонтальных верхнем и нижнем участках, соответственно; $\sum W_{г}^H$ и $\sum W_{н}^H$ - то же на наклонных верхнем и нижнем участках (табл. 2.33); k_D - коэффициент, учитывающий сопротивление в местах загрузки, очистки, разгрузки и т.д. (рис. 3.40).

Исходя из теории фрикционного привода условие отсутствия скольжения ленты по барабану определяется по формуле:

$$S_{нб} \leq S_{сб} e^{f\alpha}. \quad (3.27)$$

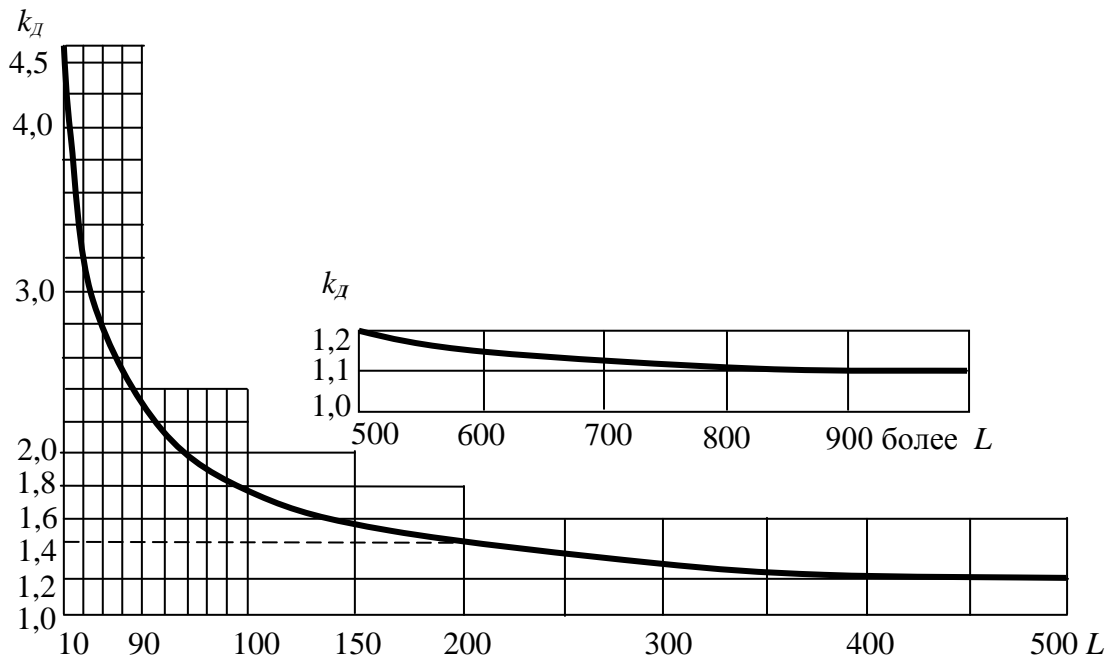


Рисунок 3.40 График зависимости коэффициента k_d от длины конвейера L

Тяговое усилие на приводном барабане:

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб} = S_{нб} \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} = S_{сб} (e^{f\alpha} - 1) \quad (3.28)$$

Если груз перемещается на конвейере вниз, т. е. конвейер работает в тормозном режиме, то условие отсутствия скольжения ленты по барабану будет:

$$S_{сб} \leq S_{нб} e^{f\alpha}; \quad (3.29)$$

окружная притормаживающая сила:

$$W_T \leq S_{сб} \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}. \quad (3.30)$$

Значения выражений $e^{f\alpha}$; $\frac{1}{e^{f\alpha} - 1}$; $\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$ приведены в табл. 3.34.

Тяговое усилие на барабане можно увеличить за счет увеличения натяжения ленты, а это нежелательно, так как приводит к ее удорожанию, поэтому увеличивают коэффициент трения между барабанами и лентой путем применения футерованных барабанов или увеличивают угол обхвата лентой барабана α за счет специальных устройств или двух-, трехбарабанного привода. При известной схеме конвейера, типам загрузки, разгрузки, очистительных устройств выполняют расчет сопротивлений движения для установившегося движения или процесса пуска. Формулы для расчета сопротивлений показаны в табл. 3.33.

При расчете сопротивлений на отдельных участках выбирают коэффициенты сопротивления движению на рабочей ω и нерабочей ω' ветвях конвейера.

Для установившегося движения, скорости ленты 0,8...3,15 м/с и температуры окружающей среды от + 40 до – 10° значения ω и ω' выбираются по табл. 3.35, а значения коэффициентов k и k' из табл. 3.36.

При скорости движения ленты $v > 3,15$ м/с коэффициенты сопротивления движения определяются по формуле

$$\omega_v = \omega + c_v(v - 3,15), \quad (3.31)$$

где ω - коэффициент сопротивления, выбираемый по табл. 3.35; c_v - коэффициент скорости; v - скорость ленты, м/с.

При температуре окружающей среды ниже (-10°С) и применении низкотемпературных смазочных материалов

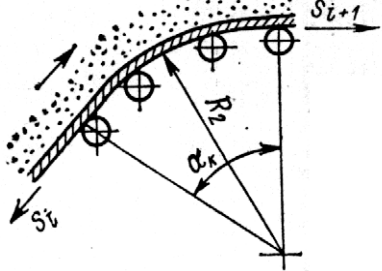
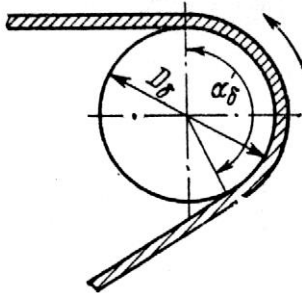
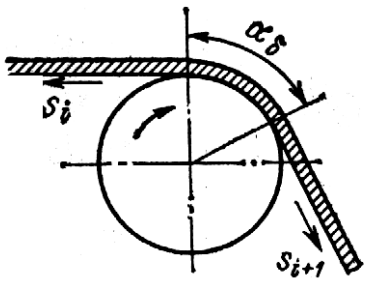
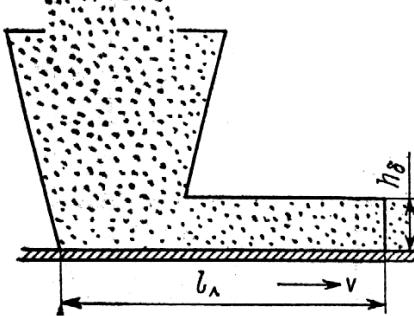
$$\omega_t \cong \omega C_t, \quad (3.32)$$

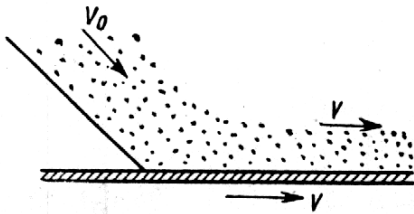
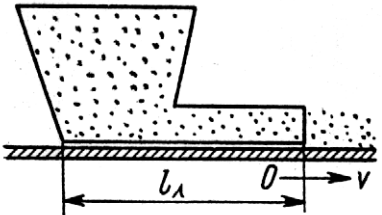
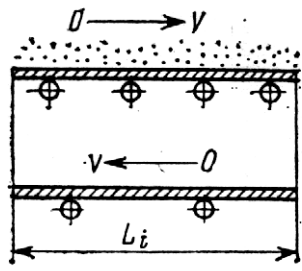
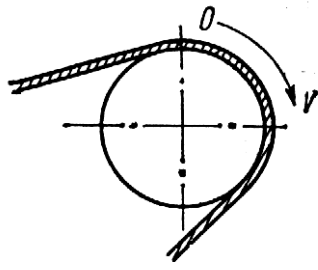
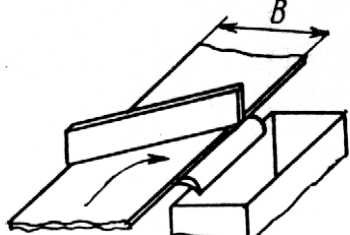
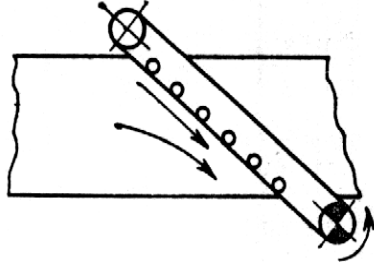
где $C_t = 1,2$ при $t =$ до (-20°С), $C_t = 1,5$ при $t > (-40°С)$.

Таблица 3.33

Сопротивления движению в ленточных конвейерах

Сопротивление	Эскиз	Расчетная формула
Роликоопор на горизонтальных прямолинейных участках		<p>На загруженной ветви ленты</p> $W_{z.v.} = (q_z + q_l + q_{p.v.}) \omega L_i$ <p>На незагруженной ветви ленты</p> $W_{z.n.} = (q_l + q_{p.n.}) \omega L_i$
На наклонных прямолинейных участках		<p>На загруженной ветви ленты</p> $W_{n.v.} = (q_z + q_l + q_{p.v.}) \omega L_i \pm (q_z + q_l) H_i$ <p>На незагруженной ветви ленты</p> $W_{n.n.} = (q_l + q_{p.n.}) \omega L_i \pm q_l H_i$
При движении ленты по безроликовому сплошному настилу и воздушной подушке		<p>На наклонном участке конвейера</p> $W_{n.v.} = (q_z + q_l)(c' L_i \pm H)$ <p>На горизонтальном участке конвейера</p> $W_{z.v.} = (q_z + q_l) c' L_i$

Соппротивление	Эскиз	Расчетная формула
<p>Роликоопор на участках с выпуклостью вверх</p>		$W_{кр} = [S_i + (q_2 + q_{p.в.} + q_l)R_2] \alpha_k \omega$ <p>или</p> $W_{кр} = S_i(\lambda - 1) \text{ и } S_{i+1} = S_i \lambda$
<p>От перегиба ленты</p>		$W_l = k_l B i$ <p>Для резиноканевой ленты $k_l = 20 \text{ Н/м}$ при $D_б \leq 0,6 \text{ м}$; $k_l = 15 \text{ Н/м}$ при $D_б > 0,6 \text{ м}$; при $\alpha_б < 90^\circ$ $W_l = 0$ Для резинотросовой ленты $k_l = 0,1(d_k^2 + 0,3)/(D_б - 10)$</p>
<p>Подшипников отклоняющих и натяжных барабанов</p>		$W_{н.б.} = 2,15 S_i \omega_б \sin \frac{\alpha_б}{2}$ <p>$\omega_б = 0,01 \div 0,015$ для подшипников качения; $\omega_б = 0,15 \div 0,25$ для подшипников скольжения; $\omega'_б = 1,5 \omega_б$ при пуске.</p>
<p>Загрузочных устройств при установившемся движении ленты</p> <p>Трения частиц груза о неподвижные борта направляющего лотка</p> <p>Трения уплотнительных полос загрузочного лотка о ленту</p>		$W_з = h_з q_2 l_l / B + G \omega;$ <p>$h_з = 0,5 \text{ м}$ при $v \leq 1 \text{ м/с}$; $h_з = 0,65 \text{ м}$ при $v > 1 \text{ м/с}$;</p> <p>или</p> $W_з = W_{з.у} + W_{з.м.} + W_{з.л}$ <p>Для сыпучих грузов: $W_{з.м.} \approx h_б^2 f_1 \gamma l_l g$; для штучных грузов: $W_{з.м.} \approx q_б l_l$; $q_б = 10 \div 15 \text{ Н/м}$; $W_{з.у.} \approx q_n l_l$; $q_n = 30 \div 50 \text{ Н/м}$; при $B \leq 1000 \text{ мм}$; $q_n = 60 \div 100 \text{ Н/м}$; при $B > 1000 \text{ мм}$.</p>

Соппротивление	Эскиз	Расчетная формула
Сил инерции груза, поступающего на ленту		$W_{з.и.} = q_z (v^2 - v_0^2) / g$
Загрузочных устройств при пуске конвейера		$W_{з.н.} = \left[0,7h_э q_z \frac{l_n}{B} + G(1,5 + f) \right] g$ <p>где G – сила тяжести груза, действующая на ленту, Н.</p>
Сил инерции груза, ленты, вращающихся роликоопор при пуске конвейера		$W_{у.к.} = j_n L_i (m_z + m_l + k_G m_p),$ $k_G = 0,5 \div 0,9$
Сил инерции отклоняющих и приводных элементов (барабанов, шкивов) при пуске конвейера		$W_{у.н.} = j_n k_G m_0$
От разгрузки ленты плужковым разгрузителем с неподвижным щитом		$W_p \approx k_p q_z B;$ <p>$k_p = 3,6$ для мелкокусковых грузов; $k_p = 2,7$ для зернистых и пылевидных грузов</p>
От разгрузки штучных грузов подвижным разгрузителем (движущаяся лента)		$W'_p \approx G_z f_2; f_2 = 0,5 \div 0,7$

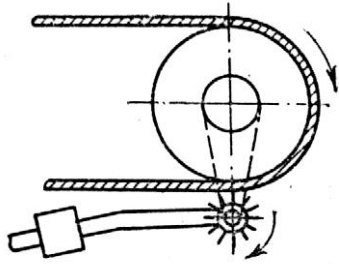
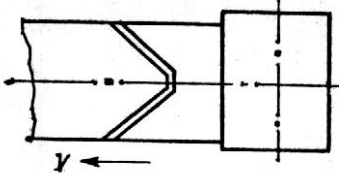
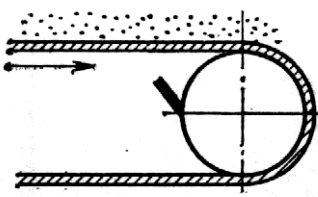
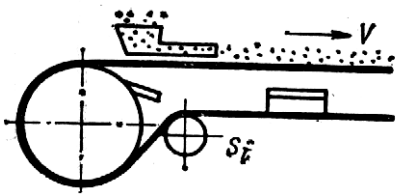
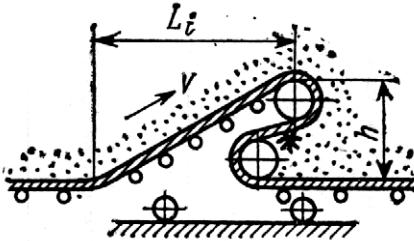
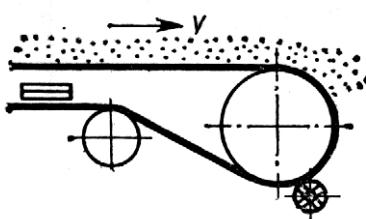
Сопротивление	Эскиз	Расчетная формула
Очистительных щеток с собственным приводом		$W_{щ} = 0,2q_{щ}B;$ $q_{щ} = 200 \div 250 \text{ Н/м для сухих}$ $\text{влажных грузов};$ $q_{щ} = 250 \div 350 \text{ Н/м для влажных}$ и липких грузов.
Очистительных плужков		$W_{o.n.} = q_{оч}B;$ $q_{оч} = 300 \div 500 \text{ Н/м}$
Очистительных скребков		$W_{o.c} = q_{оч}B;$ $q_{оч} = 300 \div 500 \text{ Н/м}$
Комплексное сопротивление при установившемся движении (воронка, два барабана, скребок, очистительный плужок)		$W_{к.з.} = 2S_i\omega_{\delta} + q'B + q_2l_1;$ $q' = 1000 \text{ Н/м};$ $l_1 \approx 1 \text{ м}$
Разгрузки ленты разгрузочной тележкой		$W_{p.m.} = [2W_{н.б.} + W_{н.в.}]k + W_{щ};$ $k = 1,1 \div 1,2$
Комплексное сопротивление головного узла (два барабана, щетка, очистительный плужок)		$W_{к.з.} = 2S_i\omega_{\delta} + q''B;$ $q'' = 1200 \text{ Н/м}$

Таблица 3.34

Значения тягового фактора $T = e^{f\alpha}$ и коэффициенты

$$Г = (e^{f\alpha} - 1)^{-1} \text{ и } Ж = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

Коэффициент сцепления	Величина	Угол обхвата лентой барабана α (рад)										
		180 (3,14)	190 (3,22)	200 (3,50)	210 (3,67)	240 (4,19)	300 (5,24)	330 (5,76)	360 (6,28)	400 (6,98)	450 (7,85)	480 (8,38)
0,10	Т	1,37	1,39	1,42	1,44	1,52	1,69	1,76	1,88	2,01	2,19	2,32
	Г	2,70	2,54	2,39	2,26	1,92	1,45	1,28	1,14	0,99	0,84	0,76
	Ж	3,70	3,54	3,39	3,25	2,92	2,92	2,28	2,14	1,99	1,84	1,76
0,15	Т	1,60	1,65	1,69	1,73	1,88	2,20	2,38	2,57	2,85	3,25	3,51
	Г	1,66	1,55	1,45	1,60	1,14	0,84	0,73	0,64	0,54	0,44	0,40
	Ж	2,66	2,55	2,45	2,60	2,14	1,84	1,73	1,64	1,54	1,44	1,40
0,20	Т	1,88	1,94	2,01	2,08	2,31	2,85	3,17	3,52	4,05	4,84	5,24
	Г	1,14	1,06	0,99	0,92	0,76	0,54	0,46	0,40	0,33	0,26	0,23
	Ж	2,14	2,06	1,99	1,92	1,76	1,54	1,46	1,40	1,33	1,26	1,23
0,25	Т	2,20	2,29	2,40	2,50	2,85	3,71	4,23	4,82	5,74	7,05	8,17
	Г	0,84	0,77	0,72	0,67	0,54	0,37	0,31	0,26	0,21	0,16	0,141,1
	Ж	1,84	1,77	1,72	1,67	1,54	1,37	1,31	1,26	1,21	1,16	4
0,30	Т	2,57	2,71	2,85	3,01	3,52	4,82	5,64	6,60	8,14	10,5	12,35
	Г	0,64	0,59	0,54	0,50	0,40	0,26	0,22	0,18	0,14	0,10	0,09
	Ж	1,64	1,59	1,54	1,50	1,40	1,26	1,22	1,18	1,14	1,10	1,09
0,35	Т	3,01	3,20	3,40	3,61	4,34	6,27	7,53	9,05	11,55	15,60,0	18,78
	Г	0,50	0,46	0,42	0,88	0,80	0,19	0,17	0,13	0,08	7	0,06
	Ж	1,50	1,46	1,42	1,88	1,30	1,19	1,17	1,13	1,08	1,07	1,06
0,40	Т	3,52	3,78	4,05	4,34	5,35	8,14	10,04	12,39	16,38	28,00	28,56
	Г	0,40	0,36	0,33	0,30	0,23	0,14	0,10	0,09	0,07	0,05	0,03
	Ж	1,40	1,36	1,33	1,30	1,23	1,14	1,10	1,09	1,07	1,05	1,03

Для конвейеров с гирляндными подвесными роликоопорами

$$\omega_2 \cong \omega C_2, \quad (3.33)$$

где $C_2 = 1,15$ – для конвейеров с шириной ленты $B \leq 1000$ мм; $C_2 = 1,3$ – для конвейеров с $B \geq 1200$ мм.

Минимальное натяжение ленты, полученное расчетом, проверяется исходя из допустимой стрелы провеса ленты между роликоопорами на рабочей и холостой ветвях конвейера.

Если значение S'_{min} , полученное в тяговом расчете, не удовлетворяет условию допустимого провеса ленты, то необходимо принять S'_{min} по формуле (3.34) и сделать соответствующий перерасчет натяжений ленты по всему контуру трассы или уменьшить l_p и l'_p в зоне S'_{min} .

$$S_{min.\delta on} = \frac{(q_{ep} + q_0)l_p^2 \cos^2 \beta}{8f_{\delta on}}, \quad (3.34)$$

где l_p – расстояние между роlikоопорами; $f_{\delta on}$ – допустимая стрела провеса ($f_{\delta on} \cong 0,025l_p$); β - угол наклона тягового органа.

Таблица 3.35

Значения коэффициента сопротивления ω в зависимости от условий работы

Условия работы	Характеристика условий работы	ω
Легкие	Чистое, сухое, отапливаемое, беспыльное, хорошо освещенное помещение; удобный доступ для обслуживания	0,02
Средние	Отапливаемое помещение, но пыльное или сырое; средняя освещенность и удобный доступ для обслуживания	0,022
Тяжелые	Работа в неотапливаемом помещении и на открытом воздухе; плохая освещенность и удобный доступ для обслуживания	0,03-0,04
Весьма тяжелые	Наличие всех указанных выше фактов, вредно влияющих на работу конвейера	0,04-0,06

Таблица 3.36

Значения коэффициентов сопротивления движению ленты на отклоняющих барабанах k и роликовых батареях конвейера k'

Условия работы конвейера	Коэффициент сопротивления				
	k			k'	
	Угол обхвата или отклонения, град				
	30-90	90-140	141-180	5-15	16-25
Легкие	1,02	1,02	1,03	1,02	1,03
Средние	1,02	1,03	1,04	1,03	1,04
Тяжелые	1,03	1,04	1,05	1,05	1,05
Весьма тяжелые	1,04	1,05	1,06	1,05	1,06

По расчетному тяговому усилию вычисляется мощность приводного электродвигателя

$$N = k_3 \frac{W_0 v}{1000 \eta_0}, \quad (3.35)$$

где $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса мощности; $\eta_0 = \eta_p \eta_m \eta_b$ – общий КПД; η_p – КПД редуктора; η_m – КПД муфты; η_b – КПД барабана; v – скорость ленты, м/с; W_0 – тяговое усилие привода, Н.

Коэффициенты полезного действия приводного барабана и других элементов привода приведены в табл. 3.37.

По полученной расчетом номинальной мощности выбирают из каталога необходимый электродвигатель (см. приложение).

Желательно его проверять по пусковому моменту.

При уточненном тяговом расчете выполняется подробный расчет сопротивлений на отдельных участках трассы (прямолинейные горизонтальные и наклонные, криволинейные, загрузки, разгрузки и т. п.) по формулам табл. 3.33. Рекомендации по выбору типа электродвигателя приведены в табл. 3.32.

Таблица 3.37

Средние значения коэффициента полезного действия

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

Проверка электродвигателя по пусковым нагрузкам. Выбранный электродвигатель по расчетной мощности должен удовлетворять условию $M_{n.д.} \leq M_n$, где $M_{n.д.}$ – момент на валу двигателя при пусковой нагрузке, который определяется по формуле

$$M_{n.д.} = \frac{(S_{нб.н} - S_{сб.н})D_0 \eta}{2u_p}. \quad (3.36)$$

Пусковой момент электродвигателя M_n .

$$M_n = M_n \lambda_0.$$

Номинальный момент электродвигателя

$$M_n = 9750 \frac{N_n}{n_n}, \quad (3.37)$$

где λ_∂ – коэффициент перегрузочной способности электродвигателя, приводимый в каталогах (для асинхронных двигателей $\lambda_\partial=1,3\dots2,0$); N_n – номинальная мощность принятого электродвигателя (см. приложение); n_n – номинальное число оборотов электродвигателя при мощности N_n , об/мин.

Проверка времени пуска конвейера. Во избежание сброса груза с ленты в период пуска конвейера необходимо соблюдать условие $j < j_{max}$, где j – принятое ускорение движения ленты при пуске конвейера, м/с² (принимают $j = 0,1\dots0,2$ м/с²); j_{max} – максимально возможные ускорения, при которых обеспечивается надежное положение груза на ленте при пуске конвейера, м/с²; они определяются по формуле

$$j_{max} = k_\delta g (f_1 \cos \beta - \sin \beta), \quad (3.38)$$

где $k_\delta = 0,6\dots0,8$ – коэффициент безопасности; f_1 – коэффициент трения между грузом и лентой, а для легко подвижных грузов – коэффициент внутреннего трения частиц груза; β – угол наклона конвейера.

Полученное расчетом время пуска конвейера $t_{n \min}$ должно быть согласовано с временем пуска электродвигателя $t_{n.\partial}$. Момент статических сил сопротивления при установившемся движении, приведенным к валу электродвигателя, рассчитывается по формуле

$$M_{CT} = \frac{W_0 D_0}{u_p \eta}. \quad (3.39)$$

Максимальное натяжение ленты, которое может развить принятый электродвигатель при пуске, определяется по формуле

$$S_{\partial \max} = \frac{1000 N \lambda_\partial \eta}{v} \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (3.40)$$

После проверки электродвигателя и расчета максимального натяжения ленты при пуске $S_{нб.П}$ производят проверку прочности ленты по натяжению $S_{нб.П}$.

Расчет тормозного момента. В конвейерах, имеющих трассу с наклонными участками, в приводе необходимо устанавливать тормоз для предотвращения самопроизвольного движения ленты с грузом при выключенном электродвигателе.

На конвейерах, работающих в тяжелом и весьма тяжелом режимах, кроме тормоза необходимо устанавливать и механический останов (храповой, роликовый и т. п.)

Условие установки тормоза

$$q_{z\max}H \geq \sum W_i, \quad (3.41)$$

где $q_{z\max}H$ – сила тяжести на наклонных участках конвейера при максимальной их загрузке; $\sum W_i$ – полное сопротивление движению на всех участках трассы.

Тормозной момент на валу электродвигателя, препятствующий самопроизвольному движению ленты под действием веса груза будет

$$M_m = [q_{z\max}H - k_m (W_0 - q_z H)] \frac{D_0}{2u_p} \eta, \quad (3.42)$$

где $q_{z\max}$, q_z – линейная расчетная нагрузка на ленту от массы транспортируемого груза при максимальной и нормальной загрузках ленты конвейера, соответственно, Н/м; H – суммарная высота подъема груза на трассе конвейера, м; k_m – коэффициент возможного уменьшения сопротивления на трассе конвейера, $k_m = 0,5 \dots 0,6$; W_0 – тяговое усилие на приводном барабане при установившемся движении, Н; D_0 – диаметр приводного барабана, м; η – общий КПД всех механизмов привода.

Замедление конвейера должно происходить плавно и должно удовлетворять условию формулы (3.40).

Время торможения до полной остановки конвейера

$$t_m \approx \frac{(GD^2)_k n_n}{375g(M_{m,z} + M_{cm})}, \quad (3.43)$$

где $(GD^2)_k$ – маховой момент всех движущихся частей конвейера, приведенный к валу двигателя, кН·м²; n_n – номинальное число оборотов электродвигателя, об/мин; $M_{m,z}$ – момент на валу двигателя, создаваемый тормозом; M_{cm} – момент статистических сил сопротивления при установившемся движении, приведенный к валу двигателя.

Время свободного выбега ленты конвейера при отсутствии торможения.

$$t_{св} \approx \frac{(GD^2)_k n_n}{375gM_{cm}}. \quad (3.44)$$

3.5 Примеры расчета ленточных конвейеров

3.5.1 Расчет ленточного конвейера

Исходные данные для расчета: производительность $Q = 300$ т/ч; транспортируемый груз – уголь рядовой, плотность груза $\rho = 0,9$ т/м³ (см. приложение), легкосыпучий без наличия кусков; суммарная длина конвейера $l_0 = 350$ м; участки $l_1 = 100$ м; $l_2 = 150$ м; $l_3 = 100$ м; угол наклона конвейера на участке l_2 составляет

$\beta = 10^\circ$ (см. приложение); местные условия: конвейер находится в технологической цепи; загрузка производится с конвейера; разгрузка осуществляется через приводной барабан в железнодорожный вагон; конвейер эксплуатируется при температуре $0 \dots 30^\circ\text{C}$ в закрытом не отапливаемом помещении; воздух влажный, конвейер установлен стационарно; привод расположен в головной части конвейера; натяжное устройство винтовое, расположенное в хвосте конвейера.

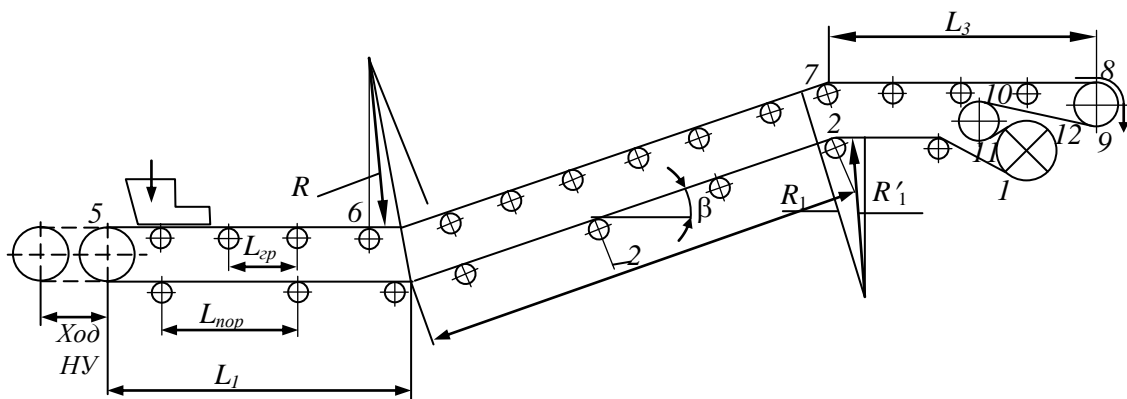


Рисунок 3.41 Расчетная схема конвейера

Последовательность расчета ленточного конвейера следующая. Принимаем скорость движения ленты при транспортировании угля рядового $v=2$ м/с согласно табл. 3.11 (считаем, что ширина ленты находится в пределах $500 \dots 800$ мм).

Определяем ширину ленты

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q}{v C p k_y}} + 0,05 \right) = 1,1 \left(\sqrt{\frac{300}{1,6 \cdot 470 \cdot 0,9 \cdot 0,96}} + 0,05 \right) = 0,75 \text{ м,}$$

где $C = 470$ – коэффициент производительности, зависящий от желобчатости ленты (рис. 3.34 табл. 3.13 и 3.38); $k_y = 0,96$ – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера (табл. 3.14)

Согласно ГОСТ 20-85 принимаем ширину ленты $B = 800$ мм.

При транспортировании кусковатых грузов необходимо проверить ширину ленты по условию $B \geq (2,7 \dots 3,2) a_{max}$ где a_{max} – максимальный размер куска.

Изображается расчетная схема трассы конвейера (рис. 3.41), которая разбивается на прямолинейные и криволинейные участки, начиная с точки сбегания ленты с приводного барабана.

Принимаем привод конвейера с одним приводным барабаном, угол обхвата которого $\alpha = 240^\circ$ (табл. 3.34)

Для выполнения тягового расчета ленточного конвейера, необходимо определить погонные (линейные) нагрузки:

От транспортируемого груза

$$q_{zp} = \frac{Qg}{3,6v} = \frac{300 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 1,6} = 521 \text{ Н/м.}$$

От ленты

$$Q_l = 1,1B(\delta i + \delta' + \delta'')g,$$

где $B = 0,80$ м - ширина ленты в метрах; δ - толщина прокладки, $\delta = 1,15 \dots 2,0$ мм; i - количество прокладок; для предварительного расчета следует принять $i = 4$; δ' - толщина рабочей обкладки, зависит от абразивности груза и колеблется в пределах $2 \dots 6$ мм; δ'' - толщина нерабочей обкладки ($\delta'' = 0 \dots 3$ мм); $1,1$ - удельная масса резиноканевой ленты, т/м^3 . Характеристика резиноканевых лент показана в приложении.

$$Q_l = 1,1 \cdot 0,8 \cdot (1,25 \cdot 4 + 3 + 1) \cdot 9,81 = 79 \text{ Н/м.}$$

Таблица 3.38

Значение коэффициента производительности C

Показатели	Форма ленты														
	Плоская			Желобчатая двухроликовая			Желобчатая на трехроликовой опоре								
Угол наклона боковых роликов, α , град.	-			15			20			30			36		
Угол откоса насыпного груза на ленте, ϕ , град.	10	15	20	10	15	20	10	15	20	10	15	20	10	15	20
Коэффициент C	160	240	325	375	450	530	39	479	550	480	550	625	520	585	655

Таблица 3.39

Масса вращающихся частей конвейерных роликов

Ширина, мм	Желобчатая роликсопора		Прямая роликсопора	
	Диаметр ролика, мм	Масса, кг	Диаметр ролика, мм	Масса, кг
400	63	6	63	4
500	76	8	76	5
650	89(102)	10	89	6
800	89 (102)	15	89	10
1000	127 (133)	20	127	12
1200	159	29	159	20

От веса вращающихся частей роликов:
рабочей ветви

$$q'_p = \frac{G'_p}{l_{zp}} g = \frac{15}{1,2} \cdot 9,81 = 125 \text{ Н/м};$$

порожней ветви

$$q''_p = \frac{G''_p}{l_{nop}} g = \frac{10}{2,4} \cdot 9,81 = 42 \text{ Н/м},$$

где l_{zp} – расстояние между роlikоопорами на грузеной ветви, зависит от плотности транспортируемого груза и ширины ленты (табл. 3.21) $l_{zp}=1,2$ м; $l_{nop}=(2\dots3)l_{zp}$ – расстояние между роliками на порожней ветви, $l_{nop}=(2\dots3)1,2=2,4\dots4,2$ м; принимаем $l_{nop}=2,4$; G'_p и G''_p – масса вращающихся частей роlikоопор соответственно для поддержания рабочей и порожней ветвей ленты (табл. 3.39).

Принимаем $G'_p=15$ кг; и $G''_p=10$ кг.

Диаметр роliков принимаем в зависимости от ширины ленты и условий работы (табл. 3.39); в нашем случае $d_p = 89$ мм.

Определение сопротивлений на участках конвейера и натяжения ленты в характерных точках тягового контура. Расчет производится методом обхода по контуру, начиная с точки сбегания ленты с приводного барабана.

Принимаем $S_1=S_{cb}$.

Натяжение в точке 2

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = S_1 + (q_l + q''_p) \omega' l_{1-2} = S_1 + (79 + 42) \cdot 0,03 \cdot 100 = S_1 + 363,$$

де W – сопротивление перемещению ленты и груза на соответствующих участках; ω' – коэффициент сопротивления движению ленты, зависящий от типа подшипника, смазки, уплотнения, запыленности окружающей среды и других условий эксплуатации (табл. 3.40). В нашем случае $\omega'=0,03$.

Таблица 3.40

Значение коэффициента ω'

Условия работы конвейера	Прямые роlikоопоры	Желобчатые роlikоопоры
В чистом сухом помещении без пыли	0,018	0,02
В отапливаемом помещении с нормальной влажностью воздуха при наличии небольшого количества абразивной пыли	0,022	0,025
Передвижные, переносные и другие конвейеры при нормальных условиях работы	0,03	0,03
В неотапливаемых помещениях с повышенной влажностью или на открытом воздухе; возможно большое количество абразивной пыли	0,035	0,04

Натяжение в т. 3

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = S_1 + 363 + (q_l + q_p'') \omega' \cos \beta \cdot l_{2-3} - q_l \sin \beta \cdot l_{2-3} = \\ = S_1 + 363 + (79 + 42) \cdot 0,03 \cdot \cos 10^\circ \cdot 150 - 79 \cdot \sin 10^\circ \cdot 150 = S_1 - 1163$$

Натяжение в т. 4

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = S_1 - 1163 + (q_l + q_p'') \omega' l_{3-4} = S_1 - 1163 + (79 + 42) \cdot 0,03 \cdot 100 = S_1 - 800$$

Натяжение в т. 5

$$S_5 = k S_4 = 1,05 (S_1 - 800) = 1,05 \cdot S_1 - 840,$$

где k - коэффициент, учитывающий сопротивления в ленте и опорах барабана при обегании его лентой (табл. 3.36). В нашем случае $k = 1,05$.

Натяжение в т. 6

$$S_6 = S_5 + W_{5-6} = 1,05 \cdot S_1 - 840 + (q_{zp} + q_l + q_p') \omega' l_{5-6} = 1,05 \cdot S_1 - \\ - 840 + (521 + 79 + 125) \times 0,03 \cdot 100 = 1,05 \cdot S_1 + 1335.$$

Натяжение в т. 7

$$S_7 = S_6 + W_{6-7} = 1,05 \cdot S_1 + 1335 + (q_{zp} + q_l + q_p'') \omega' \cos \beta \cdot l_{6-7} + (q_{zp} + q_l) \sin \beta \cdot l_{6-7} = \\ = 1,05 \cdot S_1 + 1335 + (521 + 79 + 125) 0,03 \cdot \cos 10^\circ \cdot 150 + (521 + 79) \cdot \sin 10^\circ \cdot 150 = \\ = 1,05 \cdot S_1 + 20209.$$

Натяжение в т. 8

$$S_8 = S_7 + W_{7-8} = 1,05 \cdot S_1 + 20209 + (q_{zp} + q_l + q_p') \omega' l_{7-8} = 1,05 \cdot S_1 + 20209 + \\ + (521 + 79 + 125) \cdot 0,03 \cdot 100 = 1,05 \cdot S_1 + 22384$$

$$S_9 = k S_8 = 1,05 \cdot (1,05 \cdot S_1 + 22384) = 1,1 \cdot S_1 + 23503$$

$$S_{10} = S_9 = 1,1 \cdot S_1 + 23503$$

$$S_{11} = k S_{10} = 1,05 (1,1 \cdot S_1 + 23503) = 1,16 \cdot S_1 + 24678$$

$$S_{12} = S_{11} = 1,16 \cdot S_1 + 24678.$$

Решаем систему уравнений для предельного состояния, при котором отсутствует скольжение барабана относительно ленты.

$$\begin{cases} S_{12} = S_1 e^{f\alpha} = S_1 e^{0,4 \cdot 4,19} = 5,34 S_1 \\ S_{12} = 1,1 S_1 + 24678 = 1,16 S_1 + 24678 \end{cases}$$

где e - основание натурального логарифма, $e \cong 2,72$; f - коэффициент трения ленты по барабану (табл. 3.34); α - угол обхвата лентой барабана, принимаем $\alpha = 240^\circ$ (4,19 рад).

Принимаем для наших условий барабан стальной футерованный, с углом обхвата 240° . В этом случае $f = 0,4$

$$2,85 S_1 = 1,05 S_1 + 24678;$$

$$5,34 S_1 - 1,16 S_1 = 24678, \text{ т.е. } S_1 (5,34 - 1,16) = 24678,$$

$$\text{откуда } S_1 = \frac{24678}{5,34 - 1,16} = 5904 \text{ Н.}$$

Определяем числовые значения натяжения ленты в характерных точках:

$$S_1=5904 \text{ Н};$$

$$S_2=S_1+135,7=5904+363\cong 6267 \text{ Н};$$

$$S_3=S_1-1163=5904-1163=4741 \text{ Н};$$

$$S_4=S_1-800=5904-800\cong 5104 \text{ Н};$$

$$S_5=1,05 \cdot S_1-840=1,05 \cdot 5904-840\cong 5359 \text{ Н};$$

$$S_6=1,05 \cdot S_1+1335=1,05 \cdot 5904+1335=7534 \text{ Н};$$

$$S_7=1,05 \cdot S_1+20209=1,05 \cdot 5904+20209=26408 \text{ Н};$$

$$S_8=1,05 \cdot S_1+22384=1,05 \cdot 5904+22384=28583 \text{ Н};$$

$$S_9=1,05 \cdot S_8=1,05 \cdot 28583=30012 \text{ Н};$$

$$S_{10}=S_9=30012 \text{ Н};$$

$$S_{11}=1,05 \cdot S_{10}=1,05 \cdot 30012=31512 \text{ Н};$$

$$S_{12}=S_{11}=31512 \text{ Н}.$$

При необходимости рассчитывают сопротивления от загрузки конвейера и от очистных устройств для ленты.

По вычисленным значениям натяжений ленты строим диаграмму натяжений ленты (рис. 3.42).

Минимальное натяжение ленты необходимо проверить по провесу между роlikоопорами на грузеной ветви.

$$S_{min} \geq 5(q_{cp} + q_l)l_{cp} = 5(521 + 79) \cdot 1,2 = 3600 \text{ Н}.$$

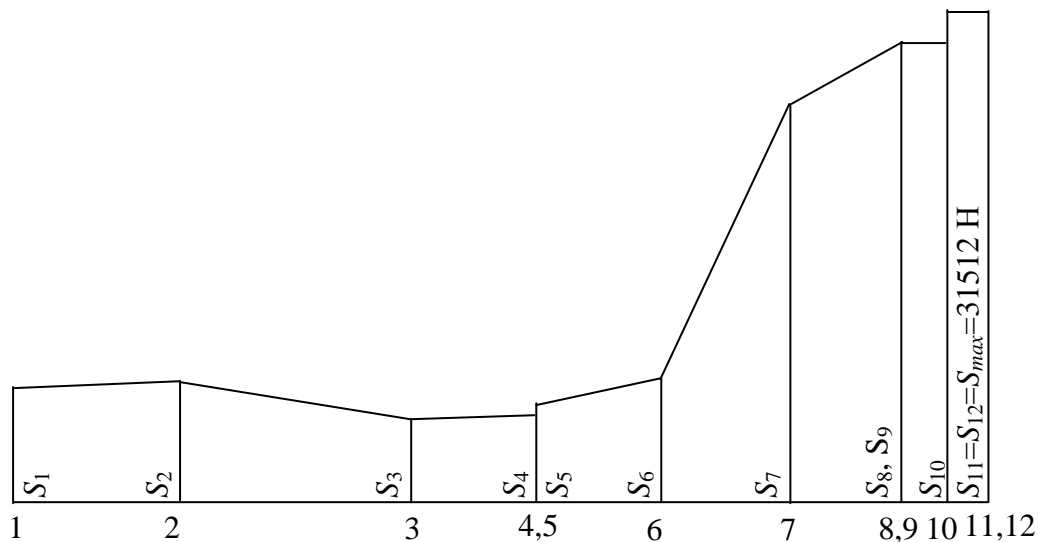


Рисунок 3.42 Диаграмма натяжения в ленте

В нашем случае $S_{min}=S_5=5359 \text{ Н}$, что больше допустимого по условию провеса. В случае несоблюдения этого условия, необходимо увеличить минимальное натяжение и разницу натяжения добавить в каждую характерную точку.

Вычисляем радиусы перегиба ленты на переходных кривых (форм. 3.9 и 3.11).

$$R_I \geq 12B = 12 \cdot 0,8 = 9,6 \text{ м}$$

Принимаем $R_I = 10 \text{ м}$.

Зная величину R_I , определяем длину дуги

$$L_{\text{вын}} = \frac{2\pi R_I \cdot 10^\circ}{360^\circ} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 10^\circ}{360^\circ} = 1,7 \text{ м.}$$

Минимальный радиус перегиба ленты на вогнутой кривой при незагруженной ленте

$$R'_{2 \min} \geq \frac{S_6}{q_{\text{л}}} = \frac{7534}{79} = 95 \text{ м.}$$

Рассматриваем случай, когда лента на участке 5-6 свободна от транспортируемого груза. Тогда можно принять $S_6 = 7534 \text{ Н}$.

При загруженной ленте минимальный радиус

$$R''_{2 \min} \geq \frac{S_6}{q_{\text{зр}} + q_{\text{л}}} = \frac{7534}{521 + 79} = 12,6 \text{ м.}$$

Окончательно принимаем $R''_{2 \min} = 95 \text{ м}$ в этом случае длина дуги будет

$$l_{\text{вогн}} = \frac{2\pi R_{2 \min} \cdot 10^\circ}{360^\circ} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 210 \cdot 10^\circ}{360^\circ} \cong 36 \text{ м.}$$

Тяговое усилие

$$W_0 = S_{I2} - S_I = 31512 - 5904 = 25608 \text{ Н.}$$

Мощность электродвигателя

$$N = k_3 \frac{W_0 v}{102 g \eta_m} = 1,1 \cdot \frac{25608 \cdot 1,6}{102 \cdot 9,81 \cdot 0,97} = 45 \text{ кВт,}$$

где $\eta_m = 0,97$ – КПД привода; $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса мощности.

Принимаем электродвигатель с повышенным пусковым моментом типа 4AP200L4Y3 (см. приложение) с параметрами: мощность $N = 45 \text{ кВт}$; частота вращения $n = 1470 \text{ об/мин}$; $\omega = 154 \text{ с}^{-1}$; маховой момент $GD^2 = 1,86 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Выбор ленты. Поскольку длина конвейера сравнительно невелика, принимаем ленту типа БКНЛ-100 (см. приложение). Лента воспринимает максимальное натяжение $S_{\text{max}} = 30352 \text{ Н}$, запас прочности $m = 10$ (табл. 3.16).

Число основных прокладок ленты

$$i = \frac{S_{\text{max}} m}{\sigma_p B} = \frac{31512 \cdot 10}{1000 \cdot 80} = 3,8,$$

где $\sigma_p = 1000 \text{ Н/см}$ ширины прокладки – разрывная прочность 1 см ширины прокладки.

Оставляем ленту с принятым ранее количеством прокладок $i = 4$.

Пересчитывать конвейер не нужно.

Диаметр приводного барабана

$$D_{\sigma}=(80\dots 200) i=(80\dots 200)\cdot 4=320\dots 800 \text{ мм.}$$

Для ширины ленты 800 мм по ГОСТ 22644-77 (табл. 3.28) рекомендуется диаметр приводного барабана $D_{\sigma}=500$ мм. Принимаем барабан футерованный.

Тогда

$$D=D_{\sigma}+2\Delta_{\phi}=500+2\cdot 20=540 \text{ мм.}$$

Проверяем принятый диаметр приводного барабана по допускаемому давлению между лентой и барабаном

$$p = \frac{2S_{12}}{D_{\sigma}B} \leq [p],$$

$$p = \frac{2 \cdot 31512}{54 \cdot 80} = 14,0 \text{ Н/см}^2 < [p] = 40\dots 60 \text{ Н/см}^2.$$

По давлению барабан проходит. Диаметр натяжного барабана принимаем равным приводному, т.е. $D_n=D_{\sigma}=500$ мм.

Диаметр отклоняющего барабана

$$D_{откл}=0,65D_{\sigma}=0,65\cdot 500=325 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_{откл}=400$ мм.

Длина барабана (табл. 3.28)

$$L_{\sigma}=B+2m=800+2\cdot 75=950 \text{ мм,}$$

где $m=50\dots 75$ мм – запас длины барабана с учетом возможного схода ленты.

Частота вращения приводного барабана

$$n_{\sigma} = \frac{60v}{\pi D_{\sigma}} = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,54} = 56,6 \text{ об/мин.}$$

Передаточное число редуктора привода конвейера

$$u_p = \frac{n_{эл.дв}}{n_{\sigma}} = \frac{1475}{56,6} = 26.$$

По каталогу (см. приложение) выбираем редуктор 1Ц2У-250 (двухступенчатый, цилиндрический, универсальный) с параметрами: передаточное число $u_p=25$; крутящий момент на тихоходном валу $M_T=8000$ Н·м; допускаемая радиальная консольная нагрузка на выходном валу $P=4000$ Н; КПД $\eta=0,97$; масса $G_p=320$ кг. Проверяем величину крутящего момента на тихоходном валу

$$M_T = \frac{9740 \cdot N \eta u_p}{n} = \frac{9740 \cdot 45 \cdot 0,97 \cdot 25}{1475} = 7206 \text{ Н}\cdot\text{м} < [M]_T = 8000 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

На рис. 3.43 показана схема привода ленточного конвейера.

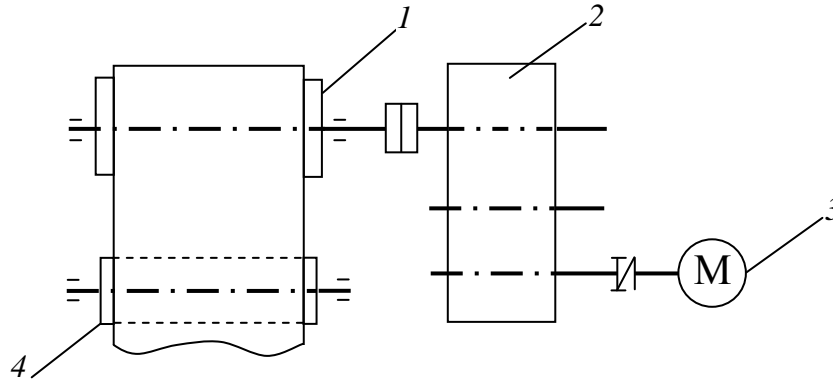


Рисунок 3.43 Схема привода ленточного конвейера:
1- приводной барабан; 2 – редуктор; 3 – электродвигатель;
4 – отклоняющий барабан

Определение хода натяжного устройства и выбор его типа. Вытяжка грузной ветви ленты

$$\Delta L_{гр} = \frac{\varepsilon}{S_p \cdot 100} \cdot \frac{S_5 + S_{12}}{2} L_k = \frac{4}{320000 \cdot 100} \cdot \frac{5359 + 31512}{2} \cdot 350 = 0,8 \text{ м.}$$

Вытяжка порожней ветви ленты

$$\Delta L_{пор} = \frac{\varepsilon}{S_p \cdot 100} \cdot \frac{S_1 + S_4}{2} L_k = \frac{4}{320000 \cdot 100} \cdot \frac{5904 + 5104}{2} \cdot 350 = 0,24 \text{ м,}$$

где $S_p = \sigma_p i B g = 100 \cdot 4 \cdot 80 \cdot 9,81 = 320000$ Н – разрывная прочность всей ленты
 $\varepsilon = 1,5 \dots 5\%$ – относительная вытяжка ленты (зависит от типа прокладки), принимаем $\varepsilon = 4,0$ (табл. 3.1); $L_k = 350$ м – длина конвейера.

Ход натяжного устройства

$$\Delta L_{ну} = \frac{\Delta L_{гр} + \Delta L_{пор}}{2} + l_m = \frac{0,8 + 0,24}{2} + 0,5 = 1,0 \text{ м,}$$

где l_m – монтажный ход натяжного устройства (длина стыкового соединения), обычно принимаем в диапазоне $0,3 \dots 0,8$ м.

Принимаем винтовое натяжное устройство.

Проверка привода конвейера на пуск и торможение. Определение сопротивления движению ленты в период пуска.

$$\omega'_n = \omega' k_n = 0,03 \cdot 1,5 = 0,045,$$

где k_n – коэффициент увеличения статического сопротивления при пуске; принимается в зависимости от типов натяжного и пускорегулирующего устройства: для автоматических натяжных устройств $k_n = 1,1 \dots 1,4$; для жестких натяжных устройств $k_n = 1,4 \dots 1,8$. Принимаем $k_n = 1,5$.

Натяжение ленты из-за увеличения коэффициента ω' будет возрастать.

Расчет начинаем от начала наклонной части порожней ветви, т.е. т. 2.

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = S_1 + (q_n + q''_p) \omega'_n l_{1-2} = S_1 + (79 + 42) \cdot 0,045 \cdot 100 = S_1 + 545;$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = S_1 + 545 + (q_n + q''_p) \omega'_n \cos \beta \cdot l_{2-3} - q_n \sin \beta \cdot l_{2-3} = \\ = S_1 + 545 + (79 + 42) \cdot 0,045 \cdot 150 \cdot \cos 10^\circ - 79 \sin 10^\circ \cdot 150 = S_1 - 709;$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = S_1 - 709 + (q_n + q''_p) \omega'_n l_{3-4} = S_1 - 709 + (79 + 42) \cdot 0,045 \cdot 100 = S_1 - 164;$$

$$S_5 = k S_4 = 1,05 (S_1 - 164) = 1,05 S_1 - 172;$$

$$S_6 = S_5 + W_{5-6} = 1,05 S_1 - 172 + (q_{zp} + q_n + q'_p) \omega'_n l_{5-6} = \\ = 1,05 S_1 - 172 + (521 + 79 + 125) \cdot 0,045 \cdot 100 = 1,05 S_1 + 3091;$$

$$S_7 = S_6 + W_{6-7} = 1,05 S_1 + 3091 + (q_{zp} + q_n + q'_p) \cdot \omega'_n \cos \beta \cdot l_{6-7} + (q_{zp} + q_n) \cdot \sin \beta \cdot l_{6-7} = \\ = 1,05 S_1 + 3091 + (521 + 79 + 125) \cdot 0,045 \cos 10^\circ \cdot 150 + (521 + 79) \cdot \sin 10^\circ \cdot 150 = \\ = 1,05 S_1 + 23538;$$

$$S_8 = S_7 + W_{7-8} = 1,05 S_1 + 23538 + (q_{zp} + q_n + q'_p) \omega'_n l_{7-8} = \\ = 1,05 S_1 + 23538 + (521 + 79 + 125) \times 0,045 \cdot 100 = 1,05 S_1 + 26801;$$

$$S_9 = k S_8 = 1,05 (1,05 S_1 + 26801) = 1,1 S_1 + 28141;$$

$$S_{10} = S_9 = 1,1 S_1 + 28141;$$

$$S_{11} = k S_{10} = 1,05 (1,1 S_1 + 28141) = 1,16 S_1 + 29548;$$

$$S_{12} = S_{11} = 1,16 S_1 + 29548.$$

Решаем систему уравнений

$$\begin{cases} S_{12} = e^{f\alpha} S_1 = S_1 e^{0,4 \cdot 4,19} = 5,34 S_1 \\ S_{12} = 1,16 S_1 + 29548 \end{cases}.$$

Откуда

$$S_1 = \frac{29548}{5,34 - 1,16} = 7069 \text{ Н.}$$

$$S_{12} = 1,16 \cdot 7069 + 29548 = 37748 \text{ Н.}$$

Тяговое статическое усилие при пуске

$$W_{on} = S_{12} - S_1 = 37748 - 7069 = 30679 \text{ Н.}$$

Статический момент при пуске, приведенный к валу двигателя

$$M_{cm.n} = \frac{W_{on} D}{2 u_p \eta_n} = \frac{30679 \cdot 0,54}{2 \cdot 25 \cdot 0,973} = 341 \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

где η_n – КПД в период пуска привода,

$$\eta_n = 1 - (1 - \eta_p) k_n c_m = 1 - (1 - 0,97) \cdot 1,5 \cdot 0,6 = 0,973,$$

c_m – коэффициент возможного уменьшения сопротивлений движения ленты, $c_m=0,55\dots 0,6$.

Момент инерции всех движущихся масс конвейера, приведенный к валу двигателя,

$$J_{np} = \delta(J_p + J_m) + \frac{m_k R^2}{u_p^2 \eta_n},$$

где $J_p = \frac{GD^2}{4g} = \frac{1,86}{4 \cdot 9,81} = 0,047 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ – момент инерции ротора электродвигателя;

GD^2 – маховой момент; $GD^2 = 1,86 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; J_m – момент инерции муфты; выбирается по нормальям или определяется приближенно

$$J_m = 0,2 \cdot J_p = 0,2 \cdot 0,047 \cong 0,023 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2,$$

учитывающий момент инерции деталей привода, вращающихся медленнее, чем вал двигателя; m_k – приведенная масса движущихся частей конвейера и груза на нем.

$$m_k = \frac{k_y}{9,81} [(q_{ep} + 2q_l)L + k_c G_p]$$

где k_y – коэффициент, учитывающий упругое удлинение ленты, в результате чего не все массы конвейера приходят в движение одновременно. Для резинотканевых лент $k_y = 0,5 \dots 0,7$; для резинотросовых – $k_y = 0,85 \dots 0,95$; более высокие значения k_y принимают для коротких конвейеров, низкие – для длинных (более 100 м); k_c – коэффициент, учитывающий, что окружная скорость части вращающихся масс меньше, чем скорость v , $k_c = 0,7 \dots 0,9$; G_p – вес вращающихся частей роликов и барабанов конвейера:

$$G_p = (q'_p + q''_p)l_0 + \sum G_{\bar{b}} = (125 + 42)350 + 8000 = 66450 \text{ Н};$$

Вес вращающихся частей барабанов определяется ориентировочно конструктивно.

$$\sum G_{\bar{b}} \cong 8000 \text{ Н}.$$

Тогда

$$m_k = \frac{0,5}{9,81} [(521 + 2 \cdot 79)350 + 0,8 \cdot 66450] = 5555 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м};$$

$$J_{np} = 1,15(0,047 + 0,023) \cdot 9,81 + \frac{5555 \cdot 0,27^2}{25^2 \cdot 0,973} = 0,98 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$$

Средний пусковой момент двигателя

$$M_{n.sp} = \frac{M_{n.max} + M_{n.min}}{2} = \frac{2,0M_n + 1,1M_n}{2} = 1,55M_n = 1,55 \cdot 9750 \cdot \frac{45}{1475} = 461 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время пуска конвейера:

$$t_n = \frac{J_{np} \omega}{M_{n.c.p} - M_{c.m.n}} = \frac{0,98 \cdot 154}{461 - 341} = 1,25 \text{ с.}$$

Время, после которого усилие в набегавшей ветви конвейера достигает максимального значения, определяем по формуле

$$t = 2 \left(\frac{L_k}{C_1} + \frac{L_k}{C_2} \right) = 2 \left(\frac{350}{326} + \frac{350}{799} \right) = 3,0 \text{ с,}$$

где $L_k = 350$ м – длина конвейера; C_1 – скорость распространения упругой волны в рабочей ветви ленты,

$$C_1 = \sqrt{\frac{E_0}{\rho_1}} = \sqrt{\frac{7848000}{74}} = 326 \text{ м/с;}$$

E_0 – приведенная жесткость ленты,

$$E_0 = EBi = 25000 \cdot 80 \cdot 4 = 7848000 \text{ Н;}$$

$i = 4$ – число прокладок ленты; $B = 80$ см – ширина ленты; E – динамический модуль упругости ленты, Н/см ширины прокладки, $E = 20000 \dots 30000$ Н/см ширины прокладки для синтетических лент, $E = 5000 \dots 8000$ Н/см ширины прокладки для хлопчатобумажных лент; ρ_1 – погонная плотность движущихся частей конвейера, Н·с²/м².

Для рабочей ветви

$$\rho_1 = (q_{zp} + q_l + q'_p) \frac{1}{g} = (521 + 79 + 125) \cdot \frac{1}{9,81} = 74 \text{ Н·с/м}^2$$

Для порожней ветви

$$\rho_2 = (q_l + q''_p) \frac{1}{g} = (79 + 42) \cdot \frac{1}{9,81} = 12,3 \text{ Н·с/м}^2;$$

C_2 – скорость распространения упругой волны в порожней ветви ленты,

$$C_2 = \sqrt{\frac{E_0}{\rho_2}} = \sqrt{\frac{7848000}{12,3}} = 799 \text{ м/с.}$$

Проверим возможность обратного движения ленты при загруженном участке 6-7 конвейера и выключенном двигателе привода конвейера. Условие обратного хода:

если $qL_{6.7} \sin \beta > W'_0$, то лента будет двигаться в направлении обратном рабочему движению (W'_0 – общее сопротивление ленты обратному движению);

если $qL_{6.7} \sin \beta < W'_0$, то движения ленты не будет.

Определим натяжение в ленте и сопротивление ее обратному движению для указанного случая нагрузки.

Меняем натяжение в точках 4 и 5 на обратное и находим натяжение, в точках идя навстречу движению ленты, а в точках 3, 2 и 1 по ходу движения ленты.

$$S_4=5359 \text{ Н (определено выше);}$$

$$S_3=S_4+(q_n+q''_p)\omega'l_{4.5}=5359+(79+42)\cdot 0,03\cdot 100=5722 \text{ Н;}$$

$$S_2=S_3+(q_n+q''_p)\omega'\cos\beta\cdot l_{3.2}+q_n\sin\beta\cdot l_{3.2}= \\ =5722+(79+42)\cdot 0,03\cdot \cos 10^\circ\cdot 150+79\sin 10^\circ\cdot 150=8316 \text{ Н;}$$

$$S_1=S_2+(q_n+q''_p)\omega'l_{2.1}=8316+(79+42)\cdot 0,03\cdot 100=8679 \text{ Н;}$$

$$S_5=5104 \text{ Н;}$$

$$S_6=S_5-S_6=5104-(q_n+q'_p)\omega'L_{5.6}=5104-(79+125)\cdot 0,03\cdot 100=5104-612=4492 \text{ Н;}$$

$$S_7=S_6-S_7=S_6-\left[(q_n+q_{2p}+q'_p)\omega'\cos\beta\cdot l_{6-7}-(q_n+q_{2p})\sin\beta\cdot l_{6-7} \right]= \\ =4492-\left[(79+521+125)\cdot 0,03\cdot \cos\beta\cdot 150-(79+521)\sin\beta\cdot 150 \right]=16907 \text{ Н}$$

$$S_8=S_7-(q_n+q'_p)\omega'l_{8.7}=16907-(79+125)\cdot 0,03\cdot 100=16907-612=16295 \text{ Н;}$$

$$S_9=\frac{S_8}{k}=\frac{16295}{1,05}=15519 \text{ Н;}$$

$$S_{10}=S_9=15519 \text{ Н;}$$

$$S_{11}=\frac{S_{10}}{k}=\frac{15519}{1,05}=14780 \text{ Н;}$$

$$S_{12}=S_{11}=14780 \text{ Н;}$$

$$W'_0=S_{12}-S_1=14780-8679=6101 \text{ Н,}$$

$$qL_{6.7}\sin\beta=521\cdot 150\cdot \sin 10^\circ=13571 \text{ Н} > W'_0=6101 \text{ Н.}$$

Таким образом, во избежание обратного движения ленты необходимо установить тормоз на быстроходном валу привода конвейера (при необходимости возможна установка и останова).

Тормозной момент на быстроходном валу привода:

$$M_m=k_m\frac{W_mD\eta_m}{2u_p}=1,25\frac{7470\cdot 0,54\cdot 0,97}{2\cdot 25}=78 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

где $W_m=13571-6101=7470 \text{ Н}$; $k_m=1,25$ – коэффициент запаса торможения.

Принимаем тормоз типа ТКГ-200 (диаметр тормозного шкива $D_{ш}=200 \text{ мм}$, наибольший тормозной момент $M_m=250 \text{ Н}\cdot\text{м}$, электрогидротолкатель ТГМ-25). Тормоз отрегулирован на расчетный тормозной момент (см. приложение).

Расчет очистного устройства. Для очистки ленты от налипающего груза устанавливаем очистную лопастную щетку, имеющую индивидуальный привод. Лопасты щетки изготавливают из капроновых нитей или из конвейерной ленты. Щетку устанавливают под разгрузочным барабаном так, чтобы продукты очистки падали в специальную емкость или непосредственно в бункер. Для обеспечения более эффективной очистки ленты вращение щетки назначают противоположным направлению движения ленты.

Щетка, установленная на участке ленты, очищающей барабан (рис. 3.44) эффективно очищает конвейерную ленту при частоте вращения

$$n \geq \frac{1,57 \pm \sqrt{\frac{h_1}{d} + \frac{1}{100d}}}{\pi \sqrt{h_2 D}} 60v,$$

где z – число лопастей щетки, принимается в пределах $z=8\dots 12$, принимаем $z=10$; D – диаметр разгрузочного барабана с учетом толщины ленты $D=512$ мм=51,2 см; d – диаметр щетки, принимаем $d=30$ см; $v=1,6$ м/с – скорость движения ленты;

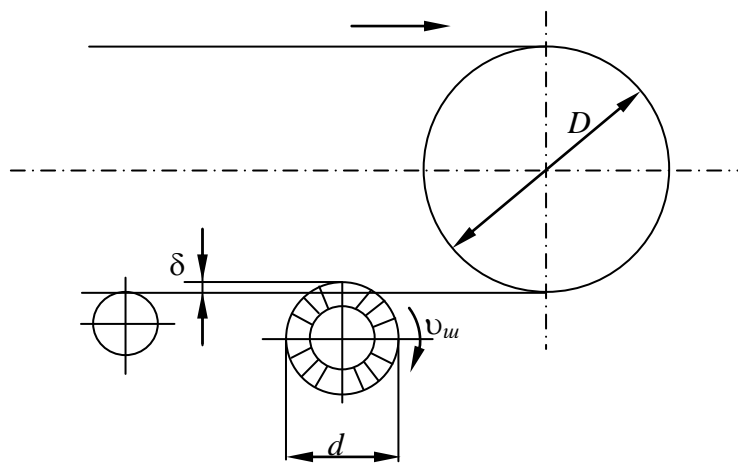


Рис. 3.44 Схема к расчету очистной щетки

$$h_1 = \frac{hD - h^2}{D + d + 2h} = \frac{0,4 \cdot 51,2 - 0,4^2}{51,2 + 30 - 2 \cdot 0,4} = 0,248 \text{ см};$$

$$h_2 = \frac{hd - h^2}{D + d + 2h} = \frac{0,4 \cdot 30 - 0,4^2}{51,2 + 30 - 2 \cdot 0,4} = 0,144 \text{ см};$$

h – сближение щетки с лентой, принимается $h=0,3\dots 0,5$ см; принимаем $h=0,4$ см.

Знаки «минус» и «плюс» соответственно для встречного и попутного вращения щетки относительно движущейся ленты.

Число оборотов щетки при встречном движении:

$$h \geq \frac{1,57 - \sqrt{\frac{h_1}{d} + \frac{1}{100d}}}{\pi \sqrt{h_2 D}} 60v = \frac{1,57 - \sqrt{\frac{0,00248}{0,3} + \frac{1}{100 \cdot 0,3}}}{\pi \sqrt{0,00144 \cdot 0,512}} 60 \cdot 1,6 = 37 \text{ об/мин.}$$

Принимаем число оборотов щетки $n=40$ об/мин.

Число оборотов щетки при попутном движении

$$n \geq \frac{1,57 + \sqrt{\frac{h_1}{d} + \frac{1}{100d}}}{\pi \sqrt{h_2 D}} 60v = \frac{1,57 + \sqrt{\frac{0,00248}{0,3} + \frac{1}{100 \cdot 0,3}}}{3,14 \sqrt{0,144 \cdot 0,512}} 60 \cdot 1,6 = 314 \text{ об/мин.}$$

Следует сделать привод, что работа щетки при попутном движении происходит при значительных оборотах, что будет способствовать быстрому ее износу.

Мощность двигателя для привода щетки

$$N = \frac{pBh_{cp}v}{1000\eta} \cdot \frac{v \pm v_{щ}}{v_{щ}},$$

где знаки «плюс» и «минус» соответственно для встречного и попутного движений; p – удельное сопротивление очистке, на основании экспериментов $p=5\dots 18$ Н/см²; h_{cp} – средняя толщина очищаемого слоя материала, $h_{cp}=0\dots 0,5$ см; $v_{щ}$ – окружная скорость режущих кромок щетки, м/с,

$$v_{щ} = \frac{\pi dn}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,3 \cdot 40}{60} = 0,63 \text{ м/с};$$

$$N = \frac{pBh_{cp}v}{1000\eta_m} \cdot \frac{v + v_{щ}}{v_{щ}} = \frac{12 \cdot 80 \cdot 0,25 \cdot 1,6}{1000 \cdot 0,9} \cdot \frac{1,6 + 0,63}{0,63} = 1,14 \text{ кВт}.$$

Принимаем в качестве привода очистного устройства мотор-редуктор типа 1МЦ2С-80 (см. приложение) с параметрами: частота вращения выходного вала $n=45$ об/мин; тип электродвигателя 4АМХ80В4Р3; мощность электродвигателя $N=1,5$ кВт.

Прочностные расчеты элементов конвейера (валы, барабаны, подшипники и т.п.) производить по методикам, изложенным в курсе «Детали машин».

3.5.2 Расчет ленточного конвейера, транспортирующего грузы вниз

Исходные данные для расчета: производительность $Q = 300$ т/ч; длина конвейера $L = 350$ м; угол наклона конвейера $\beta = 10^\circ$; плотность транспортируемого груза $\rho = 0,9$ т/м³ (уголь рядовой); угол естественного откоса при движении (расчетный) $\varphi_0 = 20^\circ$ разгрузка через приводной барабан.

Так как общее сопротивление движению загруженной ленты $W_0 < 0$, то привод и натяжное устройство конвейера расположены в хвостовой части (рис. 3.45).

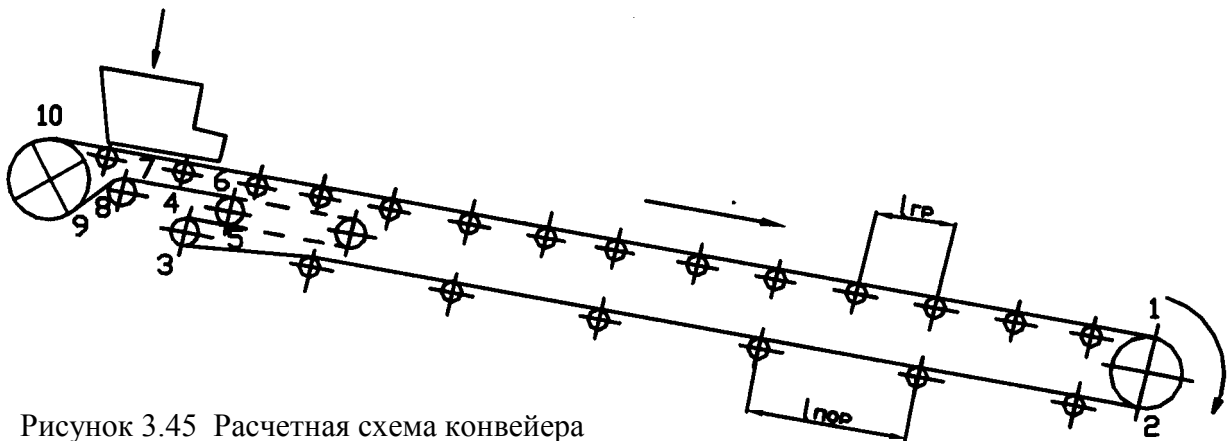


Рисунок 3.45 Расчетная схема конвейера

Ширина ленты

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q}{k_y C_{\text{вр}}}} + 0,05 \right) = 1,1 \left(\sqrt{\frac{300}{0,9 \cdot 550 \cdot 1,6 \cdot 0,9}} + 0,05 \right) = 0,77 \text{ м},$$

где $k_y=0,97$ – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера (табл. 3.14); $C=550$ – коэффициент производительности, зависящий от желобчатости ленты (рис. 3.34, табл. 3.13 и 3.38).

Согласно ГОСТ 20-85 принимаем ширину ленты $B = 800$ мм.

Расчетная схема трасса конвейера (рис. 3.45) разбивается на прямолинейные и криволинейные участки.

Минимальное натяжение ленты в точке 1 – S_1 .

Принимаем привод конвейера с одним приводным барабаном, угол обхвата которого $\alpha = 240^\circ$ (табл. 3.34).

Для выполнения тягового расчета ленточного конвейера, определяем погонные (линейные) нагрузки:

от транспортируемого груза

$$q_{zp} = \frac{Q}{3,6v} g = \frac{300}{3,6 \cdot 1,6} \cdot 9,81 = 510 \text{ Н/м};$$

от ленты

$$q_l = 1,1B(\delta i + \delta' + \delta'')g,$$

где $B = 0,80$ м – ширина принятой ленты; δ – толщина прокладки, 1,15...2,0 мм; i – количество прокладок принимается исходя из характеристики работы конвейера; принимаем $i = 4$; δ' – толщина рабочей обкладки, принимаем $\delta' = 3$ мм; δ'' – толщина нерабочей обкладки, принимаем $\delta'' = 1$.

$$q_l = 1,1 \cdot 0,8 \cdot (1,25 \cdot 4 + 3 + 1) \cdot 9,81 \approx 79 \text{ Н/м};$$

от веса вращающихся частей роликов:

рабочей ветви

$$q'_p = \frac{G'_p}{l_{zp}} g = \frac{15}{1,2} \cdot 9,81 = 122 \text{ Н/м};$$

порожной ветви

$$q''_p = \frac{G''_p}{l_{nop}} g = \frac{10}{2,4} \cdot 9,81 = 41 \text{ Н/м},$$

где l_{zp} – расстояние между роликотпорами на грузовой ветви, зависящее от плотности транспортируемого груза и ширины ленты (табл. 3.21), принимаем $l_{zp} = 1,2$ м; $l_{nop} = (2 \dots 3)l_{zp}$ – расстояние между роликотпорами на порожней ветви, $l_{nop} = (2 \dots 3)1,2 = 2,4 \dots 3,6$ м; принимаем $l_{nop} = 2,4$ м; G'_p и G''_p – масса вращающихся частей роликотпор соответственно для поддержания рабочей и порожней ветвей ленты (табл. 3.39); принимаем $G'_p = 15$ кг/м; $G''_p = 10$ кг/м.

Диаметр роликов принимаем в зависимости от ширины ленты и условий работы (табл. 3.39); нашем случае $d_p=89$ мм

Определение сопротивлений на участках конвейера и натяжения в характерных точках тягового контура. Расчет производим, обходя по контуру, начиная с точки 1, где будет минимальное натяжение.

Принимаем $S_1=S_{min}$

Натяжение в других точках ленты будет:

$$S_2=kS_1=1,05S_1,$$

где $k=1,05$ (табл. 3.36)

$$\begin{aligned} S_3=S_2+W_{2-3}&=1,05S_1+(q_l+q''_p)\cdot\omega'\cdot\cos\beta\cdot l_{2-3}+q_l\sin\beta\cdot l_{2-3}= \\ &=1,05\cdot S_1+(79+41)\cdot 0,035\cdot\cos 10^\circ\cdot 350+79\sin 10^\circ\cdot 350=1,05S_1+6042, \end{aligned}$$

где W – сопротивление перемещению ленты и груза на соответствующих участках; ω' – коэффициент сопротивления движению ленты, зависящий от типа подшипника, смазки, уплотнения, запыленности окружающей среды и других условий эксплуатации (табл.3.35 и 3.40).

Принимаем $\omega'=0,035$

$$S_4=kS_3=1,05(1,05S_1+6042)=1,1S_1+S_1+6344;$$

$$S_5\cong S_4=1,1S_1+6344;$$

$$S_6=kS_4=1,05(1,1S_1+6344)=1,16S_1+6661;$$

$$S_7=S_6=1,16S_1+6661;$$

$$S_8=kS_7=1,03(1,16S_1+6661)=1,19S_1+6861;$$

где $k=1,03$ (угол обхвата $\alpha=90^\circ$);

$$S_9=S_8=1,19S_1+6861.$$

От точки 1 идем на встречу движения грузовой ветви

$$\begin{aligned} S_{10}=S_1-W_{1-10}&=S_1-[(q_l+q_{zp}+q'_p)\cdot\omega'\cos\beta\cdot l_{1-10}-(q_l+q_{zp})\cdot\sin\beta\cdot l_{1-10}]= \\ &=S_1-[(79+510+122)\cdot 0,035\cos 10^\circ\cdot 350-(79+510)\sin 10^\circ\cdot 350]=S_1+27221. \end{aligned}$$

Для фрикционного привода, работающего в генераторном режиме,

$$S_{10}\leq S_9e^{f\alpha}.$$

Предельное состояние, при котором отсутствует скольжение барабана относительно ленты, записывается равенством

$$S_1+27221=(1,19S_1+6861)\cdot 2,72^{0,3\cdot 4,19},$$

где $e=2,72$ – основание натурального логарифма; f – коэффициент трения ленты по барабану (табл. 3.34); принимаем для наших условий барабан, футерованный резиной, с углом обхвата 240° (4,19 рад.)

$$S_1+27221=(1,19S_1+6861)\cdot 3,52;$$

$$S_1 = \frac{27221 - 24151}{4,19 - 1,0} = 962 \text{ Н.}$$

Определим минимально допустимое натяжение ленты в точке 1, исходя из максимально допустимого прогиба ленты между роlikоопорами

$$S_{1min} \geq \frac{(q_{2p} + q_l) \cos \beta \cdot l_{2p}^2}{8 \cdot 0,025 l_{2p}} = \frac{(q_{2p} + q_l) \cos \beta \cdot l_{2p}}{8 \cdot 0,025} = \frac{(510 + 79) \cos 10^\circ \cdot 1,2}{8 \cdot 0,025 \cdot 1,2} = 2900 \text{ Н.}$$

$$\text{Тогда } S_2 = 1,05 S_1 = 1,05 \cdot 2900 = 3045 \text{ Н;}$$

$$S_3 = 1,05 \cdot 2900 + 6042 = 9087 \text{ Н;}$$

$$S_4 = 1,05 S_3 = 1,05 \cdot 9087 = 9542 \text{ Н;}$$

$$S_5 = S_4 = 9542 \text{ Н;}$$

$$S_6 = 1,05 S_5 = 1,05 \cdot 9542 = 10018 \text{ Н;}$$

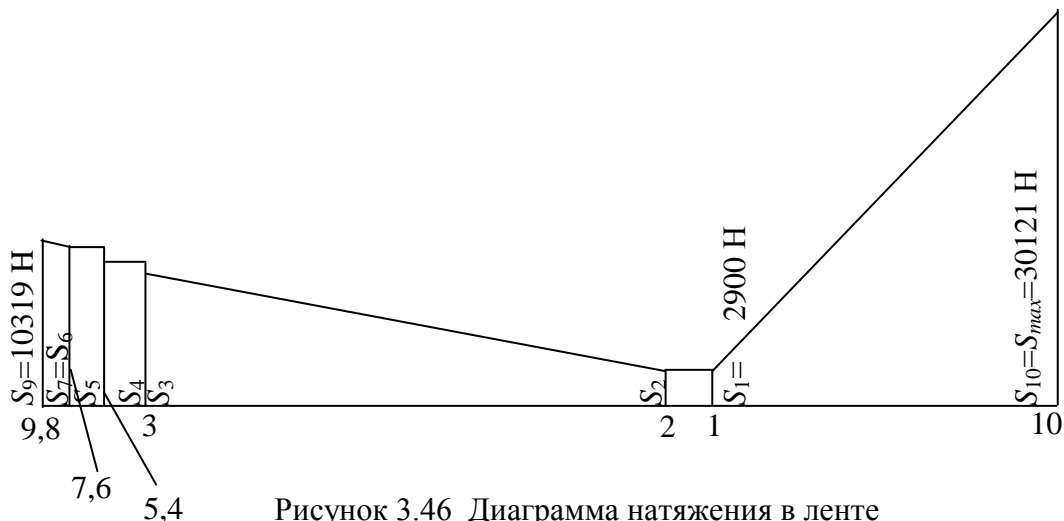
$$S_7 = S_6 = 10018 \text{ Н;}$$

$$S_8 = 1,03 S_7 = 1,03 \cdot 10018 = 10319 \text{ Н;}$$

$$S_9 = S_8 = 10319 \text{ Н;}$$

$$S_{10} = S_1 + 27221 = 2900 + 27221 = 300121 \text{ Н.}$$

Строим диаграмму натяжений в ленте (рис. 3.46).



Сопротивление, необходимое для удержания ленты от движения вниз,

$$W_0 = S_{10} - S_9 = 30121 - 10319 = 19802 \text{ Н.}$$

Мощность двигателя, работающего в генераторном режиме будет

$$N = k_3 \frac{W_0 \cup \eta_p}{1000} = \frac{19802 \cdot 1,6 \cdot 0,95}{1000} = 33 \text{ кВт,}$$

где $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса мощности.

Принимаем электродвигатель с повышенным пусковым моментом (см. приложение) тип 4АР200МЧУЗ, мощностью $N=37$ кВт; частота вращения $n=1470$ об/мин; $\frac{M_n}{M_n} = 2$ и $\frac{M_{max}}{M_n} = 2,2$.

При необходимости следует принимать асинхронный электродвигатель с фазовым ротором.

Выбор ленты. Принимаем ленту типа БКНЛ100 (табл. 3.1). Лента воспринимает максимальное натяжение $S_{max}=S_{10}=30121$ Н; запас прочности $m=10$.

$$i = \frac{S_{max}m}{\sigma_p B} = \frac{30121 \cdot 10}{1000 \cdot 80} = 3,77,$$

где $\sigma_p=1000$ Н/см ширины прокладки – разрывная прочность 1 см ширины прокладки.

Оставляем ленту с принятым ранее количеством прокладок $i=4$.

Пересчитывать конвейер не нужно.

Диаметр приводного барабана

$$D_{\phi}=(80\dots 200)i=(80\dots 200)\cdot 4=320\dots 800 \text{ мм.}$$

Для ленты шириной 800 мм принимаем барабан $D_{\phi}=630$ мм с футеровкой.

В этом случае $D=D_{\phi}+\Delta_{\phi}=630+40=670$ мм

Проверяем принятый барабан по допусжаемому давлению между лентой и барабаном

$$p = \frac{2S_{10}}{DB} \leq [p];$$

$$p = \frac{2 \cdot 30121}{67 \cdot 80} = 11 \text{ Н/см}^2 < [p]=40\dots 60 \text{ Н/см}^2.$$

По давлению барабан проходит. Натяжной и концевой барабаны принимаем

$$D_n=D_k=0,8D_{\phi}=0,8\cdot 630=504 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем $D_n=D_k=500$ мм.

Диаметр отклоняющего барабана

$D_0=0,65\cdot 630=410$ мм, принимаем $D_0=400$ мм.

Длина барабанов (табл. 3.28)

$$L_{\phi}=B+2m=800+2\cdot 75=950 \text{ мм,}$$

где $m=50\dots 75$ мм – запас длины барабана с учетом возможного схода ленты.

Частота вращения приводного барабана

$$n_{\phi} = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,67} = 45,6 \text{ об/мин.}$$

Передаточное число редуктора привода конвейера

$$u_p = \frac{n_{эл.дв.}}{n_{\sigma}} = \frac{1470}{45,6} = 32,2.$$

По каталогу (см. приложение) выбираем редуктор типа 1ЦЗУ-315 с передаточным числом $u_p=31,5$ с допускаемым крутящим моментом на тихоходном валу $M_{кр}=8000$ Н·м.

В нашем случае крутящий момент на тихоходном валу будет

$$M_m = \frac{9740 \cdot Nu_p \eta}{n_{эл.бв}} = \frac{9740 \cdot 37 \cdot 31,5 \cdot 0,96}{1470} = 7413 \text{ Н·м} < [M_m]=8000 \text{ Н·м}.$$

Исходя из условия более надежного торможения полностью загруженного конвейера, натяжное устройство располагаем около приводного барабана для натяжения набегающей ветви ленты. При установившемся режиме усилия натяжки

$$P_H = \frac{2S_5}{\eta_H} = \frac{2 \cdot 9542}{0,95} = 20088 \text{ Н}.$$

Ход натяжного устройства

$$\Delta L_{ну} = \frac{\Delta L_{зр} + \Delta L_{нор}}{2} + l_M,$$

где $l_M=0,3 \dots 1,0$ м – монтажный ход ленты (зависит от типа стыкового соединения концов ленты);

$$\Delta L_{зр} = \frac{\varepsilon}{S_n \cdot 100} \cdot \frac{S_{10} + S_1}{2} L_k = \frac{4}{320000 \cdot 100} \cdot \frac{30121 + 2900}{2} \cdot 350 = 0,72 \text{ м};$$

$$\Delta L_{нор} = \frac{\varepsilon}{S_p \cdot 100} \cdot \frac{S_2 + S_9}{2} L_k = \frac{4}{320000 \cdot 100} \cdot \frac{3045 + 10319}{2} \cdot 350 = 0,3 \text{ м};$$

$\varepsilon=2 \dots 5\%$ – относительная вытяжка ленты (зависит от типа прокладки); принимаем $\varepsilon=4\%$ (табл. 3.1); $S_p=\sigma_p \cdot i \cdot B=1000 \cdot 4 \cdot 80=320000$ Н – разрывная прочность всей ленты; $L_k=350$ м – длина конвейера; $\Delta L_{ну} = \frac{0,72 + 0,3}{2} + 0,8 \cong 1,3$ м.

Роликоопоры для поддержания рабочей и порожней ветвей конвейеров принимаем трехроликовые (для загруженной части ветви) и однороликовые (для порожней ветви). Диаметр роликов $d_p=89$ мм (108 мм).

Проверка конвейера на пуск и торможение. Пуск конвейера осуществляется при более благоприятных условиях, чем пуск горизонтального или наклонного (транспортирование груза вверх) конвейеров. Расчет конвейера на пуск производится по той же методике, что и конвейера, работающего при транспортировании груза по горизонтально-наклонным участкам.

Наиболее неблагоприятный случай для бремсбергового (транспортирование груза сверху вниз) конвейера – это торможение и остановка полностью загруженной ленты.

Сопротивление движению ленты (без воздействия составляющей веса груза $qL\sin\beta$) приближенно можно определить из выражения

$$W_0 = 1,1[(2q_l + q_{ep})\cos\beta + (q'_p + q''_p)]L\omega' = \\ = 1,1 \cdot [(2 \cdot 79 + 510) \cdot \cos 10^\circ + (122 + 41)] \cdot 350 \cdot 0,035 = 11063 \text{ Н,}$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий сопротивление на барабанах.

Статический момент на валу двигателя при торможении

$$M_{ст.м} = \frac{W_0 D \eta_m}{2u_p} = \frac{11063 \cdot 0,67 \cdot 0,95}{2 \cdot 31,5} = 112 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Момент инерции всех движущихся масс конвейера, приведенный к валу двигателя, при торможении

$$J_{пр.м} = \delta J_{р.м} + \frac{m_k R^2}{u_p^2} \eta_m,$$

где $J_p = \frac{GD^2}{4} g = \frac{1,17}{4} \cdot 9,81 = 2,9 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ – момент инерции ротора электродвигателя; J_m – момент инерции муфты (см. приложение); $J_m = 0,0356 \text{ кгс}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2 = 0,356 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$; $J_{р.м} = J_p + J_m = 2,9 + 0,356 = 3,256 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$; $\delta = 1,15$ – коэффициент, учитывающий момент инерции деталей привода, вращающихся медленнее, чем вал двигателя; m_k – приведенная масса движущихся частей конвейера и груза на нем,

$$m_k = \frac{k_y}{9,81} [(q_{ep} + 2q_l)L + \kappa_c G_p],$$

k_y – коэффициент, учитывающий упругое удлинение ленты, в результате чего не все массы конвейера приходят в движение одновременно. Для резинотканевых лент $k_y = 0,5 \dots 0,7$; для резинотросовых – $k_y = 0,85 \dots 0,95$ (более высокие значения k_y принимают для коротких конвейеров, низкие – для длинных ($> 100 \text{ м}$)); κ_c – коэффициент, учитывающий, что окружная скорость части вращающихся масс меньше, чем v , $\kappa_c = 0,7 \dots 0,9$; G_p – вес вращающихся частей роликов и барабанов конвейера, Н.

$$G_p = (q'_p + q''_p)L + \Sigma G_\delta = (122 + 41)350 + 9000 = 66050 \text{ Н.}$$

Вес вращающихся частей барабанов принимаем ориентировочно, после конструкторской проработки $\Sigma \delta \approx 9000 \text{ Н}$

$$\text{Тогда } m_k = \frac{0,6}{9,81} [(510 + 2 \cdot 79) \cdot 350 + 0,8 \cdot 66050] = 17531 \frac{\text{Н}\cdot\text{с}^2}{\text{м}};$$

$$J_{пр.м} = 1,15 \cdot 3,256 + \frac{17531 \cdot 0,335}{31,5^2} \cdot 0,95 = 9,66 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2.$$

Рассчитываемый конвейер, предназначенный для работы в транспортной цепи, должен иметь путь движения конвейерной ленты при ее остановке не более 2 м (во избежание засыпки узла перегрузки). Для избежания этого на быстром валу устанавливается тормоз.

Принимая изменения скорости ленты от $v=1,6$ м до $v_0=0$ линейным, получаем необходимое время торможения

$$t_m = \frac{2l_m}{v + v_0} = \frac{2 \cdot 2}{1,6 + 0} = 2,5 \text{ с.}$$

Тормозной момент

$$M_m = \frac{J_{np.m} \omega}{t_m} = \frac{9,66 \cdot 154}{2,5} = 594 \text{ Н·м,}$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1470}{30} = 154$ рад/с – угловая скорость вала электродвигателя.

Принимаем тормоз типа ТКГ-300 (см. приложение) с тормозным моментом 800 Н·м. В процессе работы конвейера следует отрегулировать тормоз на заданный тормозной момент.

3.5.3. Пример расчета ленточного конвейера с изменяющейся длиной транспортирования

За основу принят телескопический конвейер 1ЛТ100 с исходными данными: $Q=420$ т/ч; транспортируемый груз – уголь, плотность груза - $\rho=0,85$ т/м³ (см. приложение), кусковатость $a_{max} \leq 100$ мм; длина конвейера $L=700$ м; угол наклона $\beta=5^\circ$; скорость движения ленты $v=1,6$ м/с; местные условия: конвейер находится в технологической цепи с скребковым перегружателем. Конвейер имеет разнесенный двухбарабанный привод и уравнительное натяжное устройство, обеспечивающее поддержание необходимого натяжения ленты при работе привода в двигательном и тормозном режимах. Схема конвейера на рис. 3.47.

Определение ширины ленты

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q}{v C \rho k_y}} + 0,05 \right) = 1,1 \left(\sqrt{\frac{420}{1,6 \cdot 470 \cdot 0,8 \cdot 0,99}} + 0,05 \right) = 0,98 \text{ м,}$$

где $C=470$ коэффициент производительности, зависящий от желобчатости ленты (рис.3.34, табл. 3.13 и 3.38); $k_y=0,99$ – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера (табл. 3.14).

Согласно ГОСТ 20-85 принимаем ширину ленты $B=1000$ мм.

Принимаем привод конвейера с двумя приводными барабанами, с углом обхвата каждого $\alpha=210^\circ$.

Для выполнения тягового расчета определяем погонные массы от движущихся и вращающихся частей.

От транспортируемого груза

$$q_{gp} = \frac{Q}{3,6v} g = \frac{420}{3,6 \cdot 1,6} \cdot 9,81 = 715 \text{ Н/м.}$$

От ленты

$$q_l = 1,1B(\delta i + \delta' + \delta'')g = 1,1 \cdot 1,0 \cdot (1,9 \cdot 4 + 4 + 2) \cdot 9,81 = 147 \text{ Н/м},$$

где δ - толщина прокладки, $\delta=1,9 \dots 2,0$ мм (см. приложение); $B=1,0$ мм – ширина ленты; i – количество прокладок, $i=4$; δ' – толщина рабочей обкладки, зависит от абразивности груза и колеблется в пределах $2 \dots 6$ мм (см. приложение); δ'' – толщина нерабочей обкладки, $\delta'' = 0 \dots 3$ мм; $1,1 \text{ т/м}^3$ - удельная масса резиноканевой ленты;

Характеристика резиноканевых лент приведена в приложении.

От веса вращающихся частей роликов:

рабочей ветви

$$q'_p = \frac{G'_p}{l_{zp}} g = \frac{20}{1,25} \cdot 9,81 = 157 \text{ Н/м};$$

порожной ветви

$$q''_p = \frac{G''_p}{l_{nop}} g = \frac{12}{2,5} \cdot 9,81 = 47 \text{ Н/м},$$

где $l_{zp}=1,25$ м – расстояние между роликоопорами на грузовой ветви (табл. 3.21);

$$l_{nop} = (2 \dots 3)l_{zp} = (2 \dots 3) \cdot 1,25 = 2,5 \dots 3,75 \text{ м}.$$

G'_p и G''_p - масса вращающихся частей роликоопор для поддержания рабочей и порожней ветвей ленты (табл.3.39).

Принимаем $G'_p = 20$ кг и $G''_p = 12$ кг.

Ориентировочное значение максимального натяжения ленты

$$S_{max} = k_l W_n,$$

где k_l – коэффициент, учитывающий место расположения привода и угол наклона конвейера; принимается по табл. 3.41; W_n – ориентировочное значение тягового (тормозного) усилия привода, Н.

Ориентировочное значение тягового усилия привода W_n (Н) определяется по формуле

$$W_n = [(q + q_{zp})L_k \omega' \pm Hq_{zp}],$$

где q – масса движущихся частей незагруженного конвейера, приведенная к одному метру длины ленты, принимается по табл. 3.42; q_{zp} – масса груза, приведенная к одному метру длины ленты (определено ранее); L_k – длина конвейера, принимается по схеме трассы конвейера; H – высота подъема груза;

$$H = L \cdot \text{tg} \beta = 700 \cdot \text{tg} 5^\circ \cong 61 \text{ м}.$$

$$W_n = [(800 + 715) \cdot 700 \cdot 0,035 + 61 \cdot 715] = 80733 \text{ Н}.$$

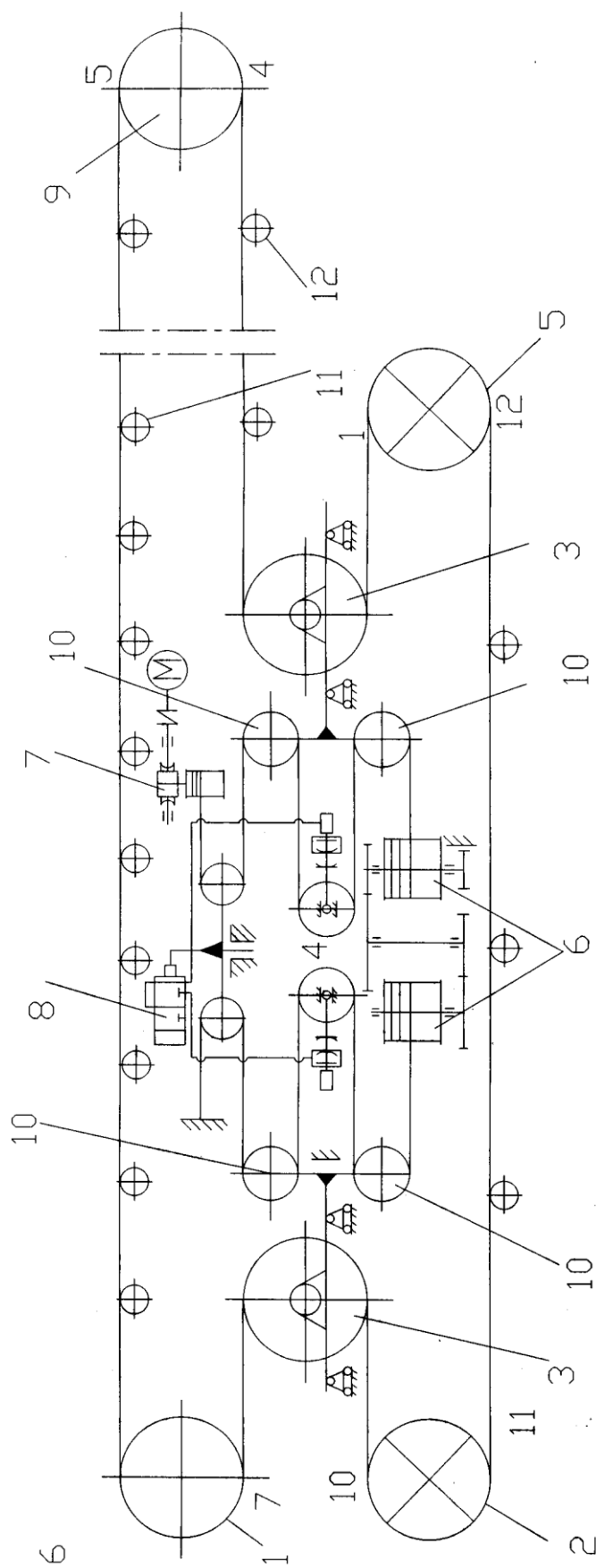


Рисунок 3.47 Кинематическая схема телескопического конвейера типа 1Л100ТК:

- 1 – разгрузочный барабан; 2 – приводной барабан головной секции, 3, 8 – натяжные барабаны;
- 4 – автоматическое натяжное устройство; 5 – приводной барабан промежуточной секции; ;
- 6 – выравнительный механизм натяжного устройства; 7 – лебедка; 8 – гидросистема;
- 9 – концевой барабан; 10 – блоки натяжного устройства; 11 – ролик опоры; 12 – нижний ролик

Таблица 3.41

Значения коэффициента k_n

Место расположения привода	Угол наклона конвейера β , град	Ориентировочное значение тягового фактора $e^{f\alpha}$ привода	Значение коэффициента k_n
В зоне максимального натяжения ленты	свыше -6	3	1,8
	-6...-3	4	2,2
	-3...3	6...10	1,1...1,2
	3...6	6	1,2
	6...10	4	1,3
	свыше 10	4	1,3
В зоне минимального натяжения ленты	-3...-6	4	2,9
	свыше -6	6	2,2

Таблица 3.42

Ширина ленты, B , м	Масса движущихся частей незагруженного конвейера, q , Н/м
0,8	600
1,0	800
1,2	1400
1,6	2100

Ориентировочное значение максимального натяжения ленты, Н

$$S_{max} = k_n W_n = 1,2 \cdot 80733 = 96880 \text{ Н.}$$

Номинальная (расчетная) прочность ленты

$$S_p = S_{max} k_3 k_\partial,$$

где $k_3 = 8,5$ – коэффициент запаса прочности ленты (табл. 3.16, 3.43); k_∂ – коэффициент, учитывающий перегрузку ленты при пуске; для конвейеров, работающих в двигательном режиме принимается по табл. 3.44 в зависимости от угла наклона конвейера, типа натяжного устройства и значения коэффициента k_n равного кратности среднего пускового тягового усилия привода при полной нагрузке конвейера. Значение коэффициента k_n принимается в зависимости от выбранного типа пускорегулирующих устройств.

При применении системы, обеспечивающей регулирование пускового усилия, например, пусковых гидромуфт – принимается $k_n = 1,2 \dots 1,4$.

Принимаем $k_\partial = 0,93$ для натяжного устройства с уравнительным механизмом, угла наклона $\beta = 5^\circ$ и коэффициента $k_n = 1,4$

$$S_p = 96880 \cdot 8,5 \cdot 0,93 = 765836 \text{ Н.}$$

Окончательно выбираем ленту типа ТЛК-200 с пределом прочности 2000 Н на см ширины прокладки и уточняем количество прокладок

$$i = \frac{S_p}{\sigma_p B} = \frac{765836}{2000 \cdot 100} = 3,8,$$

где $B=1000$ мм – ширина принятой ленты.

Таблица 3.43

Значение коэффициента k_3

Тип конвейера	Тип ленты	Угол наклона конвейера β , град	
		до 10	свыше 10
Грузовой	Резинотканевая	8,5	9,0
	Резинотросовая	7,0	8,5
Грузолюдской или людской	Резинотканевая	9,5	10,0
	Резинотросовая	8,5	9,5

Таблица 3.44

Значение коэффициента k_d

Тип натяжного устройства	Угол наклона конвейера, град	Значение коэффициента k_d зависимости от коэффициента k_n						
		1,1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,8	2,0
Натяжное устройство, обеспечивающее постоянное натяжение ветви ленты, сбегаящей с привода или с уравнительным механизмом	-3...+3	0,76	0,83	0,89	0,96	1,08	1,20	1,34
	3...10	0,75	0,81	0,87	0,93	1,05	1,16	1,30
	10...18	0,75	0,80	0,85	0,90	1,00	1,10	1,20
Жесткое натяжное устройство (натяжные каретки неподвижны при пуске)	-3...+3	0,75	0,79	0,83	0,87	0,95	1,04	1,12
	3...10	0,74	0,77	0,80	0,85	0,93	1,00	1,08
	10...18	0,73	0,76	0,79	0,83	0,89	0,95	1,01

Принятая лента с числом прокладок $i=4$ проходит.

Диаметр приводного барабана

$$D_{\delta} = (80 \dots 200) i = (80 \dots 200) \cdot 4 = 320 \dots 800 \text{ мм.}$$

Принимаем футерованный барабан $D_{\delta}=670$ мм с толщиной футеровки $\delta=20$ мм.

Частота вращения приводного барабана

$$n_{\delta} = \frac{60v}{\pi D_{\delta}} = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,67} = 45,6 \text{ об/мин.}$$

Значение тягового фактора двухбарабанного привода с независимой связью между барабанами определяется по формуле

$$A_{np} = e^{f\alpha} (k_p + 1) - k_p,$$

где $e = 2,72$ – основание натурального логарифма; $f = 0,35$ – коэффициент трения между поверхностью барабана и лентой (барабан футерован негорючей лентой); k_p – коэффициент распределения тягового усилия между барабанами с независимой связью; принимаем, $k_p = 1$ так как установленная мощность между приводными барабанами распределена поровну; α – угол обхвата лентой барабана, принимаем $\alpha = 210^\circ$ или $\alpha = 3,67$ рад

$$A_{np} = e^{0,35 \cdot 3,67} (1 + 1) - 1 = 6,22.$$

Тяговый фактор первого по ходу движения ленты, барабана

$$A_{\sigma} = e^{0,35 \cdot 3,67} = 3,61.$$

Минимальное натяжение ленты:

- у приводного барабана по условию исключения ее пробуксовки

$$S'_{min} \geq \frac{k_{mc} S_{max} k_{\partial}}{A} = \frac{1,2 \cdot 96880 \cdot 0,93}{6,22} = 17382 \text{ Н.}$$

Для гарантии исключения пробуксовки принимаем

$$S'_{min} = 19000 \text{ Н,}$$

где k_{mc} – коэффициент запаса тяговой способности привода для обеспечения пуска и торможения конвейера без пробуксовки в двигательном режиме; $k_{mc} = 1,4$ для натяжного устройства, обеспечивающего при пуске постоянное натяжение ветви, сбегаящей с привода; $k_{mc} = 1,2$ для уравнительного натяжного устройства.

Для жесткого натяжного устройства при пуске значения k_{mc} зависят от значений коэффициента k_n и показаны в табл. 3.45

Таблица 3.45

Значение коэффициента k_{mc}

Коэффициент k_n	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,8	2,0
Коэффициент k_{mc}	1,5	1,6	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5

- в контуре по условию провеса ленты

$$S''_{min} \geq 8l_{\sigma p} (q_{\sigma p} + q_k) = 8 \cdot 1,25 \cdot (715 + 147) \geq 8620 \text{ Н.}$$

Определение сопротивлений движению ленты:

на грузной ветви

$$W_{\sigma p} = [(q_{\sigma p} + q_l + q'_p) \omega' \cos \beta + (q_{\sigma p} + q_l) \sin \beta] L = \\ = [(715 + 147 + 157) \cdot 0,035 \cos 5^\circ + (715 + 147) \sin 5^\circ] \cdot 700 = 77346 \text{ Н;}$$

на порожней ветви

$$W_{nop} = [(q_l + q''_p) \omega' \cos \beta - q_l \sin \beta] L = \\ = [(147 + 47) \cdot 0,035 \cdot \cos 5^\circ - 147 \cdot \sin 5^\circ] \cdot 700 = -4220 \text{ Н}$$

Натяжение грузной ветви ленты при холостом ходе

$$W_{zp} = [(q_l + q'_p) \omega' \cos \beta + q_l \sin \beta] L = \\ = [(147 + 157) \cdot 0,035 \cos 5^\circ + 147 \sin 5^\circ] \cdot 700 = 16372 \text{ Н}$$

Натяжение ленты в характерных точках конвейера:

- режим максимальной загрузки

$$S_1 = S_{c\delta} = S_{min} = 19000 \text{ Н};$$

$$S_2 = S_1 = 19000 \text{ Н};$$

$$S_3 = kS_2 = 1,05 \cdot 19000 = 19950 \text{ Н},$$

где $k=1,05$ – коэффициент, учитывающий сопротивления на барабане (зависит от угла обхвата лентой барабана)

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = S_3 + (q_l + q''_p) \omega' \cos \beta l_{3-4} - q_l \sin \beta l_{3-4} = \\ = 19950 + (147 + 47) 0,035 \cos 5^\circ \cdot 700 - 147 \sin 5^\circ \cdot 700 = 15732 \text{ Н}$$

здесь условно принимаем длины участков порожней и грузной ветвей одинаковыми $l_{3-4} \cong l_{5-6} = 700 \text{ м}$.

$$S_5 = kS_4 = 1,05 \cdot 15735 = 16519 \text{ Н};$$

$$S_6 = S_5 + W_{5-6} = S_5 + (q_{zp} + q_l + q'_p) \omega' l_{5-6} \cos \beta + (q_{zp} + q_l) \sin \beta l_{5-6} = \\ = 16519 + (715 + 147 + 157) \cdot 0,035 \cdot \cos 5^\circ \cdot 700 + (715 + 147) \sin 5^\circ \cdot 700 = \\ = 93880 \text{ Н};$$

$$S_7 = kS_6 = 1,05 \cdot 93880 = 98575 \text{ Н};$$

$$S_8 = S_7 = 98575 \text{ Н};$$

$$S_9 = kS_8 = 1,05 \cdot 98575 = 103504 \text{ Н};$$

$$S_{10} = S_9 = 103504 \text{ Н}.$$

- режим холостого хода

$$S_1^{xx} = S_1 = 19000 \text{ Н};$$

$$S_2^{xx} = S_1^{xx} = 19000 \text{ Н};$$

$$S_3^{xx} = kS_2^{xx} = 1,05 \cdot 19000 = 19950 \text{ Н};$$

$$S_4^{xx} = S_3^{xx} + W_{3-4} = S_3^{xx} + (q_l + q''_p) \omega' \cos \beta l_{3-4} - q_l \sin \beta l_{3-4} = \\ = 19950 + (147 + 47) \cdot 0,035 \cdot \cos 5^\circ \cdot 700 - 147 \cdot \sin 5^\circ \cdot 700 = 15732 \text{ Н};$$

$$S_5^{xx} = kS_4^{xx} = 1,05 \cdot 15732 = 16519 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned}
S_6^{xx} &= S_5^{xx} + W_{5-6} = 16519 + (q_l + q'_p) \omega' \cos \beta l_{5-6} + q_l \sin \beta l_{5-6} = \\
&= 16519 + (147 + 157) \cdot 0,035 \cdot \cos 5^\circ \cdot 700 + 147 \cdot \sin 5^\circ \cdot 700 = 32889 \text{ Н}; \\
S_7^{xx} &= k S_6^{xx} = 1,05 \cdot 32889 = 34534 \text{ Н}; \\
S_8^{xx} &= S_7^{xx} = 34534 \text{ Н}; \\
S_9^{xx} &= k S_8^{xx} = 1,05 \cdot 34534 = 36260 \text{ Н}; \\
S_{10}^{xx} &= S_9^{xx} = 36260 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

Тяговое усилие привода

$$W_0 = S_9 - S_1 = 103504 - 19000 = 84504 \text{ Н}.$$

Установленная мощность привода

$$N_{ycm} = k_3 \frac{W_0 v}{1000 \eta_{np}} = 1,2 \cdot \frac{84504 \cdot 1,6}{1000 \cdot 0,85} = 190 \text{ кВт},$$

где $k_3 = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент запаса мощности; $\eta_{np} = 0,85$ – коэффициент полезного действия передачи двигатель – приводной барабан.

Принимаем на каждый приводной барабан электродвигатель типа МА-36-63-6Ф (см. приложение) с характеристикой $N = 100$ кВт; $n_{эл.дв.} = 985$ об/мин.

Передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n_{эл.дв.}}{n_6} = \frac{985}{45,6} = 21,6,$$

где $n_6 = 45,6$ об/мин – частота вращения барабана, определена ранее.

Принимаем редуктор типа 1Ц2У-400 с параметрами: $u_p = 20$; $M_{кр} = 22400$ Н·м (см. приложение).

Определяем действительный крутящий момент на тихоходном валу редуктора

$$M_{кр} = \frac{9740 N u_p \eta_{np}}{n_{эл.дв.}} = \frac{9740 \cdot 100 \cdot 20 \cdot 0,85}{985} = 16810 \text{ Н·м} < [M]_{кр} = 22400 \text{ Н·м}.$$

Тяговый фактор первого по ходу движения ленты приводного барабана

$$(e^{f\alpha})_1 = 1 + \frac{W_0 k_\phi}{(k_\phi + 1) S_{сб}} (e^{f\alpha})_2 = 1 + \frac{84504 \cdot 0,72}{(0,72 + 1) \cdot 19000 \cdot 3,58} = 1,52 < 3,61.$$

Тяговый фактор второго по ходу ленты приводного барабана

$$(e^{f\alpha})_2 = 1 + \frac{W_0}{(k_\phi + 1) \cdot S_{сб}} = 1 + \frac{84504}{(0,72 + 1) \cdot 19000} = 3,58 < 3,61,$$

где k_ϕ – коэффициент фактического распределения тягового усилия между барабанами;

$$k_{\phi} = \frac{1}{\varphi_2 \left(\frac{1}{\varphi_1} + \frac{\varepsilon_{норм}}{S_{норм}} \right)} = \frac{1}{984478 \left(\frac{1}{984478} + \frac{0,03}{72000} \right)} = 0,72;$$

φ_1 – жесткость механической характеристики первого по ходу приводного барабана, Н;

$$\varphi_1 = \frac{2M_n u \eta}{S_{ск} D_{пр}} = \frac{2 \cdot 1940 \cdot 20 \cdot 0,85}{0,1 \cdot 0,67} = 984478 \text{ Н};$$

φ_2 – жесткость механической характеристики второго по ходу приводного барабана, Н

$$\varphi_2 = \frac{2M_n u \eta}{S_{ск} D_{пр}} = \frac{2 \cdot 1940 \cdot 20 \cdot 0,85}{0,1 \cdot 0,67} = 984478 \text{ Н};$$

$\varepsilon_{норм}$ – нормируемое удлинение ленты при нормируемой рабочей нагрузке, принимается $\varepsilon_{норм}=0,03$ (табл. 3.1); $S_{норм}$ – нормированная рабочая нагрузка (натяжение) ленты, принимается по технической характеристике ленты; обычно принимается меньше прочности выбранной ленты на 10%.

В нашем случае $S_{норм}=72000$ Н; M_n – номинальный момент двигателя, принимается $M_n=1940$ Н·м по технической характеристике выбранного двигателя МА-36-65-6Ф(см. приложение); $S_{ск}$ – суммарное номинальное скольжение двигателя; принимаем $S_{ск}=0,1$ из условия сохранения расчетного распределения нагрузки между барабанами.

Определение передаточного отношения уравнительного механизма.

Холостой ход:

$$i_x = \frac{\left| S_{н\bar{o}}^x (1+k) - G_1 (\omega' \cos \beta + \sin \beta) \right| \pm \frac{2}{\eta} [(1+k) + \pm \sqrt{[S_{н\bar{o}}^x (1+k) + G_1 (\omega' \cos \beta + \sin \beta)]^2 - \frac{4}{\eta} \left[S_{с\bar{o}}^x (1+k) + G_2 \left(\omega' \cos \beta + \sin \beta + \frac{u}{g} \right) \right] \frac{G_1 u}{g}}}{+ G_2 \left(\omega' \cos \beta + \sin \beta + \frac{u}{g} \right)}}$$

где $S_{н\bar{o}}^x = S_{10}^x$; $S_{с\bar{o}}^x = S_{1}^x$; $k=1,05$ – коэффициент, учитывающий сопротивления на обводных барабанах; G_1 – вес каретки с барабанами со стороны высоких натяжений ленты; G_2 – вес натяжной каретки, принимаем $G_1 = G_2 = 1000...1500$ кг; $u=0,3$ м/с² – ускорение движения натяжной каретки со стороны низких натяжений; $g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

Рекомендуемые передаточные отношения уравнительного механизма.

β, град	$-3^\circ \dots +2^\circ$	$3^\circ \dots 12^\circ$
Q, т/ч	200...500	
i	5,1	4,18

Максимальная нагрузка:

$$i_{2p} = \frac{[S_{н\bar{6}}(1+k) - G_2(\omega' \cos \beta)] \pm \frac{2}{\eta} [S_{с\bar{6}}(1+k) + \pm \sqrt{[S_{н\bar{6}}(1+k) - G_1(\omega' \cos \beta + \sin \beta)]^2 - \frac{4}{\eta} [S_{с\bar{6}}(1+k) + G_2(\omega' \cos \beta + \sin \beta + \frac{4}{g})]}]}{+ G_2(\omega' \cos \beta + \sin \beta + \frac{4}{g})}$$

где $S_{н\bar{6}} = S_{10}$ – натяжение в набегающей на каретку точке ленты при загруженном ходе.

Рекомендуемые значения передаточного отношения уравнительного механизма от угла установки конвейера представлены в табл. 3.46.

Определение натяжений в характерных точках ленты при работе конвейера с уравнительным механизмом:

При максимальной нагрузке

$$S_1 = \frac{W_0}{i-1} = \frac{84504}{4,18-1} = 26574 \text{ Н},$$

где i – передаточное число механизма (табл. 3.46)

$$S_2 = S_1 = 26574 \text{ Н};$$

$$S_3 = kS_2 = 1,05 \cdot 26574 = 27903 \text{ Н};$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = S_3 + (q_n + q''_p) \omega' \cos \beta l_{3-4} - q_n \sin \beta l_{3-4} = \\ = 27903 + (147 + 47) \cdot 0,035 \cdot \cos 5^\circ \cdot 700 - 147 \cdot \sin 5^\circ \cdot 700 = 23685 \text{ Н};$$

$$S_5 = kS_4 = 1,05 \cdot 23685 = 24869 \text{ Н};$$

$$S_6 = S_5 + (q_{ep} + q_n + q'_p) \omega' \cos \beta l_{5-6} + (q_{ep} + q_n) \sin \beta l_{5-6} = \\ = 24869 + (715 + 147 + 157) \cdot 0,035 \cdot \cos 5^\circ + (715 + 147) \cdot \sin 5^\circ \cdot 700 = 102230 \text{ Н};$$

$$S_7 = kS_6 = 1,05 \cdot 102230 = 107342 \text{ Н};$$

$$S_8 = S_7 = 107342 \text{ Н};$$

$$S_9 = kS_8 = 1,05 \cdot 107342 = 112710 \text{ Н};$$

$$S_{10} = S_9 = 112710 \text{ Н}.$$

На холостом ходу

$$S_1^{xx} = \frac{S_{H\bar{O}}^x - S_{C\bar{O}}^x}{i - 1};$$

$$S_2^{xx} = S_1^{xx};$$

$$S_3^{xx} = KS_1^{xx} = 1,05S_1^{xx};$$

$$S_4^{xx} = S_3^{xx} + (q_L + q_p'')\omega' \cos \beta l_{3-4} - q_L \sin \beta l_{3-4} = 1,05S_1^{xx} + (147 + 47) \cdot 0,035 \cdot \cos 5^\circ \cdot 700 - 147 \cdot \sin 5^\circ \cdot 700 = 1,05S_1^{xx} - 2189;$$

$$S_5^{xx} = kS_4^{xx} = 1,05 \cdot (1,05S_1^{xx} - 2189) = 1,10S_1^{xx} - 2299;$$

$$S_6^{xx} = 1,10S_1^{xx} - 2299 + (q_L + q_p')\omega' \cos \beta l_{5-6} + q_L \sin \beta l_{5-6} = 1,10S_1^{xx} - 2299 + (147 + 157) \cdot 0,035 \cos 5^\circ \cdot 700 + 147 \cdot \sin 5^\circ \cdot 700 = 1,10S_1^{xx} + 14071;$$

$$S_7^{xx} = kS_6^{xx} = 1,05 \cdot (1,10S_1^{xx} + 14071) = 1,16S_1^{xx} + 14775;$$

$$S_8^{xx} = S_7^{xx} = 1,16S_1^{xx} + 12538;$$

$$S_9^{xx} = kS_8^{xx} = 1,05 \cdot (1,16S_1^{xx} + 14775) = 1,22S_1^{xx} + 15513;$$

$$S_{10}^{xx} = S_9^{xx} = 1,22S_1^{xx} + 15513.$$

Решаем уравнение

$$S_1^{xx} = \frac{(1,22S_1^{xx} + 15513) - S_1^{xx}}{4,18 - 1};$$

$$S_1^{xx} = \frac{15513}{3,18 - 1,22} = 7915 \text{ Н};$$

Натяжение в характерных точках:

$$S_1^{xx} = 7915 \text{ Н}; S_2^{xx} = 7915 \text{ Н};$$

$$S_3^{xx} = 8311 \text{ Н}; S_4^{xx} = 6122 \text{ Н};$$

$$S_5^{xx} = 6428 \text{ Н}; S_6^{xx} = 22778 \text{ Н};$$

$$S_7^{xx} = 23916 \text{ Н}; S_8^{xx} = S_7^{xx} = 23916 \text{ Н};$$

$$S_9^{xx} = 25112 \text{ Н}; S_{10}^{xx} = 25112 \text{ Н}.$$

Сопротивления нижней и верхней ветвей на холостом ходу с учетом сопротивлений на барабанах:

$$W_H^{xx} = S_4^{xx} - S_1^{xx} = 6122 - 7915 = -1793 \text{ Н};$$

$$W_6^{xx} = S_{10}^{xx} - S_5^{xx} = 25112 - 6428 = 18684 \text{ Н.}$$

Определение натяжений в характерных точках ленты при перетяжке на холостом ходу.

При работе конвейера с уравнительным механизмом на холостом ходу, если окажется, что натяжение в ленте в порожней ветви у хвостового барабана S_4^x меньше допустимых в этом месте по провесу $S_{хв.пор.}$ или S_1^x меньше $S_{min}^x, S_{пров}^x$ или $S_{н.б.}$, следует увеличить, т.е. ленту перетянуть.

Натяжение в ленте при перетяжке определяется следующим образом

$$S_1^x = S_{min}^{cb} \left(1 + \frac{i+1}{4} \right) - \frac{W_n^x}{4} - \frac{W_6^x}{4} = 6122 \cdot \left(1 + \frac{4,18-1}{4} \right) - \frac{-1793}{4} - \frac{18684}{4} = 6766 \text{ Н,}$$

где S_{min}^{cb} – минимально допустимое натяжение в ленте в точке сбегания с привода; S_{min}^{cb} – принимается большим из $S_{н.б.}, S_{min}^{xx}, S_{пров}^{xx}$; $i=4,18$ – передаточное отношение уравнительного механизма; W_n^{xx} и W_6^{xx} – соответственно сопротивления нижней и верхней ветвей конвейера.

В нашем случае $S_1^{xx} = 6766 \text{ Н} > S_{min}^{cb}$ поэтому следует произвести перетяжку.

Определение удлинений ветвей конвейера и длины направляющих

Удлинение порожней ветви при максимальной нагрузке:

$$\Delta l_{пор}^2 = \frac{\varepsilon}{100 S_p} \cdot \frac{S_1 + S_4}{2} L = \frac{3}{100 \cdot 800000} \cdot \frac{19000 + 15732}{2} \cdot 700 = 4,5 \text{ м,}$$

где $S_p = B \sigma i = 100 \cdot 2000 \cdot 4 = 800000$ Н – разрывная прочность принятой ленты; $i=4$ – количество прокладок; $\sigma=2000$ Н/см ширины прокладки – прочность 1 см ширины прокладки.

Удлинение порожней ветви при холостом ходе

$$\Delta l_{пор}^x = \frac{\varepsilon}{100 S_p} \cdot \frac{S_4^x + S_1^x}{2} L = \frac{3}{100 \cdot 80000} \cdot \frac{6122 + 7915}{2} \cdot 700 = 1,8 \text{ м.}$$

Абсолютное удлинение порожней ветви

$$\Delta l_{пор}^{max} = \Delta l_{пор}^2 - \Delta l_{пор}^x = 4,5 - 1,8 = 2,7 \text{ м.}$$

Удлинение грузовой ветви при максимальной нагрузке

$$\Delta l_{зр}^2 = \frac{\varepsilon}{100 S_p} \cdot \frac{S_5 + S_6}{2} L = \frac{3}{100 \cdot 80000} \cdot \frac{24869 + 102230}{2} \cdot 700 = 16,7 \text{ м.}$$

Удлинение грузовой ветви при холостом ходе

$$\Delta l_{zp}^{xx} = \frac{\varepsilon}{100S_p} \cdot \frac{S^{xx} + S_6^{xx}}{2} L = \frac{3}{100 \cdot 80000} \cdot \frac{6428 + 22778}{2} \cdot 700 = 3,8 \text{ м.}$$

Абсолютное удлинение грузовой ветви

$$\Delta l_{zp}^{max} = \Delta l_{zp}^z - \Delta l_{zp}^x = 16,7 - 3,8 = 12,9 \text{ м.}$$

Полезное перемещение натяжной каретки

$$l_n^{max} = \frac{\Delta l_{zp}^{max}}{2} = \frac{12,9}{2} \cong 6,5 \text{ м.}$$

Рабочее перемещение натяжной каретки

$$l_p^{max} = \frac{l_n^{max} \cdot i}{i - 1} = \frac{6,5 \cdot 4,18}{4,18 - 1} = 8,5 \text{ м.}$$

Перемещение каретки со стороны набегающей ветви при максимальной нагрузке:

$$\Delta h^{max} = \frac{l_p^{max}}{i} = \frac{8,5}{4,18} = 2 \text{ м.}$$

Определение удлинений ветвей конвейера и хода кареток при пуске максимально загруженного конвейера.

При определении удлинений ветвей конвейера при пуске с максимальной нагрузкой принимаем усилие в ленте в m раз больше, чем при работе конвейера с максимальной нагрузкой, т.е.

$$S_{\text{пуск}} = k_n S_{\text{max}}$$

где k_n - коэффициент, учитывающий перегрузки при пуске, принимаем $k_n = 1, 2 \dots 1, 4$.

Абсолютное удлинение порожней ветви при пуске максимально загруженного конвейера:

$$\Delta l_{\text{пор}}^{\text{пуск}} = k_n (l_{\text{пор}}^z - \Delta l_{\text{пор}}^{\text{max}}) = 1,2 (4,5 - 2,7) = 3,6 \text{ м,}$$

где $k_n = 1, 2 \dots 1, 4$ - коэффициент, учитывающий удлинение ленты при пуске.

Абсолютное удлинение грузовой ветви при пуске максимально загруженного конвейера

$$\Delta l_{zp}^{\text{пуск}} = k_n (\Delta l_{zp}^z - \Delta l_{zp}^{\text{max}}) = 1,2 (16,7 - 12,9) = 4,6 \text{ м.}$$

Абсолютное удлинение всей ленты при пуске

$$\Delta l_{\text{лента}} = \Delta l_{\text{пор}}^{\text{пуск}} + \Delta l_{zp}^{\text{пуск}} = 3,6 + 4,6 = 8,2 \text{ м.}$$

Полезное перемещение натяжной каретки при пуске

$$l_n^{\text{пуск}} = \frac{\Delta l_{\text{лента}}}{2} = \frac{8,2}{2} = 4,1 \text{ м.}$$

Рабочее перемещение натяжной каретки при пуске

$$l_p^n = \frac{l_n^{пуск} \cdot i}{i - 1} = \frac{4,1 \cdot 4,18}{4,18 - 1} = 5,4 \text{ м.}$$

Удлинение ветвей конвейера при холостом ходе

$$\Delta l^{xx} = \Delta l_{nop}^{xx} + \Delta l_{zp}^{xx} = 1,8 + 3,8 = 5,6 \text{ м.}$$

Перемещение каретки при холостом ходе

$$l_x = \frac{\Delta l^x}{2} = \frac{5,6}{2} = 2,8 \text{ м.}$$

Длина направляющих

$$l_{напр} = l_p^{max} + l_p^{пуск} + l_x = 8,5 + 5,4 + 2,8 = 16,7 \text{ м.}$$

Расчет пусковых режимов

Расчет производится по максимальной производительности конвейера.

Время пуска конвейера

$$t_n = \frac{\upsilon m_k}{W_p (k_n - 1)} = \frac{1,6 \cdot 158730}{84504 \cdot (1,4 - 1)} = 7,5 \text{ с,}$$

где k_n — кратность среднего пускового тягового усилия к тяговому усилию привода при полной загрузке; принимается $k_n=1,4$ для системы, обеспечивающей регулирование пускового усилия.

m_{np} — масса вращающихся частей привода

$$m_{np} = \frac{(1,3 \dots 1,4) GD_p^2 u^2}{D_{np}^2} = \frac{1,35 \cdot 60 \cdot 20^2}{0,67^2} = 72176 \text{ кг;}$$

GD_p^2 — маховый момент ротора; для двигателя типа МА-36-62-6Ф,

$GD_p^2 = 60 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; m_k — масса движущихся и вращающихся частей

$$m_k = \frac{(2q_l + q_{zp} + q'_p + q''_p) L_k}{g} + m_{np} =$$

$$= \frac{(2 \cdot 147 + 715 + 157 + 47) \cdot 700}{9,81} + 72176 = 158730 \text{ кг.}$$

Время торможения t_m , с

$$t_m = \frac{\upsilon m_k g}{W_{m.дин}},$$

где $W_{m.дин}$ — динамическое тормозное усилие, приведенное к валу приводного барабана, Н

$$W_{m.дин} \leq m_k g (f_l \cos \beta - \sin \beta) = 0,35 \cdot 9,81 \cdot (0,35 \cdot \cos 5^\circ - \sin 5^\circ) = 329800 \text{ Н;}$$

f_l — коэффициент трения между тормозной лентой и тормозным шкивом, $f_l=0,3 \dots 0,5$. Принимаем $f_l=0,30$.

Принимаем $W_{T.дин}=300000$ Н. Тогда

$$t_m = \frac{1,6 \cdot 158730 \cdot 9,81}{300000} = 8,3 \text{ с.}$$

Тормозное усилие, приведенное к валу приводного барабана

$$W_m = W_{m.дин} - W_0 = 300000 - 84500 = 215596 \text{ Н.}$$

Тормозной момент тормоза

$$M_m = \frac{W_m D_{np.б} \eta}{2u} = \frac{215496 \cdot 0,67 \cdot 0,85}{2 \cdot 20} = 3068 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Принимаем двухколодочный тормоз типа ТКГ-600М с электрогидротолкателем с тормозным моментом $M_m=5000$ Н·м и диаметром тормозного шкива $D_{ш}=600$ мм.

3.6. Резервы расширения области применения шахтных ленточных конвейеров

В настоящее время более 50% себестоимости угля составляют расходы на его транспортировку от очистного забоя к поверхности шахты, что делает актуальным поиск резервов повышения эффективности использования шахтных транспортных средств, в частности ленточных конвейеров.

Отечественная промышленность выпускает шахтные ленточные конвейеры из унифицированных блоков. параметры которых соответствуют мировым стандартам, что позволяет решать вопросы обеспечения транспортировки полезного ископаемого в условиях роста концентрации горных работ, увеличение числа забоев и производительности добычи. Однако анализ параметров конвейеров существующего унифицированного ряда показывает, что установленная мощность приводов второго типоразмера в 2 раза и более превосходит соответствующие показатели конвейеров первого типоразмера (см. табл. 3.47). На практике такой разрыв приводит, как правило, к неэффективному использованию конвейеров.

Таблица 3.47

Сравнение установленных мощностей конвейера из унифицированных блоков

Тип конвейера	Мощность привода, кВт, для типоразмера		Степень возрастания энерговооруженности
	1	2	
Л80У	45	110; 165	2; 3
Л100У	75	150; 220; 330; 500	2; 3; 4,4; 6,7
Л120У	500	750; 1000; 1500	1,5; 2; 3

Длина конвейера унифицированного ряда, принятого для установки в условиях конкретной горной выработки по приемной способности определяется мощностью привода:

$$L_{\partial on} = 10^3 N v \{ [k(q_2 + 2q_n + q' + q'') \omega \cos \beta + q_2 \sin \beta] \upsilon g \}^{-1}, \quad (3.45)$$

где k – коэффициент, учитывающий сосредоточенные силы сопротивления движению; q_2 – распределенная линейная нагрузка от транспортируемого груза; q' , q'' – распределенная линейная нагрузка от вращающихся частей соответственно верхних и нижних роlikоопор; ω – коэффициент сопротивления движению ленты по роlikоопорам; υ – скорость движения ленты конвейера; $g=9,8$ м/с²; N – установленная мощность привода; v – КПД привода.

Допустимую по мощности привода длину конвейера второго типоразмера можно определить из выражения

$$L_{\partial on}^{(2)} = c L_{\partial on}^{(1)},$$

где c – степень возрастания энерговооруженности; $L_{\partial on}^{(1)}$ – допустимая по мощности привода длина конвейера первого типоразмера в тех же условиях.

Тогда вероятность равенства допустимой длины конвейера требуемой длине транспортирования L_{mp} составит

$$P \{ L_{\partial on}^{(1)} = L_{nh} \} = [L_{\partial on}^1 (c - 1)]^{-1}.$$

Видно, что с увеличением энерговооруженности конвейера вероятность совпадения допустимой и требуемой длин уменьшается. Для существующих параметров унифицированных приводных блоков условие $L_{\partial on} = L_{mp}$ выполняется крайне редко и, как правило, при работе конвейерных линий имеет место соотношение $L_{\partial on} > L_{mp}$. Неиспользование энерговооруженности конвейера второго типоразмера при $c=2$ может достигать до 50%, а при $c>2$ – превосходить этот уровень.

Кроме создания неиспользуемых резервов в энерговооруженности конвейеров принятая концепция стандартизации их унифицированных приводных блоков с резким наращиванием параметра c обуславливает в большинстве случаев неиспользование шахтных конвейеров при эксплуатации по приемной

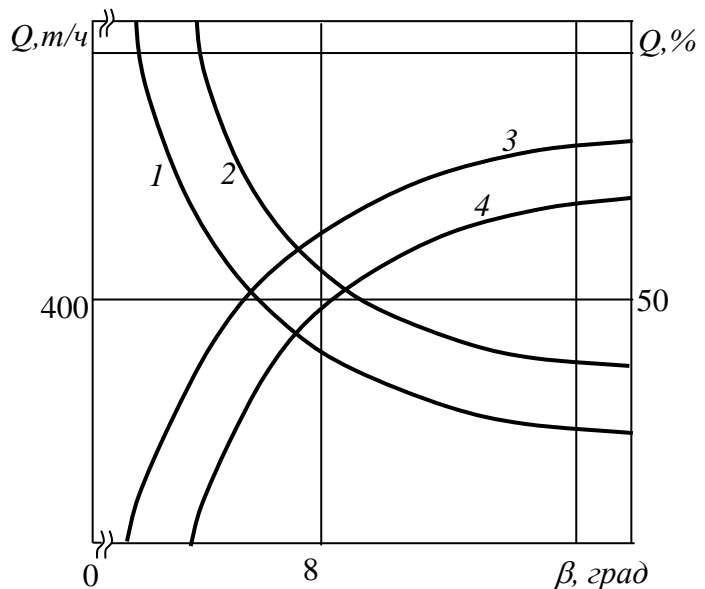


Рисунок 3.48 Зависимости производительности Q конвейера 2Л100У-01 и его недоиспользования по приемной способности от угла установки β :
 1 – $Q(\beta)$ при $L=700$ м; 2 – $Q(\beta)$ при $L=500$ м;
 3 – $Q(\beta)$ при $L=700$ м; 4 – $Q(\beta)$ при $L=500$ м

способности. Особенно это относится к наклонным конвейерам, у которых даже при полном использовании их энерговооруженности, т.е. в идеальном случае при $L_{дон} = L_{мп}$, наблюдаются значительные резервы по загрузке грузонесущего органа. В качестве иллюстрации приведена зависимость производительности Q конвейера 2Л100У-01 при полном использовании его энерговооруженности от угла установки β (рис. 3.48). На рисунке представлена также расчетная зависимость резерва приемной способности ленты конвейера θ . Анализ показывает, что с увеличением β при $L_{дон} = L_{мп}$ производительность конвейера резко падает. Одновременно с этим возрастает резерв θ . Так, уже при $\beta=9^\circ$ недоиспользование приемной способности ленты конвейера достигает 50% при длине 500 м и 60% при длине 700 м. Для предельного угла установки рассматриваемого конвейера $\beta=18^\circ$ показатель резерва θ составил более 78 и 64% для конвейера длиной 700 и 500 м, соответственно.

Полученные результаты объясняются тем, что при данных угле и длине транспортирования мощности приводной станции конвейера недостаточно для его работы с полностью заполненной лентой. Для эффективного использования приемной способности при этом необходимо уменьшить длину установки, принимая несколько более коротких конвейеров, или увеличивать энерговооруженность приводной станции, что на практике означает использование конвейера следующего типоразмера. Но, как показано выше, при этом, как правило, имеет место соотношение $L_{дон} > L_{мп}$, что приводит к существенному недоиспользованию мощности приводных блоков применяемых конвейеров.

Таким образом, вследствие существенного развития энерговооруженности шахтных ленточных конвейеров, мощность их приводных блоков и приемная способность лент используется в процессе эксплуатации неэффективно. Одним из путей реализации резервов повышения эффективности работы конвейерного транспорта может быть расширение номенклатуры производства конвейеров для более полного соответствия их параметров грузопотокам. Однако такое решение приведет к дополнительным сложностям в сфере производства, существенному повышению затрат на изготовление конвейеров.

Рациональным решением задачи повышения эффективности использования подземных конвейеров следует признать установку на серийных машинах промежуточных приводов. Об этом свидетельствует, в частности, опыт совместной работы кафедры горнозаводского транспорта и логистики ДонНТУ и шахтоуправления «Октябрьское» ПО «Донецкголь», где в 1985 году на конвейере 1ЛТ80 бортового конвейерного ходка I панельной лавы пласта l'_8 шахты «Октябрьский рудник» успешно прошел межведомственные испытания и был сдан в опытно-промышленную эксплуатацию ленточный магнитно-фрикционный промежуточный привод ЛМФП. Опыт его эксплуатации в течение 1985 года при отработке I панельной лавы, а затем в течение 1987 года в аналогичных условиях при отработке II панельной лавы того же пласта показал, что применение приводов ЛМФП позволяет расширить технические границы

применимости серийных шахтных конвейеров по длине установки, исключив при этом пункты перегрузки.

Однако промежуточные приводы данной конструкции на конвейерах с резиноканевыми лентами, к которым относятся конвейеры типа Л80, могут передавать тяговые усилия только на нижней ветви грузонесущего органа. Это не позволяет полностью реализовать преимущества промежуточных приводов на ленточных конвейерах, в частности по снижению натяжений грузонесущих лент до уровня, допускающего применение более дешевых лент меньшей прочности. Кроме того, привод ЛМФП, рассчитанный на использование магнитных дополнительных побудителей сцепления, имеет повышенную массу и металлоемкость.

Области применения данных серийных конвейеров, в том числе снабженных ленточным промежуточным приводом с установленной мощностью двигателя 32 кВт приведены на рис. 3.49. В левой части рисунка показаны применительно к рассматриваемым конвейерам зависимости затрат на транспортирование материалов от длины конвейеров. Абсолютные затраты были отнесены к условной величине затрат на транспорт конвейером 1Л80У при $L=0$.

Анализ построенных диаграмм показывает, что применение промежуточного привода позволяет расширить область применения конвейеров без существенного увеличения затрат. Так, например, для транспортирования в условиях бортового конвейерного хода VI панельной лавы пласта l'_8 шахты «Октябрьский рудник», определяемых точкой A ($L=900$ м; $Q=200$ т/ч), могут быть использованы два последовательно установленных конвейера 1Л80У либо один конвейер 2Л80У или 2Л80У-01, не оборудованные промежуточными приводами. При этом, как видно из диаграммы, мощность приводов конвейеров будет недоиспользована, так как $L_{дон} > L_{мп}$. Минимальное недоиспользование наблюдается при применении одного конвейера 2Л80У и составляет около 30% установленной мощности.

Использование промежуточного привода в конвейере 1Л80У расширяет его область применения и делает возможной транспортировку полезного ископаемого в условиях, определяемых точкой A , при помощи одного конвейера 1Л80У. При этом недоиспользование мощности привода конвейера снижается в

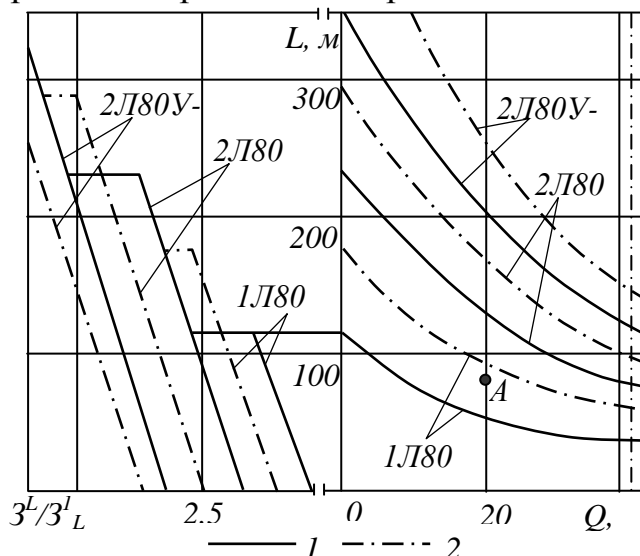


Рисунок 3.49 Границы зон применимости горизонтальных конвейеров с шириной ленты 800 мм:
1 – без промежуточного привода;
2 – с промежуточным приводом

шесть раз, а затраты на транспортировку являются наименьшими из возможных при использовании в данных условиях конвейеров без промежуточного привода.

Применение ленточного фрикционного промежуточного привода в конвейерах унифицированного ряда с шириной ленты 800 мм, кроме уже известных преимуществ, позволяет с минимальными затратами достичь более точного согласования подводимой мощности с режимами работы, повысить эффективность использования приемной способности лент и установленной мощности приводов, расширив область применения стандартных ленточных конвейеров. Используя предложенную методику, можно показать, что этот вывод справедлив для всех подземных ленточных конвейеров унифицированного ряда, серийно выпускаемых в настоящее время предприятиями горного машиностроения.

Вопросы для самоконтроля к главе 3

1. На что основан принцип действия ленточных конвейеров?
2. При каких условиях возможна работа ленточного конвейера с гладкой лентой?
3. Как устроена резинотканевая конвейерная лента? От чего зависит прочность ленты?
4. Как влияет на производительность ленточного конвейера форма сечения потока груза (желобчатость роlikоопор)?
5. По каким соображениям приводной барабан рекомендуется выполнять бочкообразной формы?
6. Какие типы натяжных устройств рекомендуются к применению на ленточных конвейерах? Охарактеризуйте их.
7. Почему приводной барабан размещают в конце рабочей ветви (у места разгрузки)?
8. Как определить тяговое усилие на приводном барабане?
9. Как правильно должно быть выполнено загрузочное устройство ленточного конвейера?
10. Какие факторы являются определяющими при выборе роликов и их шага установки?
11. Расскажите о технических возможностях ленточных конвейеров.
12. Расскажите о порядке проектирования и расчета ленточного конвейера.
13. Расскажите о конструкции роликов и их значении для ленточных конвейеров.
14. Недостатки грузовых натяжных устройств?

15. Каким образом можно увеличить тяговый фактор (тяговую способность) в ленточном конвейере?
16. Преимущества канатного става по сравнению с металлическим?
17. Назовите способы разгрузки груза в любом месте става конвейера.
18. Где обычно размещают устройства для очистки ленты и перечислите их конструкции?
19. В чем заключается особенность работы телескопического ленточного конвейера?
20. Расскажите о назначении и принципах работы грузоподъемных ленточных конвейеров.
21. Изобразите схему классификации перспективного ряда ленточных конвейеров для угольных шахт.
22. От чего зависит максимальная скорость движения ленты и приведите примеры?
23. Что такое коэффициент производительности и от чего он зависит?
24. Какие факторы влияют на величину распределенных сопротивлений?
25. В каких местах возникают сосредоточенные сопротивления и как они определяются?

4.1. Общая характеристика и устройство крутонаклонных ленточных конвейеров

За последние годы развитие конвейеростроения характеризуется внедрением крутонаклонных конвейеров во всех отраслях хозяйства. Это можно объяснить тем, что использование крутонаклонных конвейеров дает значительную экономию средств за счет уменьшения длины конвейера, снижения объема подготовительных и капитальных работ, а также уменьшения эксплуатационных расходов по сравнению с транспортированием груза на ту же высоту при помощи конвейеров обычной конструкции.

Например, при высоте подъема груза 40 м, длина конвейера с гладкой лентой и установленного под углом 18° будет 135 м, конвейер, оборудованный рифленой лентой при угле установки 30° имеет длину 85 м, а конвейер с прижимной лентой при угле установки 45° будет иметь длину 60 м (рис. 4.1).

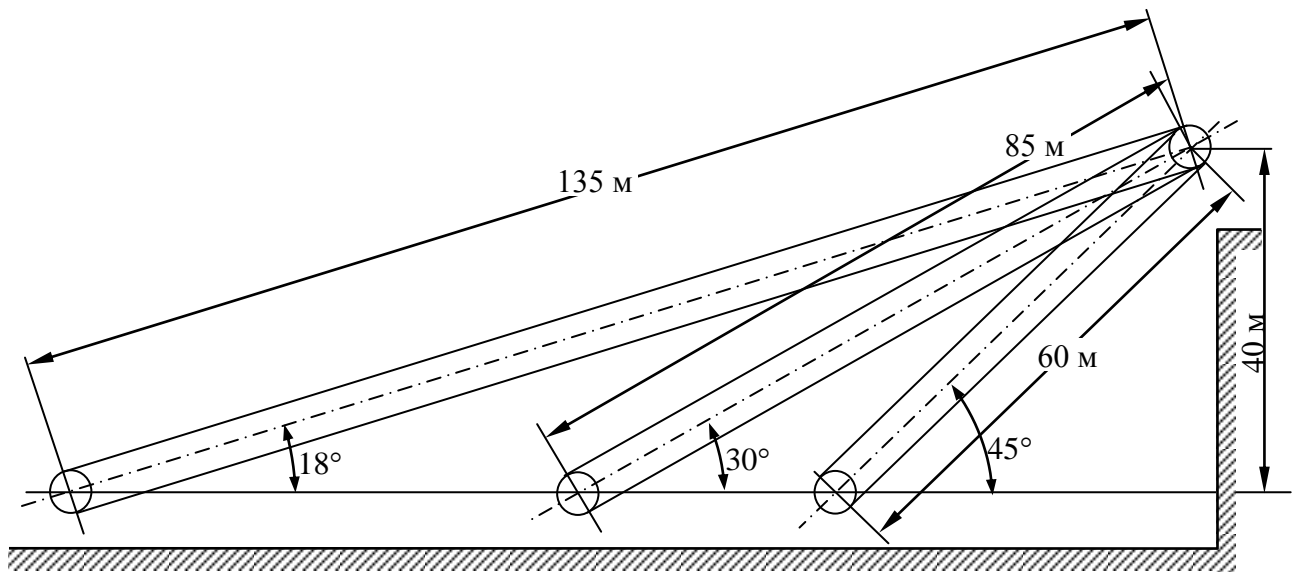


Рисунок 4.1 Схема зависимости длины конвейера от угла наклона

Основной проблемой, возникающей при увеличении угла наклона, является способ удержания груза на несущем органе конвейера, т.к. при увеличении угла свыше “критического” сила трения груза о несущий орган становится меньше продольной составляющей веса груза, который начинает скользить вниз.

Как показывают расчеты, более высокая стоимость крутонаклонных конвейеров по сравнению с конвейерами обычной конструкции быстро окупается за счет высоких технико-экономических показателей.

Сравнение крутонаклонного конвейера с конвейером обычного типа показывает, что вес последнего в 3-4 раза больше, что обуславливает большую стоимость его изготовления и большие габариты по длине.

Крутонаклонные конвейеры используются в угольной и горнорудной промышленности, на предприятиях строительной и огнеупорной промышленности, на зерновых складах и в пищевой промышленности. Эти конвейеры широко используются при совмещении транспортирования с различными технологическими операциями.

Существует большое разнообразие конструкций крутонаклонных конвейеров. При их создании главным вопросом является вопрос удержания транспортируемого груза на ленте. По этому признаку все конструкции крутонаклонных конвейеров можно разделить на несколько основных групп:

- 1) Конвейеры с гладкой лентой, имеющей форму глубокого желоба;
- 2) Конвейеры с профилированной лентой;
- 3) Конвейеры с прижимной лентой;
- 4) Комбинированные конвейеры.

Конвейеры с гладкой лентой, имеющей форму глубокого желоба (рис.4.2). Увеличение допустимого угла наклона при такой конструкции

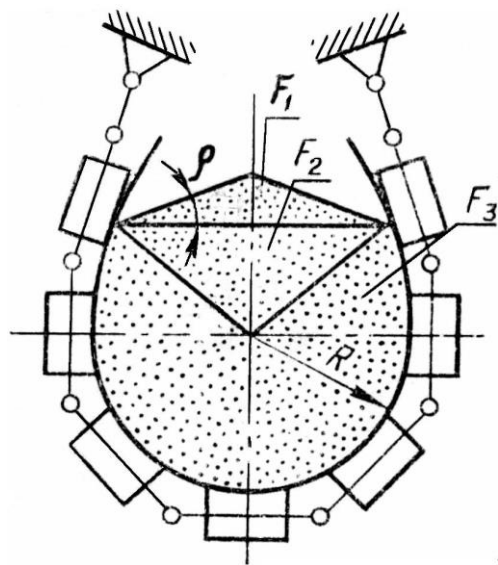


Рисунок 4.2 Схема роlikоопоры дискового типа (глубокий желоб)

осуществляется благодаря возникающим при придании ленте подвесными роlikоопорами формы глубокого желоба боковым силам. Эти силы вызывают повышение нормального давления груза на ленту, что приводит к возрастанию сил сцепления перемещаемого груза с рабочей обкладкой ленты.

Поверхность слоя груза на таком конвейере остается открытой и потому угол его наклона не может быть больше угла откоса груза в насыпке.

Допустимый угол наклона конвейера можно определить по выражению:

$$\operatorname{tg} \beta \leq \frac{1,5 f_D}{\psi} A,$$

где A - коэффициент, зависящий от условий давления груза на ленту; f_D - динамический коэффициент трения перемещаемого груза о конвейерную ленту; ψ - коэффициент, характеризующий степень заполнения поперечного сечения ленты.

При заполнении поперечного сечения легкосыпучими материалами угол наклона конвейера может быть доведен до 30° , а для связных материалов, имеющих более высокие коэффициенты внутреннего и внешнего трения, в некоторых случаях даже до 40° .

К этим конвейерам можно отнести и конвейеры с трубчатой лентой.

Конвейеры с профилированной лентой. В России, Украине и в других странах получили распространение конвейеры с профилированными лентами, то есть лентами, на рабочей поверхности которых расположены выступы различных профилей и различной высоты. Эти выступы препятствуют сползанию груза по ленте при повышенных углах транспортирования грузов.

В зависимости от формы и высоты выступов профилированные ленты подразделяются на рифленые, ленты с выступами, с бортами и перегородками.

Рифленые ленты (рис.4.3, а). Наибольшее применение получили следующие типы лент: с поперечными выступами; с выступами пирамидального профиля; с выступами волнистого профиля; с выступами в виде стерженьков; с пластинчатыми выступами; с шероховатой поверхностью (изготавливается с помощью ткани “Олбо”).

Высота выступа таких лент составляет 3–10 мм, что дает возможность увеличить угол наклона конвейера при транспортировании насыпных грузов до $25\text{--}30^\circ$, а штучных грузов – до $30\text{--}35^\circ$. Рифленые ленты применяют в конвейерах как с прямыми так и с желобчатыми роликоопорами. Ширина ленты колеблется в пределах 400–1000 мм.

Применяется при механизации погрузочно-разгрузочных работ на железнодорожных станциях, аэропортах, складах, при транспортировании сыпучих грузов в горнодобывающей промышленности.

Изготовление таких лент налажено на Лисичанском заводе РТИ.

Конвейерные ленты с перегородками (выступами). Дальнейшим конструктивным развитием рифленых лент является ленты с выступами (перегородками), которые изготавливаются из высококачественной прочной резины с большим сопротивлением истиранию. Формовка и вулканизация перегородок обычно производятся одновременно с изготовлением ленты или при помощи холодной вулканизации к готовой ленте (рис.4.3, б, в).

Перегородки бывают низкие ($20 \div 30$ мм) и высокие (до 200 мм).

При наличии низких перегородок лента свободно проходит по нижним роликам обычной конструкции. Для высоких перегородок необходима специальная конструкция нижних роликов.

Ленты с высокими перегородками нашли применение в основном на перегружателях (зерновые и другие склады) и на конвейерах небольшой длины.

На Краснолучском машзаводе были созданы конвейеры с тремя лентами. Основная лента (тяговая) имеет ширину 1000 мм и гладкую поверхность. Для удержания груза на ленте на тяговую ленту накладываются две ленты с

высокими перегородками. Ширина этих лент по 500 мм. Число прокладок в них пониженное, т.к. они служат только для удержания груза. Движение их осуществляется за счет фрикционной связи с основной лентой.

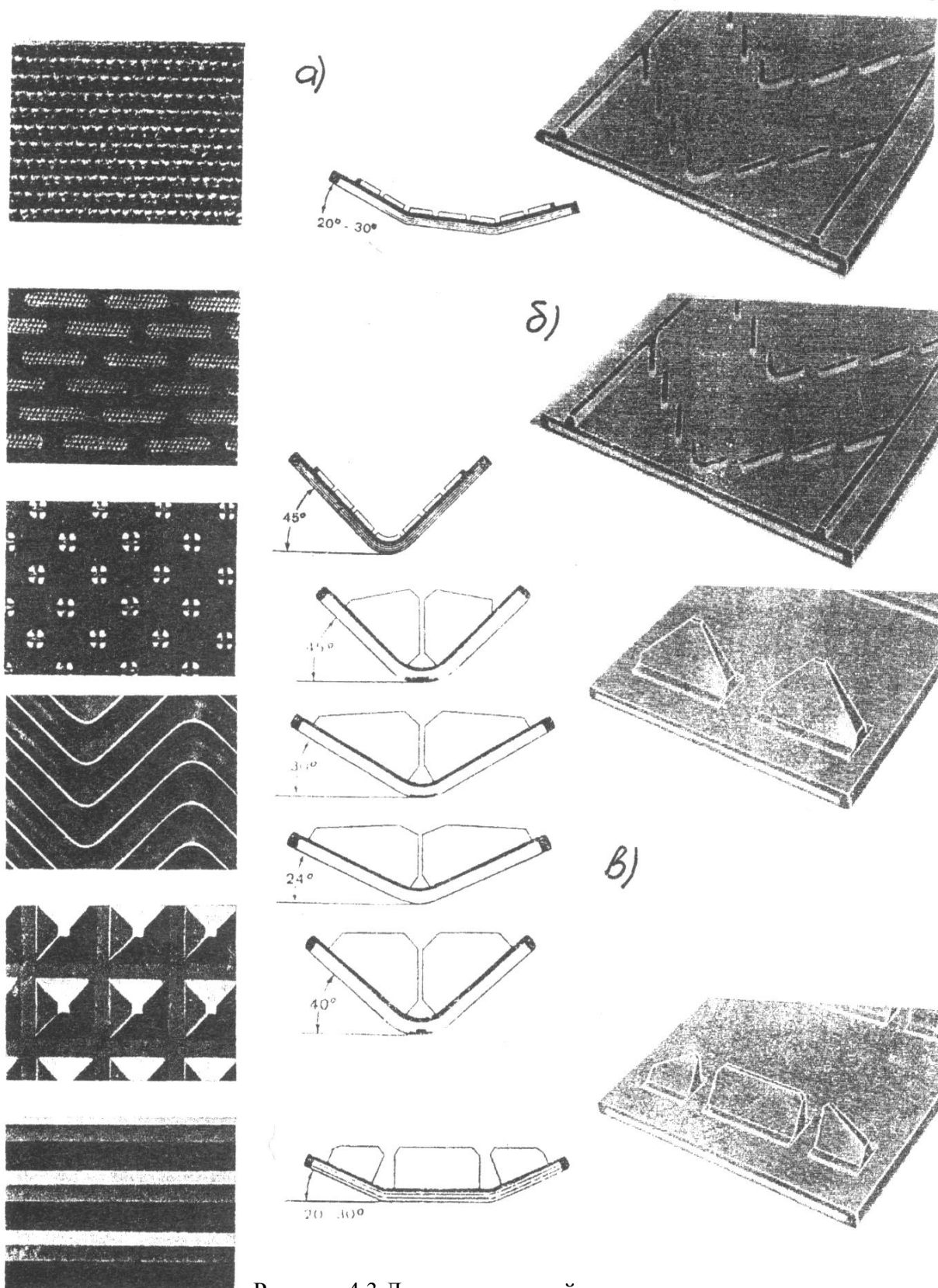


Рисунок 4.3 Ленты для конвейеров с повышенным углом наклона:
а – рифленая; *б* – низкие перегородки; *в* – высокие перегородки

Для прохождения ленты по нижней ветви, ленты с перегородками возле привода и в конце конвейера переворачиваются и тем самым двигаются и по нижней ветви перегородками вверх.

Некоторое распространение подобные ленты получили в Германии, России, Англии.

Производительность конвейеров с лентой с высокими перегородками зависит от шага их установки, угла наклона конвейера и высоты перегородок.

Конвейеры с высокими перегородками предназначены для транспортирования грузов под углом до 60° , а с низкими перегородками – до 30° .

С увеличением угла наклона конвейера производительность его резко снижается. Так, например, при ширине ленты 1000 мм, скорости $v = 1,0$ м/с, угле установки конвейера $\beta = 30^\circ$, высоте перегородок 133 мм и угле естественного откоса груза 20° – производительность $Q = 170$ м³/ч; при $\beta = 40^\circ$, $Q = 120$ м³/ч; при $\beta = 50^\circ$, $Q = 75$ м³/ч и при $\beta = 60^\circ$, $Q = 50$ м³/ч.

В 1973 году Донгипроуглемашем совместно с Александровским машзаводом и Лисичанским заводом РТИ был изготовлен конвейер длиной 600 м с перегородками высотой 25 мм. Конвейер показал относительно хорошие эксплуатационные качества при транспортировании угля под углом до 27° .

В настоящее время налажено серийное производство таких конвейеров на Краснолучском машзаводе.

Конвейеры с гофрированной лентой и ячейкового типа. В некоторых случаях к конструкциям ленточных конвейеров предъявляют особые требования в отношении осуществления изгибов в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Этим требованиям может удовлетворить конвейер с гофрированной лентой (рис. 4.4).

Наиболее рациональной конструкцией является складчатая конвейерная лента с гофрами. При такой конструкции осуществляется изгиб ленты на очень малых радиусах поворота за счет изменения геометрической формы гофров без напряжений в каркасе ленты. Одновременно гофры позволяют транспортировать насыпной груз под углом наклона $30\text{--}40^\circ$.

Создание конвейеров с гофрированной лентой идет по двум направлениям. В первом случае лента собирается из отдельных кусков различной кратной длины. Гофры получены во время изготовления ленты на заводе РТИ. Для придания ленте каркасности, в нее вставляют рессоры с отогнутыми концами, что придает ленте желобчатость.

Во втором случае гофры формируются непосредственно на обычной гладкой ленте и закрепляются специальными валиками. Увеличение сечения груза на ленте обеспечивается специальными листами, закрепленными по бокам ленты.

В обоих случаях в таких конвейерах тяговые и несущие функции разделены. Тяговым органом является круглозвенная цепь, соединенная с лентой через специальные соединительные звенья. Передача движения от тяговой цепи к ленте осуществляется каретками, имеющими два ходовых и два направляющих ролика.

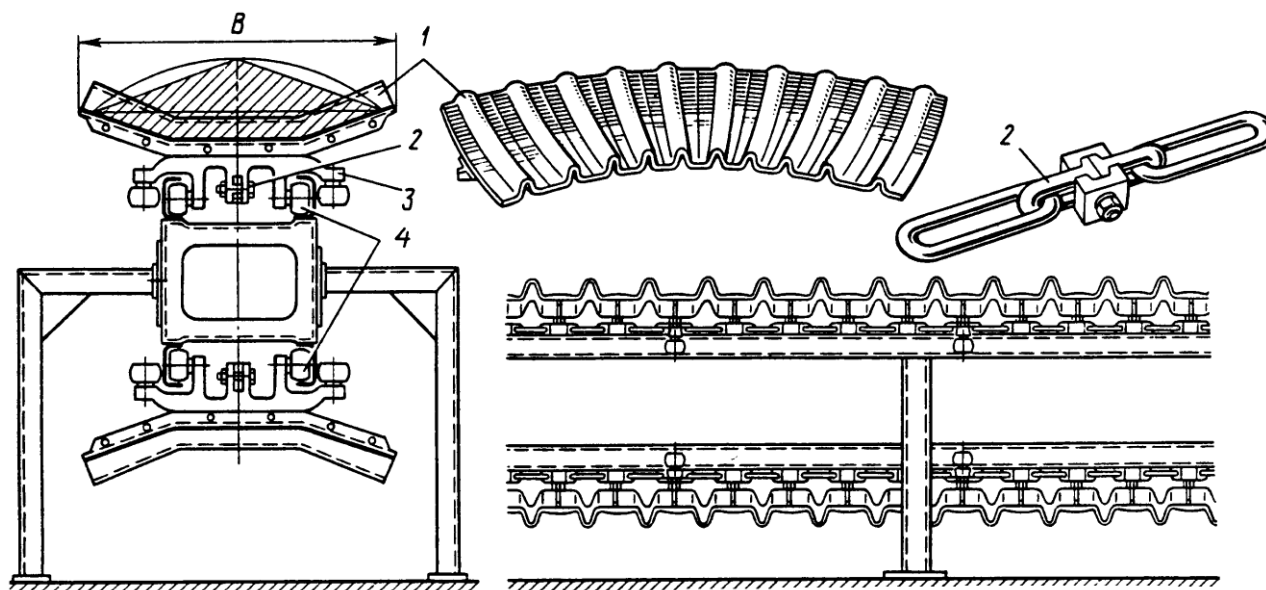


Рисунок 4.4 Конвейер с гофрированной лентой конструкции фирмы “Штюббе” (Германия):
1 – лента, 2 – цепь; 3 – ролики направляющие; 4 – ролики ходовые

Скорость транспортирования до 1,07 м/с. Производительность до 350 т/ч.

Конвейеры с гофрированными лентами созданы в России, Германии, Англии и Японии.

Недостатком таких конвейеров является сложность конструкции.

Ячейковые конвейеры предназначены для транспортирования массовых насыпных грузов. Особенностью конструкции конвейеров является применение специального ячейкового несущего полотна, обеспечивающего транспортировку груза под углом до 60°.

Ячейковые конвейеры могут быть ленточного или цепного типов.

Конвейеры с прижимной лентой. Работа этих конвейеров основана на принципе увеличения нормального давления груза на ленты, которое конструктивно достигается тем, что верхняя (покрывающая) лента прижимает груз к нижней (грузонесущей) ленте либо за счет собственного веса, либо при помощи специальных прижимных устройств (рессорных, гидравлических и т.п.) (рис.4.5).

В качестве прижимной ленты используются или приводные, или бесприводные резиноканевые ленты или специальные цепные ленты. В последнем случае прижимные устройства дополнительно не устанавливаются.

Достоинствами таких конвейеров являются: 1) возможность транспортирования грузов под углом до 90°; 2) независимость производительности от

угла наклона и 3) высокая герметичность, что имеет особое значение при перемещении пылящих грузов. К недостаткам следует отнести значительную конструктивную сложность, повышенный расход ленты и электроэнергии.

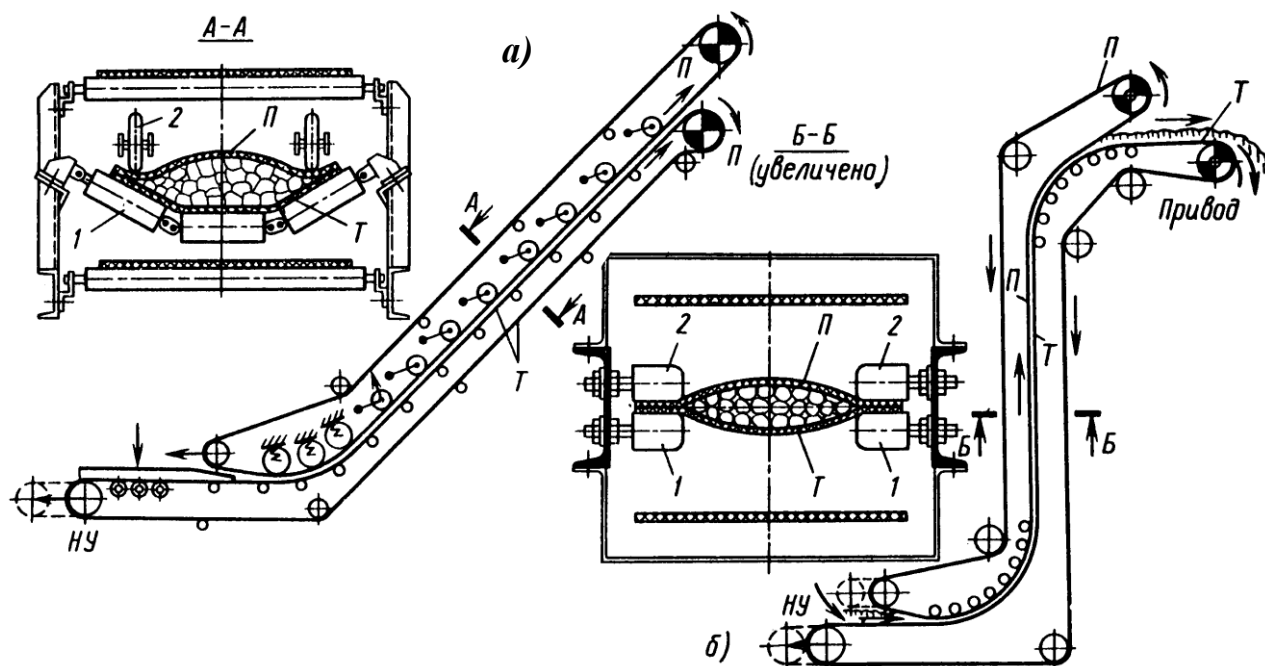


Рисунок 4.4. Схемы конвейеров с прижимной лентой:
а - с крутонаклонной трассой; *б* - зетобразной трассой; *Т* - транспортирующая лента; *П* - прижимная лента; *1* - опорные роликоопоры; *2* - прижимные роликоопоры

Недостатками всех крутонаклонных конвейеров являются:

- 1) снижение производительности с увеличением угла наклона (особенно характерно для профилированных лент);
- 2) затрудненность очистки ленты;
- 3) сложность поддержания нижней ветви (ленты с высокими перегородками);
- 4) усложненность конструкции.

Особенности расчета крутонаклонных конвейеров. Конвейеры с низкими перегородками. Особенности расчета являются:

- 1) обоснование высоты и шага перегородок на ленте;
- 2) определение допустимого угла наклона перегородок к продольной оси ленты;
- 3) определение погонного веса рифленой ленты;
- 4) определение производительности конвейера. Факторами, определяющими высоту и шаг выступов на ленте (рис.4.6) являются: коэффициент трения материала о ленту, насыпной вес, гранулометрический состав, угол естественного откоса транспортируемого материала и необходимый угол

наклона конвейера. Из схемы расположения груза на ленте вес груза, находящегося на ленте в пределах одного шага выступов,

$$G = F t \rho,$$

где F – площадь поперечного сечения транспортируемого насыпного груза; t – шаг выступов; ρ – насыпной вес груза.

Сила, действующая на выступы, расположенные перпендикулярно к продольной оси ленты,

$$P = G \sin \beta - T$$

или

$$P = G(\sin \beta - f' \cos \beta),$$

где T – сила трения насыпного груза о ленту в пределах одного шага выступов; β – угол наклона конвейера; $f' = 0,7f$ – коэффициент трения груза о ленту в движении; f – коэффициент трения груза о ленту в покое.

Удельное давление, приходящееся на выступы шириной b и высотой h ,

$$\sigma = \frac{P}{bh}.$$

Максимально допустимое удельное давление при условии отсутствия осыпания груза через выступы:

$$\sigma_{max} = \frac{h_1 \rho}{k_n},$$

где h_1 – средняя высота слоя груза; k_n – коэффициент подвижности насыпного груза

$$k_n \cong tg^2 \frac{90 - \varphi}{2},$$

где φ – угол внутреннего трения транспортируемого груза.

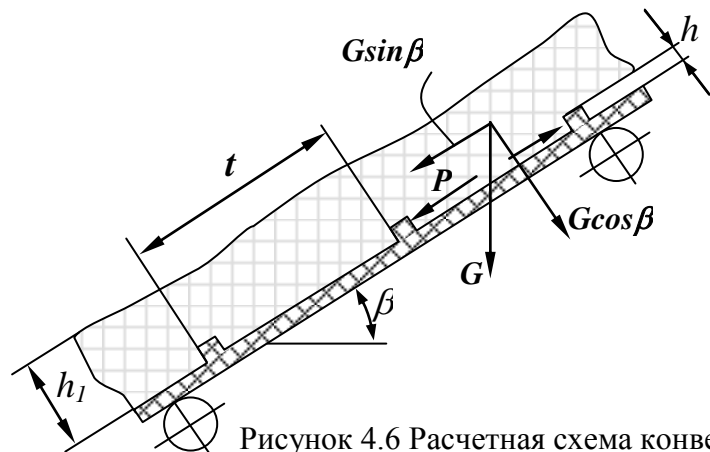


Рисунок 4.6 Расчетная схема конвейера низкими перегородками

Необходимо, чтобы $\sigma \leq \sigma_{max}$. В этом случае высота выступов и их шаг будут соответствовать принятому углу наклона конвейера β . Например, при $\beta = 30-35^\circ$ необходимо $h = 7-10$ мм.

Допустимый угол наклона выступов к продольной оси ленты можно определить по выражению:

$$\alpha \leq 2 \arctg \frac{-f + \sqrt{f^2 - (m^2 - 1)}}{m + 1},$$

где $m = fctg\beta$.

Найденное значение угла α является предельным. Так, например, при $\beta=45^\circ$ допустимые углы наклона выступов $\alpha=35\div 45^\circ$ (для угля) и $\alpha=30\div 35^\circ$ (для известняка).

Погонный вес ленты можно определить по выражению:

$$q_0 = 1,1 \left[B(1,25i + \delta' + \delta'') + \frac{2hb}{\sin \alpha} \right],$$

где B – ширина ленты в м; i – количество прокладок в ленте; δ' и δ'' – толщина соответственно верхней и нижней обкладок в мм; h – высота выступа, мм.

Производительность конвейера

$$Q = 3600 F v \rho k_2,$$

где $F = B^2 [0,16k_y \operatorname{tg}(0,35\varphi) + 0,0435]$ – площадь сечения груза на ленте; k_2 – геометрический коэффициент производительности (обычно $k_2 = 0,95 \div 0,98$),

$$k_2 = 1 - \frac{V_g}{V_2};$$

k_y – коэффициент, учитывающий уменьшение площади F при увеличении угла наклона; φ – угол естественного откоса груза в состоянии покоя; V_2 – объем транспортируемого груза на 1 м; V_g – объем, занимаемый выступами на 1 м.

Конвейеры с лентами с высокими перегородками. В этих конвейерах необходимо определять производительность, исходя из возможности ее уменьшения с увеличением угла наклона конвейера

$$Q = 3600 \frac{V \rho k_2}{l},$$

где $V = lF \left[1 - \frac{l}{h_1 \operatorname{ctg}(\beta - \varphi_0)} + \frac{1}{3} \frac{l^2}{h_1^2 \operatorname{ctg}^2(\beta - \varphi_0)} \right]$ – объем груза, расположенно-

го между перегородками, м³; $F = B [0,16 \operatorname{tg}(0,35\varphi) + 0,0435]$ – площадь сечения груза на ленте; l – расстояние между перегородками (шаг) в м; ρ – плотность груза, кг/м³; h_1 – высота слоя груза на ленте, м; φ_0 – угол естественного откоса груза в продольном сечении.

Конвейеры с прижимной лентой. Расчет такого конвейера состоит из определения основных параметров: ширины ленты; усилий, необходимых для удержания груза на крутонаклонном участке между двумя лентами, сопротивления на отдельных участках и мощности конвейера (рис. 4.7).

Для нормальной работы без просыпания груза на крутом участке необходимо оставлять свободные края ленты b_6 для установки боковых катков, уплотняющих ее края.

Можно принять

$$e_{\delta} = 0,165B + 0,05, \text{ м.}$$

Рабочая ширина ленты

$$e = 0,77B - 0,1, \text{ м.}$$

Тогда производительность конвейера

$$Q = 3600Fv\rho, \text{ т/ч}$$

или

$$Q = C_k v \rho (0,77B - 0,1), \text{ т/ч.}$$

Ширина ленты будет

$$B = 1,3 \left[\sqrt{\frac{Q}{C_k v \rho}} + 0,1 \right], \text{ м.}$$

Транспортируемый груз, расположенный между лентами создает распорное давление на ленту q_{δ} , под действием которого прижимная лента стремится отойти от грузонесущей. Этому препятствует вес прижимной ленты q_l и усилие прижимных катков σ_k . Кроме этого необходимо учитывать силу трения между лентами на боковых участках.

Экспериментальные исследования, проведенные УКРНИИПРОЕКТОМ показали, что для лент шириной до 1600 мм для удержания груза можно обходиться без центральных прижимных катков. При ширине ленты соответственно 800, 1000, 1200, 1400 и 1600 мм усилие прижатия роликов будет: 8, 10, 24, 50 и 90 кг/м соответственно.

Особенностью тягового расчета двухленточного конвейера является необходимость учета дополнительных сопротивлений, создаваемых прижимными катками (рис.4.7).

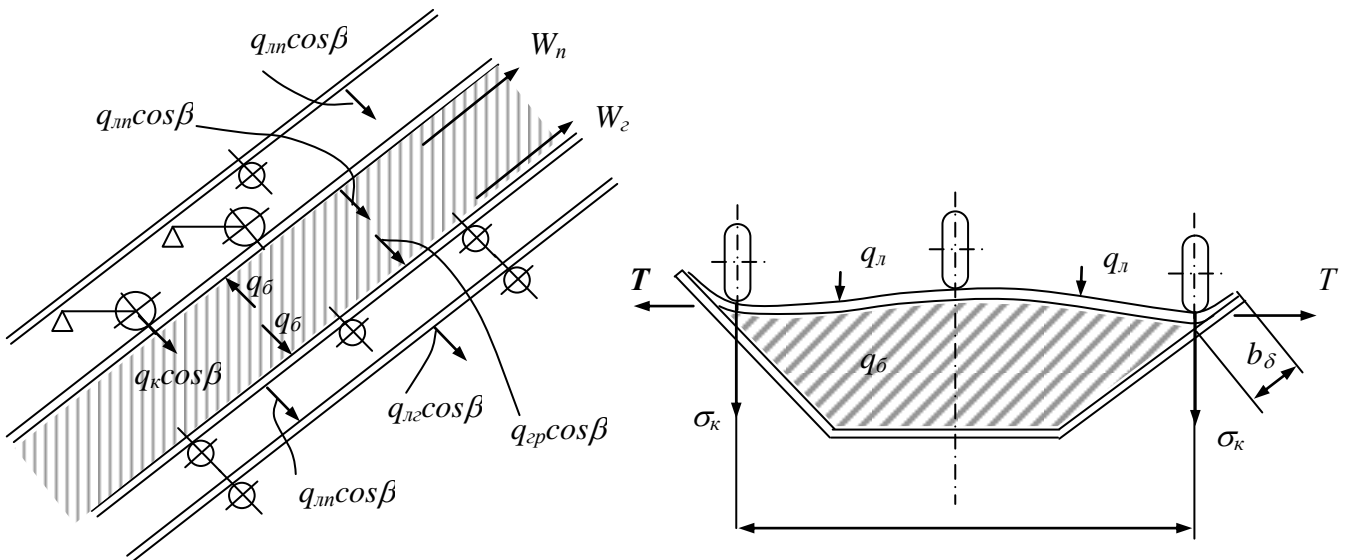


Рисунок 4.7 Расчетная схема конвейера с прижимной лентой

Для грузовой ленты

$$W_2 = \left[(q_{зр} + q_{лз} + q_{лн}) \cos \beta + \frac{q_k}{\cos \beta} + q'_p + q_{лз} \cos \beta + q''_p \right] L \mu k + q_0 H$$

Для прижимной ленты

$$W_n = \left(\frac{q_k}{\cos \beta} + q_{лн} \cos \beta + q'_k + q''_p \right) L \mu$$

$$\text{и } W_0 = W_2 + W_n,$$

где $q_{зр}$, $q_{лз}$, $q_{лн}$, q'_p , q_k – погонные веса транспортируемого груза, грузовой и прижимной лент, прижимных катков, вращающихся частей грузовых и холостых роlikоопор, а также прижимных катков; μ – коэффициент сопротивления движению ленты по роlikоопорам.

Дальнейший тяговый расчет ведется по методике расчета обычного конвейера.

В качестве средств очистки можно использовать один из следующих видов очистки в зависимости от условий работы конвейера:

- 1) очистка лент капроновыми или стальными щетками;
- 2) вибрационная очистка конвейерных лент;
- 3) гидравлическая или пневматическая очистка лент.

4.2. Примеры расчета крутонаклонных ленточных конвейеров

4.2.1. Расчет ленточного конвейера с низкими перегородками на ленте

Исходные данные для расчета: производительность $Q = 250$ т/ч; транспортируемый груз – минеральные удобрения; плотность $\rho = 1,5$ т/м³; максимальный размер кусков $a_{max} = 50$ мм; длина конвейера $L = 50$ м; угол наклона конвейера $\beta = 26^\circ$; скорость движения ленты $v = 1,6$ м/с.

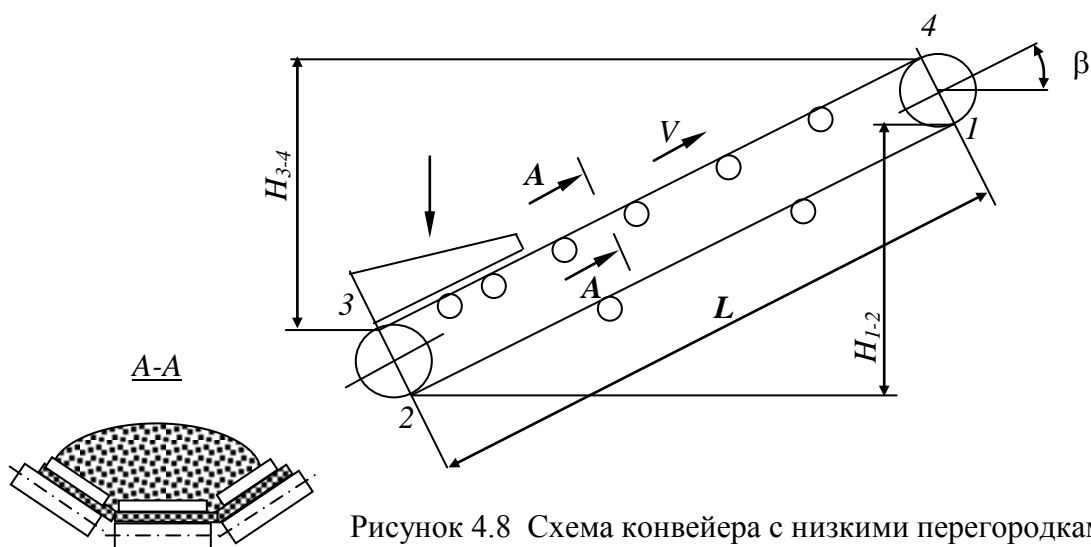


Рисунок 4.8 Схема конвейера с низкими перегородками

Выбор ширины ленты. Для определения ширины ленты с низкими перегородками используем формулу, предложенную Ю.А. Пертеном .

$$B = \sqrt{\frac{Q}{3600 \nu \rho k_{\Gamma} [0,16 k \operatorname{tg}(0,35 \varphi_0) + 0,0435]}}$$

где k_{Γ} – геометрический коэффициент производительности, учитывающий потери полезного объема при наличии перегородок на ленте, $k_{\Gamma} = 0,95 \dots 0,98$; $\varphi_0 = 35 \dots 40^\circ$ – угол естественного откоса насыпного груза в состоянии покоя; $\rho = 1,5 \text{ т/м}^3$ – плотность транспортируемого груза; k – коэффициент, учитывающий уменьшение площади сечения груза при увеличении угла наклона конвейера; $k = 0,9 \dots 0,7$ при угле наклона конвейера от 0 до 30° . Принимаем, интерпретируя $k = 0,85$

$$B = \sqrt{\frac{250}{3600 \cdot 1,6 \cdot 1,5 \cdot 0,95 \cdot [0,16 \cdot 0,85 \cdot \operatorname{tg}(0,35 \cdot 38^\circ) + 0,0435]}} = 0,649 \text{ м.}$$

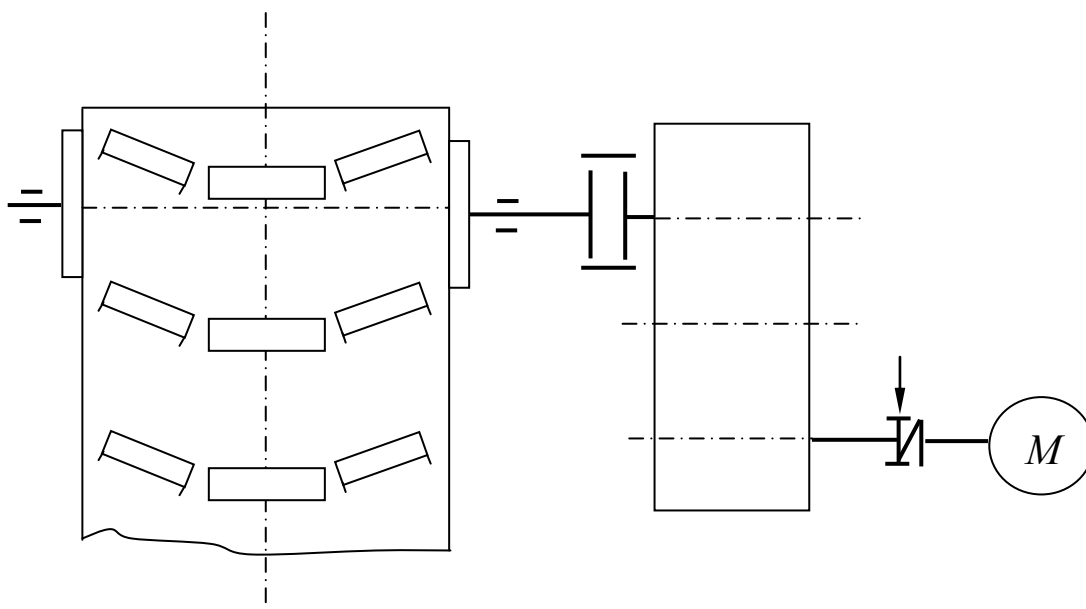


Рисунок 4.9 Схема привода

Принимаем 650 мм.

Погонные нагрузки от транспортируемого груза, вращающихся частей роликов для поддержания рабочей и порожней ветвей ленты и погонный вес ленты определяются соответственно:

$$q_{zp} = \frac{Qg}{3,6\nu} = \frac{250 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 1,6} = 426 \text{ Н/м;}$$

$$q'_p = \frac{G'_p g}{l'_p} = \frac{10 \cdot 9,81}{2,6} = 75,5 \text{ Н/м,}$$

где $G'_p = 10$ кг – масса вращающихся частей роликов (трехроликовая опора) $\varnothing 89$ мм на рабочей ветви (табл. 3.39); $l'_p = 1,3$ м – расстояние между роликоопорами на грузовой ветви; зависит от плотности транспортируемого груза и ширины ленты (табл. 3.21).

$$q''_p = \frac{G''_p g}{l''_p} = \frac{6,0 \cdot 9,81}{2,6} = 22,6 \text{ Н/м},$$

где $G''_p = 6,0$ кг – масса вращающихся частей ролика на порожней ветви (табл. 3.39).

$$l''_p = (2 \dots 3) l_{2p} = (2 \dots 3) \cdot 1,3 = 2,6 \dots 3,9 \text{ м.}$$

Принимаем $l''_p = 2,6$ м.

$$q_l = 1,1B \left(\delta i + \delta' + \delta'' + \frac{0,8 h_n v_n}{t_n} \right) g,$$

где $\delta = 1,25 \dots 1,5$ – толщина прокладки; i – количество прокладок, принимаем $i = 4$; $\delta' = 4$ мм; $\delta'' = 1$ мм – толщина рабочей и нерабочей обкладок, соответственно; h_n – высота перегородки, принимаем $h_n = 15$ мм; v_n – ширина перегородки, принимаем $v_n = 20$ мм; t_n – шаг перегородок, принимаем $t_n = 200$ мм.

$$q_l = 1,1 \cdot 0,65 \cdot \left(1,5 \cdot 4 + 4 + 1 + \frac{0,8 \cdot 15 \cdot 20}{200} \right) \cdot 9,81 = 85,6 \text{ Н/м.}$$

Тяговый расчет конвейера производим методом обхода по контуру, начиная с точки сбегания. Предварительно разбиваем трассу конвейера на характерные участки (рис. 4.8).

Натяжение в точке 1 принимаем $S_1 = S_{сб}$.

Натяжение в точке 2

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 + W_{1-2} = S_1 + (q_l + q''_p) \omega' \cos \beta l_{1-2} - q_l \sin \beta l_{1-2} = \\ &= S_1 + (85,6 + 22,6) \cdot 0,03 \cdot \cos 26^\circ \cdot 50 - 85,6 \cdot \sin 26^\circ \cdot 50 = S_1 - 1730; \end{aligned}$$

$$S_3 = k S_2 = 1,06 \cdot (S_1 - 1730) = 1,06 S_1 - 1834;$$

$$\begin{aligned} S_4 &= S_{нб} = S_3 + W_{3-4} + W_3 = S_3 + (q_{2p} + q_l + q'_p) l_{3-4} \omega' \cos \beta + (q_{2p} + q_l) l_{3-4} \sin \beta + \\ &+ \frac{CQ}{3,6g} (v - v_0 + f_1 \sqrt{2gh}) = 1,06 S_1 - 1834 + (426 + 85,6 + 75,5) \cdot 50 \cdot 0,03 \cdot \cos 26^\circ + \\ &+ (426 + 85,6) \cdot 50 \cdot \sin 26^\circ + \frac{1,5 \cdot 250}{3,6 \cdot 9,81} \cdot (1,6 + 0 + 0,57 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,0}) = 1,06 S_1 + 9412, \end{aligned}$$

где $W_3 = \frac{CQ}{3,6g} (v - v_0 + f_1 \sqrt{2gh})$ – сопротивление на загрузочном устройстве;

$C=1,5$ – коэффициент, учитывающий сопротивление движению от трения груза о боковые стенки загрузочного устройства и о ленту, от движения ленты в загрузочной части, нагруженной насыпным грузом и гидростатическим давлением потока; v_0 – составляющая скорости груза вдоль ленты, в нашем случае $v_0 = 0$; f_l – коэффициент трения груза по ленте, принимаем $f_l = 0,57$ (см. приложение); $h=1,0$ м – высота падения груза.

Решаем систему уравнений для предельного состояния, принимая предварительно угол обхвата лентой барабана $\alpha = 180^\circ$ (3,14 рад), а коэффициент трения ленты по стальному барабану $f = 0,25$.

$$\begin{cases} S_4 = S_1 e^{f\alpha} = S_1 \cdot 2,72^{0,25 \cdot 3,14} = 2,19 S_1; \\ S_4 = 1,06 S_1 + 9412 \end{cases};$$

$$2,19 S_1 = 1,06 S_1 + 9412$$

откуда $S_1 = \frac{9412}{2,19 - 1,06} = 8329$ Н.

Определяем числовые значения натяжения ленты в характерных точках:

$$S_1 = 8329 \text{ Н};$$

$$S_2 = S_1 - 1551 = 8286 - 1551 = 6735 \text{ Н};$$

$$S_3 = 1,06 S_1 - 1834 = 1,06 \cdot 8329 - 1834 = 6995 \text{ Н};$$

$$S_4 = 1,06 S_1 + 9412 = 1,06 \cdot 8329 + 9412 = 18241 \text{ Н}.$$

Строим диаграмму натяжений ленты (рис. 4.10).

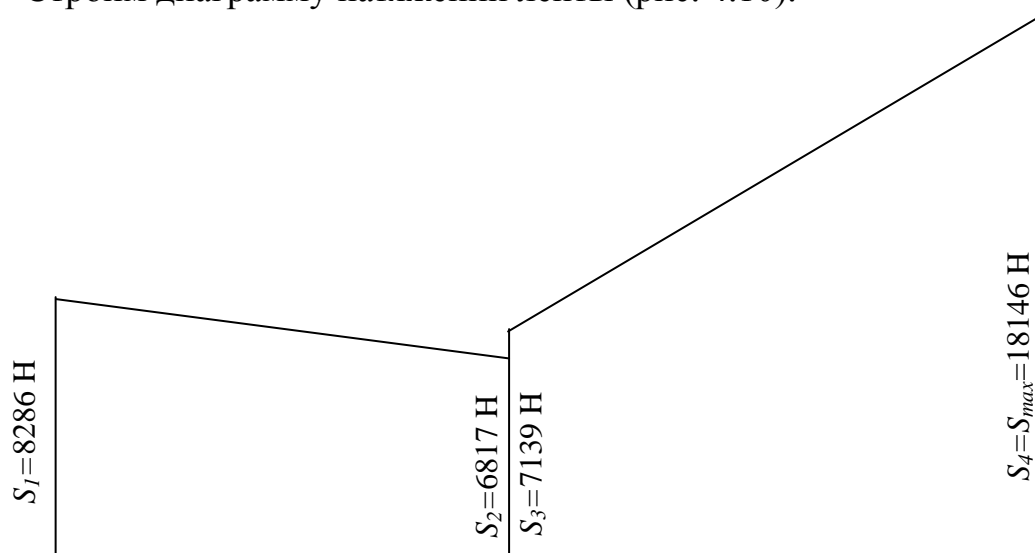


Рисунок 4.10 Диаграмма натяжений в ленте

Тяговое усилие в приводном барабане

$$W_0 = (S_4 + S_1) + 0,03(S_4 + S_1) + W_{оч} = (18241 - 8329) + 0,03(18241 + 8329) + 260 = 10969 \text{ Н},$$

где $W_{оч} = q_{оч} B = 400 \cdot 0,65 = 260$ Н – сопротивление от щеточного очистного устройства.

Расчетная мощность

$$N_p = \frac{W_0 \nu}{1000 \eta_m} = \frac{10969 \cdot 1,6}{1000 \cdot 0,95} = 18,4 \text{ кВт},$$

где η_m – КПД привода.

Установочная мощность двигателя

$$N_y = k_3 N_p = 1,1 \cdot 18,4 = 20,3 \text{ кВт},$$

где $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса мощности.

Принимаем (см. приложение) асинхронный трехфазный электродвигатель типа 4А180S4УЗ с параметрами: мощность $N=22$ кВт; частота вращения

$n=1470$ об/мин; ($\omega=153,9$ рад/с); $\frac{M_n}{M_H} = 1,4$; $\frac{M_{max}}{M_H} = 2,3$; маховой момент

$CD^2 = 0,76 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; масса электродвигателя $G=165$ кг.

Проверяем прочность ленты

$$i = \frac{S_4 m}{\sigma_p B g} = \frac{18146 \cdot 12}{100 \cdot 65 \cdot 9,81} = 3,4,$$

где $m = 10 \dots 12$ – коэффициент запаса прочности ленты.

Принимаем ленту типа БКНЛ-100 (см. приложение) с разрывной прочностью $\sigma_p=100$ кг/см.

Оставляем ленту типа БКНЛ-100 с $i = 4$.

Определяем диаметр приводного барабана

$$D_{\sigma} = (80 \dots 200) i = (80 \dots 200) \cdot 4 = 320 \dots 800 \text{ мм}.$$

Принимаем в соответствии с ГОСТ 22644-77 (табл. 3.28) $D_{\sigma} = 500$ мм.

Проверяем диаметр приводного барабана по допускаемому давлению между лентой и барабаном

$$p = \frac{2S_4}{D_{\sigma} B} \leq [p].$$

Диаметр натяжного барабана принимаем равным приводному, т.е. $D_H = D_{\sigma} = 500$ мм.

Длина барабана

$$L = B + 2m = 650 + 2 \cdot 75 = 800 \text{ мм},$$

где $m=50 \dots 75$ мм – запас длины барабана с учетом возможного схода ленты.

Частота вращения приводного барабана

$$n_{\sigma} = \frac{60 \nu}{\pi D_{\sigma}} = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,5} = 61 \text{ об/мин}.$$

Передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n_{эл.дв.}}{n_{\sigma}} = \frac{1470}{61} = 24,1.$$

Принимаем (см. приложение) цилиндрический двухступенчатый редуктор типа 1Ц2У-200 с параметрами: передаточное число $u_p = 25$; допускаемый

крутящий момент на выходном валу при работе в повторно-кратковременном режиме (тяжелый (Т) ПВ=40%) $M_{кр} = 3150 \text{ Н}\cdot\text{м}$; допуская радиальная консольная нагрузка, приложенная в середине посадочной части вала: на входном валу – 2500 Н; на выходном – 14000 Н.

Масса редуктора – 170 кг, коэффициент полезного действия (КПД) 0,97. Проверяем выбранный редуктор по крутящему моменту выходного вала

$$M_{кр} = W_0 \frac{D_6}{2} = 10913 \cdot \frac{0,50}{2} = 2731 < [M_{кр}] = 3150 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Фактическая скорость движения ленты

$$v_{\phi} = \frac{\pi n D_6}{60} = \frac{3,14 \cdot 61 \cdot 0,5}{60} = 1,596 \text{ м/с}.$$

Разница минимальна, поэтому рассчитанные параметры конвейера не изменяем.

Определение хода натяжного устройства и выбор его типа. Вытяжка ветвей ленты:

груженой

$$\Delta L_{гр} = \frac{\varepsilon}{S_p \cdot 100} \cdot \frac{S_4 + S_3}{2} \cdot L_{\kappa} = \frac{4,0}{255060 \cdot 100} \cdot \frac{18146 + 7139}{2} \cdot 50 = 0,1 \text{ м},$$

где $S_p = \sigma_p i B = 65 \cdot 4 \cdot 100 = 26000 \text{ кг} = 255060 \text{ Н}$ – разрывная прочность ленты; $\varepsilon = 4\%$ - удельная вытяжка ленты (табл. 3.1);

порожней

$$\Delta L_{пор} = \frac{\varepsilon}{S_p \cdot 100} \cdot \frac{S_1 + S_4}{2} \cdot L_{\kappa} = \frac{4,0}{255060 \cdot 100} \cdot \frac{8368 + 6817}{2} \cdot 50 = 0,06 \text{ м}.$$

Ход натяжного устройства

$$\Delta L_{\text{ну}} = \frac{\Delta L_{гр} + \Delta L_{пор}}{2} + l_m = \frac{0,1 + 0,06}{2} + 0,5 \cong 0,6 \text{ м},$$

где $l_m = 0,5 \text{ м}$ – монтажный ход натяжного устройства, зависящий от способа соединения концов ленты.

При больших углах наклона лента значительно вытягивается, поэтому при перепаде производительности необходимо постоянно следить за изменением удлинения.

В этом случае можно рекомендовать грузовое или лебедочно-грузовое натяжное устройство. Для наклонных конвейеров небольшой длины (не превышающих 60 м) можно рекомендовать винтовые подпружиненные натяжные устройства, которые периодически, по мере вытяжки ленты, подтягиваются.

Окончательно принимаем пружинно-винтовое натяжное устройство (методика расчета приведена выше в расчете ленточного конвейера).

Натяжение ленты S_3 следует проверить по допустимой величине стрелы провеса $[y] = (0,025 \dots 0,0125) l_p$ между роликкоопорами, т.е.

$[S] = (5 \dots 10)(q_{2p} + q_l)l'_p = (5 \dots 10)(426 + 85,6) \cdot 1,3 = 3325 \dots 6650 \text{ Н}$, что вполне обеспечивает нормальную работу конвейера, так как $S_3 = 7139 \text{ Н}$.

Шаг роликоопор на загрузочном участке принимается из опыта эксплуатации конвейеров $l_3 = (400 \dots 500) \text{ мм}$.

Тормоз подбирают по моменту на валу приводного барабана ленты от силы, движущей ленту вниз $q_{2p}L \sin \beta$, за вычетом сопротивления движению ленты W'_0 , препятствующего ее движению вниз.

Определим сопротивление обратному движению ленты (движению вниз) для случая, когда по всей длине наклонного участка конвейера будет находиться груз при выключенном двигателе. Сопротивление обратному движению:

рабочей ветви:

$$W'_p = (q_{2p} + q_l)L \cos \beta \omega' + q'_p L \omega' = (426 + 85,6) \cdot 50 \cdot \cos 26^\circ \cdot 0,03 + 75,5 \cdot 50 \cdot 0,03 = 803 \text{ Н};$$

холостой ветви:

$$W_x = q_l L \cos \beta \omega' + q''_p L \omega' = 85,6 \cdot 50 \cdot \cos 26^\circ \cdot 0,03 + 22,6 \cdot 50 \cdot 0,03 = 149 \text{ Н}.$$

С учетом сопротивлений движению ленты по барабанам:

$$W'_0 = 1,1(W'_p + W_x) = 1,1 \cdot (803 + 149) = 1047 \text{ Н}.$$

Поскольку $q_{2p}L \sin \beta = 426 \cdot 50 \cdot \sin 26^\circ = 9329 > W'_0 = 1047 \text{ Н}$, то во избежание обратного движения ленты с грузом вниз на быстроходном валу привода необходимо установить тормоз.

Тормозной момент на быстроходном валу привода:

$$M_m = k_m \frac{W_m D_{\sigma} \eta_m}{2u_p} = 1,25 \cdot \frac{8282 \cdot 0,5 \cdot 0,95}{2 \cdot 25} = 93,2 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $W_m = 9329 - 1047 = 8282 \text{ Н}$.

Принимаем колодочный тормоз типа ТКТ-200 (см. приложение), отрегулированный на расчетный тормозной момент.

Максимальное натяжение грузовой ветви ленты при пуске конвейера приближенно $S_{max} = k_n S_4$, где k_n – коэффициент перегрузки, равный $1,5 \dots 2,0$ (характеризуется типом привода и временем разгона):

$$S_{max} = 1,5 \cdot S_4 = 1,5 \cdot 18146 = 27219 \text{ Н}.$$

Натяжение в сбегающей ветви:

$$S_1 = S_{сб} = \frac{S_{max}}{e^{f\alpha_1}} = \frac{27219}{2,72^{0,25 \cdot 3,14}} = 12432 \text{ Н}.$$

Из этой формулы определяем потребный угол обхвата, чтобы исключить пробуксовку ленты при пуске:

$$\alpha_1 = \frac{1}{f} \ln \frac{S_{max}}{S_1} = \frac{1}{0,25} \ln \frac{27219}{12432} = 3,16 \text{ рад или } 182^\circ.$$

Таким образом, в пусковой период пробуксовки барабана относительно ленты не будет.

Расчеты на прочность элементов конвейера (валов, подшипников, шпонок и др.) производятся по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

4.2.2. Расчет крутонаклонного конвейера с высокими перегородками на ленте

Исходные данные крутонаклонного конвейера с высокими перегородками: производительность $Q = 150$ т/ч; транспортируемый груз – зерно; $\rho = 0,6 \dots 0,8$ т/м³; коэффициент трения груза о поверхность ленты $f_l = 0,5 \dots 0,6$; угол естественного откоса груза в движении (для зерна) $\varphi_0 = 14^\circ$; угол наклона конвейера $\beta = 40^\circ$; скорость движения ленты $v = 1,6$ м/с; высота загрузки $h = 1$ м; длина конвейера $L = 40$ м.

Предварительная характеристика ленты: лента с поперечными лепесткообразными перегородками, четырехпрокладочная (тип ленты БКНЛ-65), прочность на разрыв $\sigma_p = 650$ Н/см ширины прокладки; высота перегородок $h_n = 200$ мм; шаг перегородок $t_n = 400$ мм.

Определение ширины ленты, высоты и шага перегородок. Грузонесущая способность ленты с высокими перегородками определяется условием, что транспортируемый груз располагается между перегородками в виде отдельных порций, представляющих собой форму пирамиды (рис. 4.11).

Для создания непрерывного потока груза необходимо, чтобы шаг перегородок t_n ленты был не больше критического t_k , т.е.

$$t_n \leq t_k = \frac{h}{\operatorname{tg}(\beta - \varphi_0)},$$

где $h = 160$ мм – высота порции груза перед перегородкой. Обычно высота груза на 15...20% меньше высоты перегородки; φ_0 – угол естественного откоса груза в движении (см. приложение); β – угол наклона конвейера, град.

$$t_k = \frac{160}{\operatorname{tg}(40 - 14)} = 370 \text{ мм.}$$

Ширину ленты можно определить по формуле

$$B = \sqrt{\frac{Q}{3600k_n \cdot 0,106 \cdot \left\{ 1 - \frac{t_n}{t_k} + \frac{1}{3} \left[\frac{t_n}{t_k} + \frac{1}{3} \left(\frac{t_n}{t_k} \right)^2 \right] \right\} \rho}},$$

где k_n – коэффициент, учитывающий объем, занимаемый перегородками, $k_n = 0,9 \dots 0,98$ при $t_n < t_k$ и $k_n = 1$ при $t_n > t_k$; t_n и t_k – соответственно фактический и критический шаг перегородок, м (критический шаг представляет собой длину порции груза от перегородки до той точки, где высота сечения порции груза равна нулю).

$$B = \sqrt{\frac{150}{3600 \cdot 0,94 \cdot 0,106 \cdot \left\{ 1 - \frac{0,30}{0,37} + \frac{1}{3} \left[\frac{0,3}{0,37} + \frac{1}{3} \left(\frac{0,3}{0,37} \right)^2 \right] \right\}} \cdot 1,6 \cdot 0,8} = 0,78 \text{ м.}$$

Окончательно принимаем $B = 800$ мм; $t_n = 300$ мм; $h_n = 180$ мм.

Определяем погонные нагрузки от транспортируемого груза, от вращающихся частей роликов для поддержания рабочей и холостой ветвей ленты и от веса ленты.

$$q_{zp} = \frac{Q}{3,6v} g = \frac{150}{3,6 \cdot 1,6} \cdot g = 255 \text{ Н/м;}$$

$$q_n = 1,1B \left(\delta i + \delta' + \delta'' + \frac{0,8h_n v_n}{t_n} \right) n = 1,1 \cdot 0,8 \cdot \left(1,25 \cdot 4 + 4 + 1 + \frac{0,8 \cdot 180 \cdot 12}{300} \right) g = 138 \text{ Н/м,}$$

где δ – толщина прокладки 1,25...2,0 мм; i – количество прокладок, принимаем $i=4$; δ' – толщина рабочей обкладки, $\delta' = 4$ мм; δ'' – толщина нерабочей обкладки, $\delta'' = 1$ мм; h_n – высота перегородки, принимаем $h_n = 180$ мм; v_n – толщина перегородки, принимаем $v_n = 12$ мм; t_n – шаг перегородок, принимаем $t_n = 300$ мм; $B = 0,8$ – ширина ленты, м.

$$q'_p = \frac{G'_p g}{l'_p} = \frac{12 \cdot 9,81}{1,2} = 98 \text{ Н/м,}$$

где $G'_p = 12$ кг – масса вращающихся частей роликов (табл. 3.39) грузовой ветви, принимаем $d_p = 89$ мм; $l'_p = 1200$ мм – расстояние между роликосопами (табл. 3.21) на грузовой ветви, зависит от плотности транспортируемого груза и ширины ленты.

$$q''_p = \frac{G''_p g}{l''_p} = \frac{8 \cdot 9,81}{2,4} = 33 \text{ Н/м,}$$

где $l''_p = (2...3)l_{zp} = (2...3) \cdot 1,2 = 2,4...3,6$ м, принимаем $l''_p = 2,4$ м – расстояние между роликами на порожней ветви ленты; принимаем дисковые ролики диаметром $d''_p = 400$ мм; $G''_p = 8$ кг – масса вращающейся части ролика для поддержания холостой ветви. Ориентировочно назначаем в качестве материала для изготовления дисков капронит.

Следует произвести проработку конструкции нижней роликосопы и рассчитать ее массу.

Тяговый расчет конвейера. Методом обхода по контуру определяем натяжение в ленте и сопротивление движению, начиная от точки сбегания ленты с приводного барабана (рис. 4.11).

$$S_1 = S_{сб}.$$

$$\begin{aligned}
S_2 &= S_1 + W_{1-2} = S_1 + (q_n + q_p'') \omega' \cos \beta L_{1-2} - q_n L_{1-2} \sin \beta = \\
&= S_1 + (138 + 33) \cdot 0,03 \cdot 40 \cdot \cos 40^\circ - 138 \cdot 40 \cdot \sin 40^\circ = S_1 - 3391; \\
S_3 &= k S_2 = 1,06 \cdot (S_1 - 3391) = 1,06 S_1 - 3595; \\
S_4 &= S_3 + W_{3-4} + W_{загр},
\end{aligned}$$

где $W_{загр} = \frac{CQ}{3,6g} (\nu - \nu_0 + f_1 \sqrt{2gh})$ – сопротивление от загрузочного устройства; $C = 1,5$ – коэффициент, учитывающий сопротивление движению от трения груза о боковые стенки загрузочного устройства и о ленту, от движения ленты в загрузочной части, нагруженной насыпным грузом и гидростатическим давлением потока; ν_0 – составляющая скорости груза вдоль ленты, в нашем случае $\nu_0 = 0$; f_1 – коэффициент трения груза по ленте, принимаем $f_1 = 0,57$ (см. приложение); $h = 1,0$ м – высота падения груза на ленту, м.

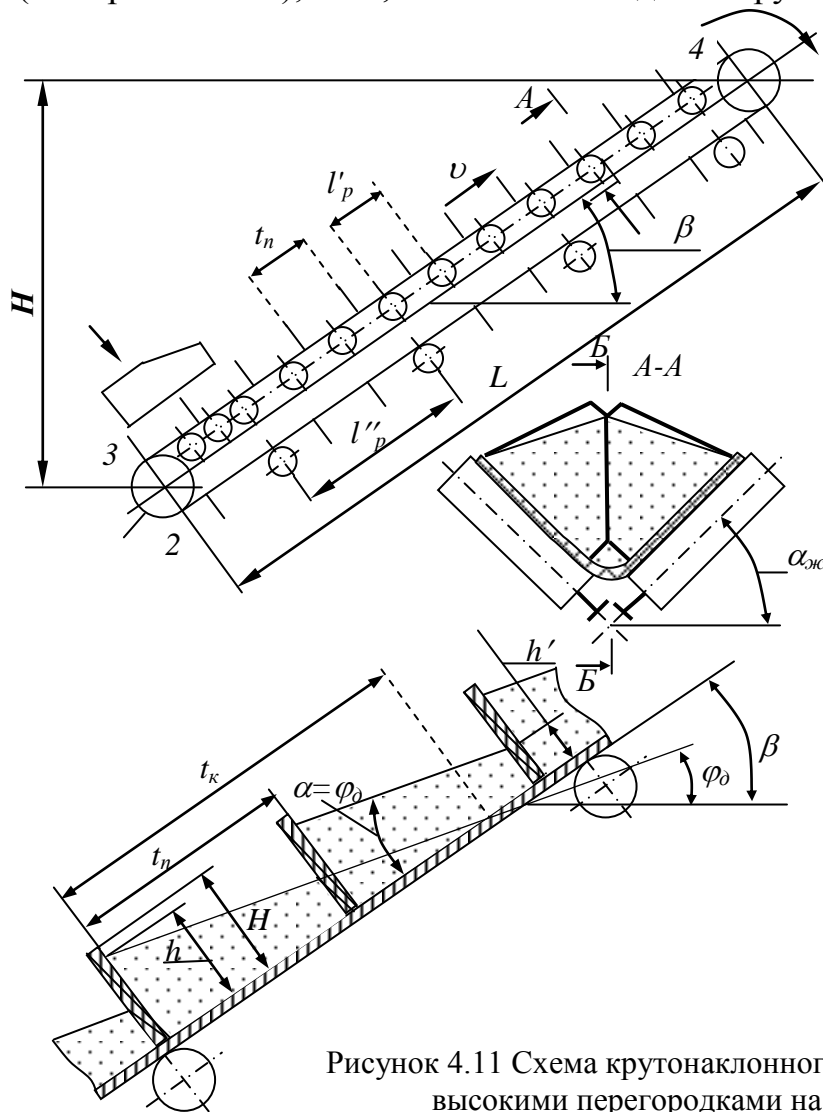


Рисунок 4.11 Схема крутонаклонного конвейера с высокими перегородками на ленте

$$S_4 = S_3 + (q_{2p} + q_n + q'_p) L_{3-4} \omega' \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{3-4} \sin \beta +$$

$$+ \frac{CQ}{3,6g} (v - v_0 + f_1 \sqrt{2gh}) = 1,06S_1 - 3595 + (255 + 138 + 98) \cdot 0,03 \cdot 40 \cdot \cos 40^\circ +$$

$$+ (255 + 138) \cdot 40 \cdot \sin 40^\circ + \frac{1,5 \cdot 150}{3,6 \cdot 9,81} (1,6 + 0 + 0,57 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1}) = 1,06S_1 + 7219.$$

Решаем систему уравнений:

$$\begin{cases} S_4 = S_1 e^{f\alpha} = S_1 \cdot 2,72^{0,5 \cdot 3,14} = 2,19S_1, \\ S_4 = 1,06S_1 + 7219 \end{cases}$$

$$2,19S_1 - 1,06S_1 = 7219;$$

$$S_1 = \frac{7219}{2,19 - 1,06} = 6388 \text{ Н.}$$

Тогда

$$S_1 = 6388 \text{ Н;}$$

$$S_2 = S_1 - 3391 = 6388 - 3391 = 2997 \text{ Н;}$$

$$S_3 = 1,06S_1 - 3595 = 1,06 \cdot 6388 - 3595 = 3176 \text{ Н;}$$

$$S_4 = 1,06S_1 + 7219 = 1,06 \cdot 6388 + 7219 = 13990 \text{ Н.}$$

Строим диаграмму натяжений ленты (рис. 4.12).

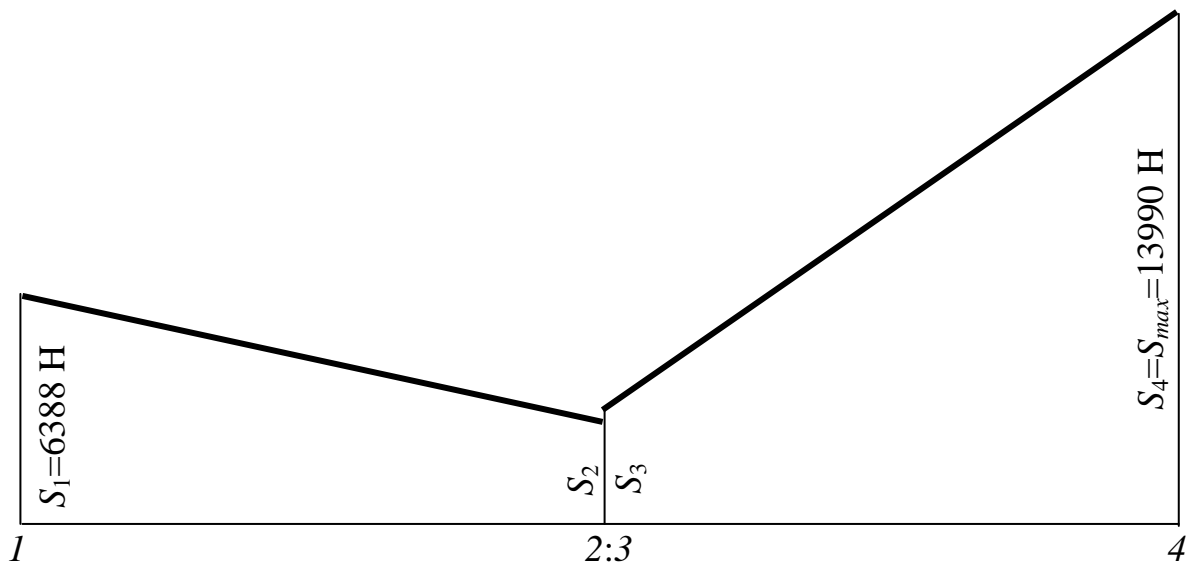


Рисунок 4.12 Диаграмма натяжения в ленте

Тяговое усилие на приводном барабане:

$$W_0 = (S_4 - S_1) + 0,03(S_4 + S_1) = (13990 - 6388) + 0,03 \cdot (13990 + 6388) = 8213 \text{ Н.}$$

Расчетная мощность:

$$N_p = \frac{W_0 v}{1000 \eta_m} = \frac{8213 \cdot 1,6}{1000 \cdot 0,95} = 13,8 \text{ кВт},$$

где η_m – КПД привода.

Установочная мощность двигателя

$$N_y = k_3 N_p = 1,1 \cdot 13,8 = 15,2 \text{ кВт},$$

где $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса мощности.

Принимаем асинхронный трехфазный электродвигатель типа 4А160М6У3 (см. приложение) с параметрами: $N=15$ кВт; $n=975$ об/мин ($\omega=102$ рад/с); $\frac{M_n}{M_H} = 1,2$; $\frac{M_{max}}{M_H} = 2,0$; маховой момент $CD^2 = 0,73 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; масса электродвигателя $G = 145$ кг.

Проверяем число прокладок ленты:

$$i = \frac{S_{4m}}{\sigma_p B g} = \frac{13990 \cdot 12}{80 \cdot 65 \cdot 9,81} = 3,3.$$

Окончательно оставляем число прокладок $i = 4$, однако перерасчета не производим.

Диаметр приводного барабана:

$$D_{\bar{o}} = (80 \dots 200) i = (80 \dots 200) \cdot 4 = 320 \dots 800 \text{ мм}.$$

Принимаем в соответствии с ГОСТ 22644-77 (табл. 3.28) $D_{\bar{o}} = 500$ мм.

Диаметр натяжного барабана, руководствуясь затратами на изготовление, принимаем аналогичным, т.е. $D_H = 500$ мм.

Длина барабанов:

$$L = B + 2m = 650 + 2 \cdot 75 = 950 \text{ мм}.$$

Частота вращения приводного барабана

$$n_{\bar{o}} = \frac{60 v}{\pi D_{\bar{o}}} = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,5} = 61 \text{ об/мин}.$$

Передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n_{\text{эл.дв.}}}{n_{\bar{o}}} = \frac{975}{61} = 16.$$

Крутящий момент на валу приводного барабана:

$$M_{кр} = W_0 \frac{D_{\bar{o}}}{2} = 8213 \cdot \frac{0,5}{2} = 2053 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По передаточному числу и крутящему моменту на выходном валу принимаем редуктор цилиндрический двухступенчатый типа 1Ц2У-160 (см. приложение) с параметрами: передаточное число $u_p = 16$; допускаемый крутящий момент на выходном валу при работе в повторно-кратковременном режиме (принимаем тяжелый режим ПВ=40%) = 3150 Н·м; масса редуктора в алюминиевом корпусе – 57 кг.

Определение хода натяжного устройства и выбор его типа.

Вытяжка ветвей ленты:

грузовой

$$\Delta L_{zp} = \frac{\varepsilon}{S_p \cdot 100} \cdot \frac{S_4 + S_3}{2} \cdot L_k = \frac{4,0}{208000 \cdot 100} \cdot \frac{3176 + 13990}{2} \cdot 40 = 0,066 \text{ м},$$

порожней

$$\Delta L_{nop} = \frac{\varepsilon}{S_p \cdot 100} \cdot \frac{S_1 + S_2}{2} \cdot L_k = \frac{4,0}{208000 \cdot 100} \cdot \frac{6388 + 2997}{2} \cdot 40 = 0,036 \text{ м}.$$

где $S_p = 80 \cdot 650 \cdot 4 = 208000 \text{ Н}$.

Ход натяжного устройства

$$\Delta L_{ny} = \frac{\Delta L_{zp} + \Delta L_{nop}}{2} + L_m = \frac{0,066 + 0,036}{2} + 0,4 \cong 0,45 \text{ м},$$

где $L_m = 0,45 \text{ м}$ – монтажный ход натяжного устройства.

Проверка конвейера на торможение. Тормоз на приводе конвейера устанавливают в том случае, когда загруженная грузом лента при внезапной остановке конвейера может двигаться вниз.

Движущей силой является составляющая груза $q_{zp} L \sin \beta$, лежащего на наклонной части конвейера. Если эта сила больше сопротивления движению ленты W'_0 , препятствующего ее движению вниз, в приводе конвейера следует установить тормоз.

Сопротивление обратному движению:
рабочей (груженой) ветви

$$W'_p = (q_{zp} + q_l) L \omega' \cos \beta + q'_p L \omega' = (255 + 138) \cdot 40 \cdot 0,03 \cdot \cos 40^\circ + 98 \cdot 40 \cdot 0,03 = 479 \text{ Н};$$

холостой ветви

$$W_x = q_l L \omega' \cos \beta + q''_p L \omega' = 138 \cdot 40 \cdot 0,03 \cdot \cos 40^\circ + 33 \cdot 40 \cdot 0,03 = 167 \text{ Н}.$$

С учетом сопротивлений движению ленты по барабанам

$$W'_0 = 1,1(W'_p + W_x) = 1,1 \cdot (479 + 167) = 694 \text{ Н}.$$

Поскольку $q_{zp} L \sin \beta = 255 \cdot 40 \cdot \sin 40^\circ = 6556 > W'_0 = 694 \text{ Н}$, то необходимо на быстроходном валу привода установить тормоз.

Тормозной момент на быстроходном валу привода

$$M_m = k_m \frac{W_m D_\sigma \eta_m}{2u_p} = 1,25 \cdot \frac{5862 \cdot 0,5 \cdot 0,95}{2 \cdot 16} = 87 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $k_m = 1,25$ – коэффициент запаса тормозного момента.

$$W_m = q_{zp} L \sin \beta - W'_0 = 6556 - 694 = 5862 \text{ Н}.$$

Принимаем колодочный тормоз типа ТКГ-200 (см. приложение) с параметрами: диаметр тормозного шкива $D_{ш} = 200$ мм; ширина тормозного шкива $B = 70$ мм; тормозной момент при $PB=100\%$ $M_m = 250$ Н·м; тип толкателя ТГМ-25; масса тормоза 38 кг.

Тормоз следует отрегулировать на необходимый тормозной момент.

Прочностные расчеты основных узлов (валов, подшипников, барабанов, натяжных винтов и т.п.) производить по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

4.2.3. Расчет конвейера с прижимной лентой

Исходные данные для расчета конвейера (рис. 4.13): производительность конвейера $Q=600$ т/ч; транспортируемый груз – щебень рядовой (максимальный размер кусков 15 мм); плотность $\rho = 1,6 \dots 1,8$ т/м³; высота подъема груза $H = 32$ м; угол наклона конвейера $\beta = 45^\circ$.

Предварительно принимаем: конструкцию средней части (става) конвейера жесткой, сварной; угол наклона загрузочной части конвейера $\beta_1 = 7^\circ$; радиус переходной части (от загрузочной к наклонной части конвейера) $R_1 = 4$ м; длина грузонесущего конвейера между концевыми барабанами $L_k = 57$ м; длина прижимного конвейера L_n .

Тип роlikоопор наклонной части конвейера – подвесные шарнирные трехроlikовые, с углом наклона боковых роlikов $\alpha_p = 20^\circ$; роlikоопоры загрузочной части – подвесные амортизирующие трехроlikовые; высота загрузки груза $h = 1,5$ м; скорость движения ленты $v = 1,6$ м/с; расстояние между боковыми стенками загрузочной воронки конвейера $B_1 = 0,6B = 0,6 \cdot 1200 = 720$ мм.

Предварительно принимаем ленту типа БКНЛ. Тип и количество прокладок уточняем во время проведения расчета; для расчета грузонесущей ленты принимаем количество прокладок $i = 5$, а для прижимной – $i = 3$.

Коэффициент сопротивления движению рабочей и холостой вервей одинаковый – $\omega' = 0,035$ (табл. 3.40), а коэффициент сцепления между лентой и футерованнм резиной приводным барабаном $f = 0,35$ (табл. 3.34).

Выбор ширины ленты. Для нормальной работы без просыпания груза на крутом участке необходимо оставлять свободные края ленты v_δ для установки боковых колес, уплотняющих ее края.

В этом случае ширина ленты будет

$$B = 1,3 \left(\sqrt{\frac{Q}{C_1 v \rho}} + 0,1 \right) = 1,3 \cdot \left(\sqrt{\frac{600}{350 \cdot 1,6 \cdot 1,8}} + 0,1 \right) = 1,13 \text{ м,}$$

где $C_1 = 350$ – коэффициент производительности, зависящий от желобчатости ленты (табл. 4.1).

Для мелкокускового щебня угол откоса на движущейся ленте составляет около 15° .

Принимаем ленту типа БКНЛ шириной $B = 1200$ мм.

Погонные нагрузки:

от транспортируемого груза

$$q_{gp} = \frac{Q}{3,6v} g = \frac{600}{3,6 \cdot 1,6} \cdot 9,81 = 1022 \text{ Н/м};$$

от движущейся грузовой ленты

$$q_{л.гр} = 1,1B(\delta i + \delta' + \delta'')g = 1,1 \cdot 1,2 \cdot (1,25 \cdot 5 + 4 + 2) \cdot 9,81 = 159 \text{ Н/м};$$

от прижимной ленты

$$q_{л.пр} = 1,1 \cdot 1,2 \cdot (1,25 \cdot 3 + 4 + 2) \cdot 9,81 = 113 \text{ Н/м}.$$

Суммарная погонная нагрузка от лент

$$q_l = q_{л.гр} + q_{л.пр} = 159 + 113 = 272 \text{ Н/м}.$$

от вращающихся частей роlikоопор грузонесущей ветви при расстоянии между ними $l'_p = 0,8$ м

$$q_p = \frac{G'_p}{l'_p} g = \frac{29}{0,8} \cdot 9,81 = 356 \text{ Н/м}.$$

Таблица 4.1

Значение коэффициентов C_1 и C_2

Показатели	Форма ленты											
	Желобчатая на трехроlikовой опоре											
Угол наклона боковых роlikов	$\alpha=20^\circ$				$\alpha=30^\circ$				$\alpha=36^\circ$			
Угол откоса насыпного груза на ленте φ_1 , град	10	15	20	25	10	15	20	25	10	15	20	25
Коэффициент C_1	300	350	460	545	385	430	500	610	425	470	535	640
Коэффициент C_2	280	330	440	530	360	410	480	590	400	445	510	620

Погонная нагрузка от действия прижимных обрезиненных колес на прижимную ленту, если расстояние между ними принимаем $l_k = l'_p = 0,8$ м

$$q_k = 2 \frac{P_k}{l_k} = 2 \cdot \frac{370}{0,8} = 925 \text{ Н}.$$

Здесь P_k – сила давления колеса на ленту, которую определяем исходя из боковых давлений ленты.

Боковое давление насыпного груза на верхнюю ленту, Н/см²:

$$\begin{aligned}\sigma_{xв} &= \frac{R\rho}{f_1} \left[\sin\beta - \left(1 + \frac{R_1}{R}\right) f_1 \cos\beta (1 - e^{-kf_1 y}) \right] = \\ &= \frac{4,0 \cdot 0,018}{0,47} \left[\sin 45^\circ - \left(1 + \frac{0,19}{4,0}\right) \cdot 0,47 \cdot \cos 45^\circ \right] = 0,055,\end{aligned}$$

где $F = 600 \text{ см}^2$ – площадь сечения груза, которую определяют графоаналитически; $n = 150 \text{ см}$ – периметр сечения; $\rho = 0,0018 \text{ кгс/см}^3 = 0,018 \text{ Н/см}^2$; $h = 9,2 \text{ см}$ – средняя высота насыпного груза; k – коэффициент бокового давления

$$k = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{30^\circ}{2} \right) = 0,33,$$

$\varphi = 30^\circ$ – угол внутреннего трения щебня; $f_1 = 0,47$ – коэффициент трения при движении влажного щебня о ленту (см. приложение); β – угол наклона конвейера, $\beta = 45^\circ$.

Боковое давление насыпного груза на нижнюю ленту, Н/см²

$$\sigma_{xн} = \sigma_{xв} + h\rho \cos\beta = 0,055 + 9,2 \cdot 0,018 \cdot \cos 45^\circ = 0,172 \text{ Н/см}^2.$$

Сила равномерно распределенного давления, которую необходимо приложить по длине 1 м к верхней ленте для удержания груза,

$$P_{см} \cong F_1 \left(\sigma_{xв} - \frac{q_{л.нр}}{b} \cos\beta \right) = 8240 \cdot \left(0,055 - \frac{1,13}{82,4} \cos 45^\circ \right) = 370 \text{ Н},$$

где F_1 – площадь верхней ленты, находящейся в соприкосновении с грузом на длине 1 м

$$F_1 = b \cdot l = (0,77B - 0,1) \cdot l = 82,4 \cdot 100 = 8240 \text{ см}^2;$$

$q_{л.нр} = 113 \text{ Н/м} = 1,13 \text{ Н/см}$ – погонный вес прижимной ленты; b – ширина ленты, находящаяся в контакте с грузом

$$b = 0,77B - 0,1 = 0,77 \cdot 1,2 - 0,1 = 0,824 \text{ м} = 82,4 \text{ см}.$$

Учитывая динамический характер усилия, передаваемого от прижимного колеса к прижимной ленте, сила давления одного колеса на ленту

$$P_{к} = \frac{2P_{см}}{2} = 370 \text{ Н}.$$

Из уравнения моментов сил относительно шарнира определяем усилие пружины (или поперечное усилие от продольно натянутого каната)

$$P_n = \frac{Rl_4 - G_1l_1 - G_2l_2}{l_3},$$

где $R = P_k$;

$\alpha' = 30^\circ$ – угол наклона рычага колеса к прижимной ленте;

$\gamma = \alpha - \alpha' = 45^\circ - 30^\circ = 15^\circ$; $\varphi = 90^\circ - 30^\circ = 60^\circ$;

$G_1 = 100$ Н – вес прижимного колеса (принимаем конструктивно); $G_2 = 50$ Н – вес рычага (принимаем конструктивно); $l = 500$ мм – длина рычага колеса (принимаем конструктивно).

Длина плеч

$$l_1 = l \cos \gamma = 500 \cdot \cos 15^\circ = 483 \text{ мм};$$

$$l_2 = l_y \cos \gamma = 300 \cdot \cos 15^\circ = 290 \text{ мм};$$

$$l_3 = l_y \cos \gamma = 350 \cdot \cos 15^\circ = 338 \text{ мм};$$

$$l_4 = l \sin \varphi = 500 \cdot \sin 60^\circ = 433 \text{ мм}.$$

Определение натяжений в характерных точках тягового контура грузонесущей ленты (рис. 4.13)

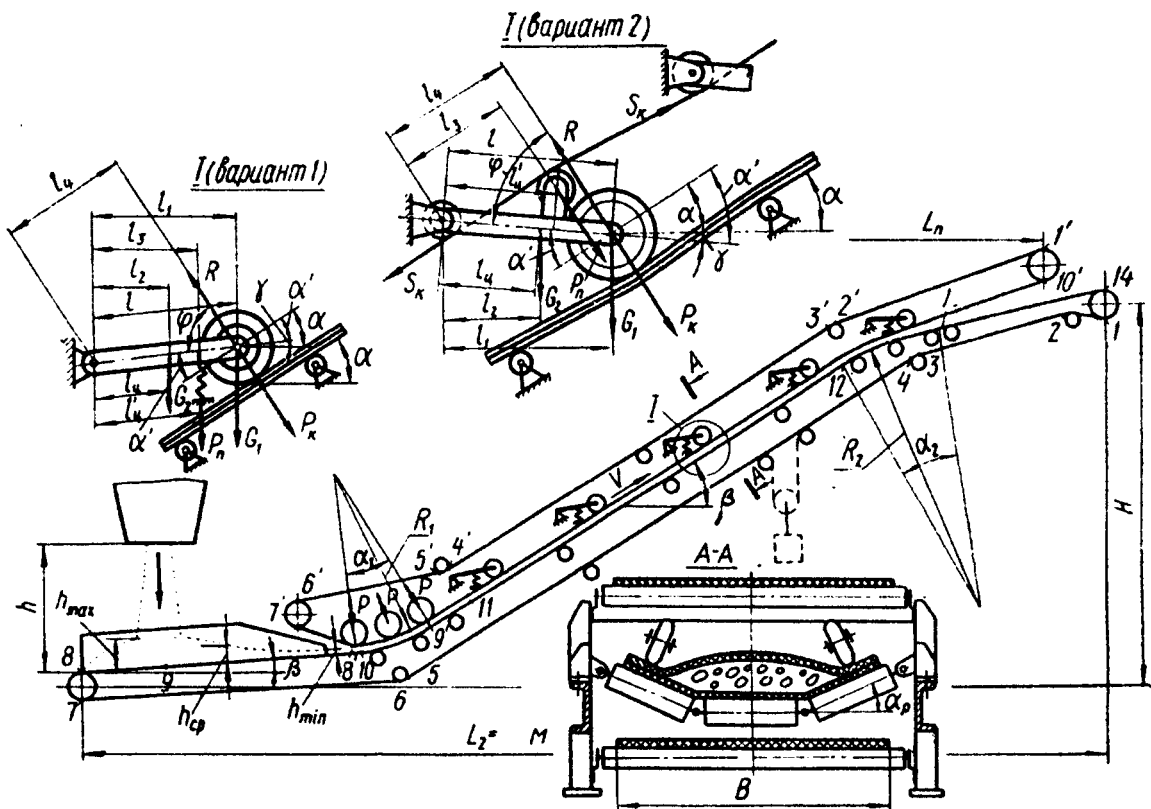


Рисунок 4.13 Схема крутонаклонного конвейера с прижимной лентой

Минимальное натяжение ленты принимаем в точке 5

$$S_5 = S_{min}.$$

Натяжение ленты в последующих точках контура

$$S_6 = kS_5 = 1,03 \cdot S_5,$$

где $k = 1,03$, так как угол обхвата лентой отклоняющего барабана меньше 90° (табл. 3.36);

$$S_7 = S_6 + W_{6-7} = 1,03S_5 + q_{л}L_{6-7}(\omega' \cos \beta - \sin \beta) + q''_p L_{6-7}\omega' = \\ = 1,03S_5 = 272 \cdot 6 \cdot (0,035 \cdot \cos 7^\circ - \sin 7^\circ) + 82 \cdot 6 \cdot 0,035 = 1,03S_5 - 125;$$

$$S_8 = kS_7 = 1,05 \cdot (1,03S_5 - 125) = 1,081S_5 - 131;$$

$$S_9 = S_8 + W_{8-9} + W_{зазп} = 1,081S_5 - 131 + (q_{л} + q_{зп})L_{8-9}(\omega' \cos \beta + \sin \beta) + q'_p L_{8-9}\omega' + \\ + \frac{CQ}{3,6g}(\nu - \nu_0 + f_1\sqrt{2gh}) = 1,081S_5 - 131 + (272 + 1022) \cdot 2 \cdot (0,035 \cdot \cos 7^\circ + \sin 7^\circ) + \\ + 356 \cdot 2 \cdot 0,035 + \frac{1,5 \cdot 600}{3,6 \cdot 9,81} \cdot (1,6 - 0 + 0,47 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,5}) = 1,081S_5 + 360,$$

где $h = 1,5$ м – высота падения груза (зависит от типа загрузочного устройства); $C = 1,5$ – коэффициент, учитывающий сопротивление движению от трения груза о боковые стенки загрузочного бункера и о ленту, от движения ленты в загрузочной части, нагруженной насыпным грузом и гидростатическим давлением потока; ν_0 – составляющая скорость груза вдоль ленты, для данного случая $\nu_0 = 0$; $f_1 = 0,47$ – коэффициент трения груза о поверхность лент (табл. 1.1).

$$S_{10} = S_9 + W_{9-10} = 1,081S_5 + 360 + (q_{л} + q_{зп})L_{9-10}(\omega' \cos \beta + \sin \beta) + q'_p L_{9-10}\omega' = \\ = 1,081S_5 + 360 + (272 + 1022) \cdot 4 \cdot (0,035 \cdot \cos 7^\circ + \sin 7^\circ) + 356 \cdot 4 \cdot 0,035 = 1,081S_5 + 1221;$$

$$S_{11} = S_{10} + W_{10-11} = 1,081S_5 + 1221 + (q_{л} + q_{зп})L_{10-11}(\omega' \cos \beta_n + \sin \beta_n) + q'_p L_{10-11}\omega' + \\ + 3P\omega' = 1,081S_5 + 1221 + (272 + 1022) \cdot 2 \cdot (0,035 \cdot \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) + \\ + 356 \cdot 2 \cdot 0,035 + 3 \cdot 2733 \cdot 0,035 = 1,081S_5 + 2905;$$

где P – усилие от одного ряда обрезиненных колес (один ряд имеет два колеса), прижимающих ленты на переходном участке конвейера,

$$P \geq S \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta_n}{n},$$

$S \approx 15500$ Н – общее усилие натяжения двух лент на переходном участке, которое приблизительно определяется по упрощенной схеме наклонного конвейера методом обхода по контуру с минимальным количеством характерных точек; после определения натяжения лент в указанных точках уточняется общее усилие натяжения лент; $n=3$ – число рядов обрезиненных колес на переходном участке; $\beta_n=30^\circ$ – угол переходного участка.

$$P \geq 15500 \cdot \operatorname{tg} \frac{30^\circ}{3} = 2733 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned}
S_{12} &= S_{11} + W_{11-12} = 1,081S_5 + 2905 + (q_l + q_{zp})L_{11-12}\omega' \cos \beta + q_l L_{11-12} \sin \beta + \\
&+ (q'_p + q_k)L_{11-12}\omega' + \frac{\sigma_{xH}}{\sigma_{xH} + \sigma_{xв}} q_{zp} L_{11-12} \sin \beta = 1,081S_5 + 2905 + \\
&+ (272 + 1022) \cdot 38 \cdot 0,035 \cdot \cos 45^\circ + 272 \cdot 38 \cdot \sin 45^\circ + (356 + 925) \cdot 38 \cdot 0,035 + \\
&+ \frac{0,172}{0,172 + 0,055} \cdot 1022 \cdot 38 \cdot \sin 45^\circ = 1,081S_5 + 33939;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
S_{13} &= S_{12} + W_{12-13} = 1,081S_5 + 33939 + (q_l + q_{zp})L_{12-13}(\omega' \cos \beta_n + \sin \beta_n) + \\
&+ (q'_p + q_k)L_{12-13}\omega' = 1,081S_5 + 33939 + (272 + 1022) \cdot 7 \cdot (0,035 \cdot \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) + \\
&+ (356 + 925) \cdot 7 \cdot 0,035 = 1,081S_5 + 39057.
\end{aligned}$$

На участке 12-13 грузонесущая ветвь ленты движется по выпуклой кривой, величина радиуса которой $R_2 \geq 12B = 12 \cdot 1,2 = 14,4$ м. Принимаем $R_2 = 15$ м. Зная величину R_2 определяем длину кривой

$$L_{12-13} = \frac{2\pi R_2 \beta_2}{360^\circ} = \frac{2\pi \cdot 15 \cdot 28^\circ}{360^\circ} = 7 \text{ м,}$$

где $\beta_2 = 28^\circ$ - верхний угол переходного участка, принимаем, исходя из положения, чтобы разгрузочный участок был под углом не более 20° .

$$\begin{aligned}
S_{14} &= S_{13} + W_{13-14} = 1,081S_5 + 39057 + (q_l + q_{zp})L_{13-14}\omega' \cos \beta'_y + (q'_l + q_{zp}) \sin \beta'_y + \\
&+ q'_p L_{13-14}\omega' = 1,081S_5 + 39057 + (272 + 1022) \cdot 4 \cdot 0,035 \cdot \cos 16^\circ + (272 + 1022) \cdot 4 \cdot \sin 16^\circ + \\
&+ 356 \cdot 4 \cdot 0,035 = 1,081S_5 + 40708;
\end{aligned}$$

Идя навстречу движения ленты, определяем сопротивления в остальных точках.

$$\begin{aligned}
S_4 &= S_5 - W_{4-5} = S_5 - q_{л.зр} L_{4-5}(\omega' \cos \beta + \sin \beta) - q''_p L_{4-5}\omega' = \\
&= S_5 - 159 \cdot 45 \cdot (0,035 \cdot \cos 45^\circ + \sin 45^\circ) - 82 \cdot 45 \cdot 0,035 = S_5 + 4751;
\end{aligned}$$

$$S_3 = \frac{S_4}{k} = \frac{1}{1,03}(S_5 + 4751) = 0,971S_5 + 4613;$$

$$\begin{aligned}
S_2 &= S_3 - W_{2-3} = S_3 - q_{л.зр} L_{2-3}(\omega' \cos \beta'_y + \sin \beta'_y) - q''_p L_{2-3}\omega' = \\
&= 0,971S_5 + 4613 - 159 \cdot 3 \cdot (0,035 \cdot \cos 16^\circ + \sin 16^\circ) - 82 \cdot 3 \cdot 0,035 = 0,971S_5 + 4719;
\end{aligned}$$

$$S_1 = \frac{S_2}{k} = \frac{1}{1,03}(0,971S_5 + 4719) = 0,943S_5 + 4582;$$

$$S_{14} \leq S_1 e^{f\alpha}; \text{ при } f=0,35 \text{ и } \alpha=210^\circ,$$

здесь f – коэффициент трения ленты по футерованному барабану; $\alpha = 210^\circ$ – угол обхвата барабана лентой.

$$e^{f\alpha} = e^{0,35 \cdot 3,67} = 3,61.$$

Для предельного состояния, при котором отсутствует скольжение барабана относительно ленты,

$$S_{14} = 3,61S_1 = 3,61 \cdot (0,943S_5 + 4582) = 3,4S_5 + 16541.$$

Кроме того,

$$S_{14} = 1,081S_5 + 40708.$$

Решая уравнение

$$3,4S_5 + 16541 = 1,081S_5 + 40708,$$

получаем

$$S_5 = \frac{40708 - 16541}{3,4 - 1,081} = 10421 \text{ Н.}$$

Из условия допустимого прогиба минимальное натяжение ленты

$$y = \frac{q_{л.зр} (l_p'')^2 \cos \beta}{8S_{min}} \leq 0,025l_p''$$

откуда

$$S_{min} = \frac{q_{л.зр} l_p'' \cos \beta}{0,2} = \frac{159 \cdot 2,4 \cdot \cos 7^\circ}{0,2} = 1895 \text{ Н,}$$

что вполне обеспечивает нормальную работу конвейера.

Натяжение ленты в точках контура грузовой ветви:

$$S_1 = 0,943 \cdot 10421 + 4582 = 9827 \text{ Н;}$$

$$S_2 = 0,971S_5 + 4719 = 0,971 \cdot 10421 + 4719 = 14838 \text{ Н;}$$

$$S_3 = 0,971S_5 + 4613 = 0,971 \cdot 10421 + 4613 = 14732 \text{ Н;}$$

$$S_4 = S_5 + 4751 = 10421 + 4751 = 15172 \text{ Н;}$$

$$S_5 = 10421 \text{ Н;}$$

$$S_6 = 1,03S_5 = 1,03 \cdot 10421 = 10734 \text{ Н;}$$

$$S_7 = 1,03S_5 - 125 = 1,03 \cdot 10421 - 125 = 10609 \text{ Н;}$$

$$S_8 = 1,081S_5 - 131 = 1,081 \cdot 10421 - 131 = 11134 \text{ Н;}$$

$$S_9 = 1,081S_5 + 360 = 1,081 \cdot 10421 + 360 = 11625 \text{ Н;}$$

$$S_{10} = 1,081S_5 + 1221 = 1,081 \cdot 10421 + 1221 = 12486 \text{ Н;}$$

$$S_{11} = 1,081S_5 + 2905 = 1,081 \cdot 10421 + 2905 = 14170 \text{ Н;}$$

$$S_{12} = 1,081S_5 + 33939 = 1,081 \cdot 10421 + 33939 = 45204 \text{ Н;}$$

$$S_{13} = 1,081S_5 + 39057 = 1,081 \cdot 10421 + 39057 = 50322 \text{ Н};$$

$$S_{14} = 1,081S_5 + 40708 = 1,081 \cdot 10421 + 40708 = 51973 \text{ Н}.$$

Сопротивление на приводном барабане грузонесущей ленты от ее натяжения:

$$W_{\bar{o}} = 0,03(S_{14} - S_1) = 0,03 \cdot (51973 - 9827) = 1264 \text{ Н}.$$

Сопротивление от очистки налипшего груза к ленте скребком в точке 1 и от сброса груза скребком с холостой ветви на участке 6-7

$$W_{oc} = 2q_{oc}B = 2 \cdot 400 \cdot 1,2 = 960 \text{ Н},$$

где $q_{oc} = 300 \dots 500 \text{ Н/м}$.

Определяем натяжения в характерных точках контура прижимной ленты (рис. 4.13)

$$S'_4 = S_{min};$$

$$S'_5 = kS'_4 = 1,03S'_4;$$

$$\begin{aligned} S'_6 &= S'_5 + W'_{5-6} = 1,03S'_4 (q_{л.нр} + q''_p) L_{5-6} \omega' = \\ &= 1,03S'_4 + (113 + 82) \cdot 3 \cdot 0,035 = 1,03S'_4 + 20; \end{aligned}$$

$$S'_7 = kS'_6 = 1,05 \cdot (1,03S'_4 + 20) = 1,081S'_4 + 21;$$

$$\begin{aligned} S'_8 &= S'_7 + W'_{7-8} = 1,081S'_4 + 21 - q_{л.нр} L_{7-8} \sin 30^\circ = \\ &= 1,081S'_4 + 21 - 113 \cdot 1,5 \cdot 0,5 = 1,081S'_4 - 64; \end{aligned}$$

$$S'_9 = S'_8 e^{\omega_k \alpha_1} = (1,081S'_4 - 64) \cdot 2,71^{0,02 \cdot 0,7} = 1,096S'_4 - 65;$$

где ω_k – коэффициент сопротивления движению по прижимным обрезиненным колесам,

$$\omega_k = 1,5 \frac{fd + 2\mu}{D_k} = 1,5 \cdot \frac{0,025 \cdot 5 + 2 \cdot 0,25}{50} = 0,01875,$$

где $f = 0,025$ – коэффициент трения в цапфах; $d = 5 \text{ см}$ – диаметр цапфы обрезиненного колеса; $D_k = 50 \text{ см}$ – наружный диаметр колеса; $\mu = 0,25$ – коэффициент трения качения колеса по ленте.

Принимаем $\omega_k = 0,02$.

$$\begin{aligned} S'_{10} &= S'_9 + W_{9-10} = 1,0961 S'_4 - 65 + q_{л.нр} L_{9-10} \omega' \cos \beta + q_{л.нр} L_{9-10} \sin \beta + \\ &+ q_k L_{9-10} \omega'_k + \frac{\sigma_{xn}}{\sigma_{xn} + \sigma_{xb}} q_{zp} L_{9-10} \sin \beta = 1,0961 S'_4 - 65 + 113 \cdot 42 \cdot 0,035 \cdot \cos 45^\circ + \\ &+ 113 \cdot 45 \cdot \sin 45^\circ + 925 \cdot 42 \cdot 0,0241 + \frac{0,055}{0,172 + 0,055} \cdot 1022 \cdot 42 \cdot \sin 45^\circ = 1,096S'_5 + 11696; \end{aligned}$$

где ω_k – коэффициент сопротивления движению ленты по прижимным обрезиненным колесам на наклонном участке

$$\omega_{\kappa} = 1,5 \frac{fd + 2\mu}{D'_{\kappa}} = 1,5 \cdot \frac{0,025 \cdot 5 + 2 \cdot 0,18}{30} = 0,0241;$$

$$D_{\kappa} = 30 \text{ см}; \mu = 0,18;$$

$$S'_3 = S'_4 - W_{3'-4'} = S'_4 - q_{л.зр} L_{3'-4'} (\omega' \cos \beta + \sin \beta) - q''_{л.зр} L_{3'-4'} \omega' =$$

$$= S'_4 - 113 \cdot 40 \cdot (0,035 \cdot \cos 45^\circ + \sin 45^\circ) - 82 \cdot 40 \cdot 0,035 = S'_4 + 2968;$$

$$S'_2 = \frac{1}{k} S'_3 = \frac{1}{1,03} (S'_4 + 2968) = 0,971 S'_4 + 2882;$$

$$S'_1 = S'_2 - W_{1'-2'} = 0,971 S'_4 + 2882 - q_{л.нр} L_{1'-2'} (\omega' \cos \beta'' - \sin \beta'') =$$

$$= 0,971 S'_4 + 2882 - 113 \cdot 4 \cdot (0,035 \cdot \cos 20^\circ - \sin 20^\circ) = 0,971 S'_4 + 3022;$$

$$S'_{10} \leq S'_1 e^{f\alpha'_0} = 3S'_1 \text{ при } f=0,35 \text{ и } \alpha_0=180^\circ.$$

Для предельного состояния, при котором отсутствует скольжение барабана относительно ленты

$$S'_{10} = 1,096 S'_4 + 11696 = 3 \cdot (0,971 S'_4 + 3022) = 2,913 S'_4 + 9066,$$

откуда

$$S'_4 = \frac{11696 - 9066}{2,913 - 1,096} = 1447 \text{ Н.}$$

Из условия допустимого прогиба ленты между роlikоопорами

$$S_{min} = S'_4 = \frac{q_{л.нр} l''_p \cos \beta}{0,2} = \frac{113 \cdot 2,4 \cdot \cos 45^\circ}{0,2} = 959 \text{ Н.}$$

Усилие на приводном барабане грузонесущей ленты

$$W'_0 = S_{14} - S_1 + W_{\sigma} + W_{оч} = 51973 - 9827 + 1264 + 960 = 44370 \text{ Н.}$$

Установочная мощность двигателя

$$N' = k_3 \frac{W'_0 v}{1000 \eta_{нр}} = 1,1 \cdot \frac{44370 \cdot 1,6}{1000 \cdot 0,9} = 87 \text{ кВт},$$

где $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса мощности; $\eta_{нр} = 0,9$ – КПД привода.

Натяжение прижимной ленты в характерных точках

$$S'_1 = 0,971 S'_4 + 3022 = 0,971 \cdot 1447 + 3022 = 4427 \text{ Н};$$

$$S'_2 = 0,971 S'_4 + 2882 = 0,971 \cdot 1447 + 2882 = 4287 \text{ Н};$$

$$S'_3 = S'_4 + 2968 = 1447 + 2968 = 4415 \text{ Н};$$

$$S'_4 = 1447 \text{ Н};$$

$$S'_5 = k S'_4 = 1,03 \cdot 1447 = 1490 \text{ Н};$$

$$S'_6 = 1,03 S'_4 + 20 = 1,03 \cdot 1447 + 20 = 1510 \text{ Н};$$

$$S'_7 = 1,081 S'_4 + 21 = 1,081 \cdot 1447 + 21 = 1585 \text{ Н};$$

$$S'_8 = 1,081S'_4 - 64 = 1,081 \cdot 1447 - 64 = 1500 \text{ Н};$$

$$S'_9 = 1,096S'_4 - 65 = 1,096 \cdot 1447 - 65 = 1521 \text{ Н};$$

$$S'_{10} = 1,096S'_4 + 11696 = 1,096 \cdot 1447 + 11696 = 13282 \text{ Н}.$$

При таком натяжении ленты обеспечена тяговая способность приводного барабана, то есть

$$13282 = S'_{10} \leq S'_1 e^{f\alpha'} = 4427 \cdot 3 = 13290 \text{ Н},$$

где $f=0,35$; $\alpha=180^\circ$ – угол обхвата лентой барабана.

Коэффициент запаса силы трения на приводном барабане

$$k = \frac{S'_1 (e^{f\alpha'} - 1)}{S'_{10} - S'_1} = \frac{4427 \cdot (3 - 1)}{13282 - 4427} = 1,02.$$

Для улучшения работы конвейера и с целью исключения возможной пробуксовки приводного барабана прижимного конвейера увеличиваем угол обхвата лентой барабана за счет отклоняющего барабана. Этот барабан устанавливаем на расстоянии 1,5 м от приводного барабана.

Тогда при коэффициенте трения $f = 0,35$ и угле обхвата $\alpha' = 210^\circ$ (3,67 рад) тяговая способность приводного барабана прижимного конвейера будет

$$S'_1 e^{f\alpha'} = 4427 \cdot 3,67 = 16247 \text{ Н}$$

и коэффициент запаса сил трения на приводном барабане будет

$$k = \frac{4427 \cdot (3,67 - 1)}{13282 - 4427} = 1,33.$$

Соппротивление на приводном барабане прижимной ленты от ее натяжения

$$W'_{\delta} = 0,03(S'_{10} + S'_1) = 0,03 \cdot (13282 + 1405) = 440 \text{ Н}.$$

Соппротивление от очистки налипшего груза на ленте двумя скребками в точках 1' и 6'

$$W_{оч} = 2q_{оч}B = 2 \cdot 400 \cdot 1,2 = 960 \text{ Н}.$$

Усилие на приводном барабане прижимной ленты

$$W_0'' = S'_{10} - S'_1 + W'_{\delta} + W_{оч} = 13282 - 4427 + 440 + 960 = 10255 \text{ Н}.$$

Мощность привода прижимного конвейера

$$N'' = k_3 \frac{W_0'' v}{1000 \eta} = 1,1 \cdot \frac{10255 \cdot 1,6}{1000 \cdot 0,9} \cong 20,0 \text{ кВт}.$$

Суммарная мощность привода конвейера
 $N = N' + N'' = 87 + 20,0 = 107,0 \text{ кВт}$.

По каталогу (см. приложение) принимаем электродвигатель типа 4AP280S4У3 с повышенным пусковым моментом: $N=110 \text{ кВт}$; $n=1475 \text{ об/мин}$;
 $\frac{M_n}{M_H} = 2,0$; $\frac{M_{max}}{M_H} = 2,2$; $\omega = \frac{3,14n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1475}{30} = 154,4 \text{ рад/с}$; $GD^2 = 5,92 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Зная наибольшее натяжение грузонесущей ленты S_{14} , уточняем число прокладок

$$i = \frac{S_{14}m}{\sigma_p B} = \frac{51973 \cdot 11}{1000 \cdot 120} = 4,8,$$

где $m = 10 \dots 12$ – коэффициент запаса прочности; $\sigma_p = 1000 \text{ Н/см}$ ширины прокладки (принимаем ленту типа БКНЛ-100 (см. приложение); $B = 120 \text{ см}$ – ширина ленты; число прокладок $i = 5$.

Прижимную ленту принимаем того же типа (БКНЛ-100) с числом прокладок

$$i = \frac{S'_{10}m}{\sigma_p B} = \frac{13282 \cdot 11}{1000 \cdot 120} = 1,2.$$

Оставляем принятую ранее ленту с $i=3$.

Диаметр приводных барабанов

$$D_{\sigma} = (80 \dots 200)i = (80 \dots 200) \cdot 5 = 400 \dots 1000 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение барабана $D_{\sigma} = 800 \text{ мм}$ (табл. 3.28).

Проверяем диаметр барабана по допускаемому давлению между лентой и барабаном:

$$p = \frac{2S_{14}}{D_{\sigma}B} \leq [p], \quad p = \frac{2 \cdot 51973}{80 \cdot 120} = 10,8 \text{ Н/см}^2;$$

$$p \leq [p] = 40 \dots 60 \text{ Н/см}^2.$$

Для прижимной ленты с целью унификации узлов диаметр приводного барабана принимаем таким же.

Диаметр концевых (натяжных) барабанов

$$D_1 = 0,8D_{\sigma} = 0,8 \cdot 800 = 640 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_1 = 630 \text{ мм}$.

Диаметр отклоняющих барабанов

$$D_2 = 0,65D_{\sigma} = 0,65 \cdot 800 = 520 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_2 = 500 \text{ мм}$.

Длина барабанов

$$L_{\sigma} = B + 2m = 1200 + 2 \cdot 100 = 1400 \text{ мм},$$

где $m = 50 \dots 100 \text{ мм}$ – запас длины барабанов (табл. 3.28).

Для увеличения сцепления ленты с барабаном производим его футеровку резиной.

$$D = D_{\bar{\sigma}} + 2\Delta\phi = 800 + 2 \cdot 20 = 840 \text{ мм},$$

где $\Delta\phi$ – толщина резиновой футеровки.

Для улучшения работы на футеровке выполняем шевронные канавки.

Частота вращения приводного барабана

$$n_{\bar{\sigma}} = \frac{60\nu}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,840} = 36,4 \text{ об/мин.}$$

Передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_{\bar{\sigma}}} = \frac{1475}{36,4} = 40,5.$$

Принимаем редуктор цилиндрический горизонтальный двухступенчатый типа Ц2Н-450 с номинальным крутящим моментом на тихоходном валу $M_{кр} = 32750 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и передаточным числом $u_p = 40$ (см. приложение).

В нашем случае крутящий момент на валу барабана

$$M_{кр}^T = \frac{N \cdot 10^3}{\omega} u_p = \frac{110 \cdot 10^3 \cdot 40,5}{154,4} = 28854 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{кр}^T \langle [M_{кр}] = 32750 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По данному параметру редуктор проходит.

Выходной конец тихоходного вала редуктора соединяется с валом приводного барабана грузонесущей ленты посредством зубчатой муфты (см. приложение).

Выходной конец быстроходного вала редуктора соединяется с валом электродвигателя через специальную втулочно-пальцевую муфту, являющуюся одновременно и тормозным шкивом.

Схема привода приведена на рис. 4.14.

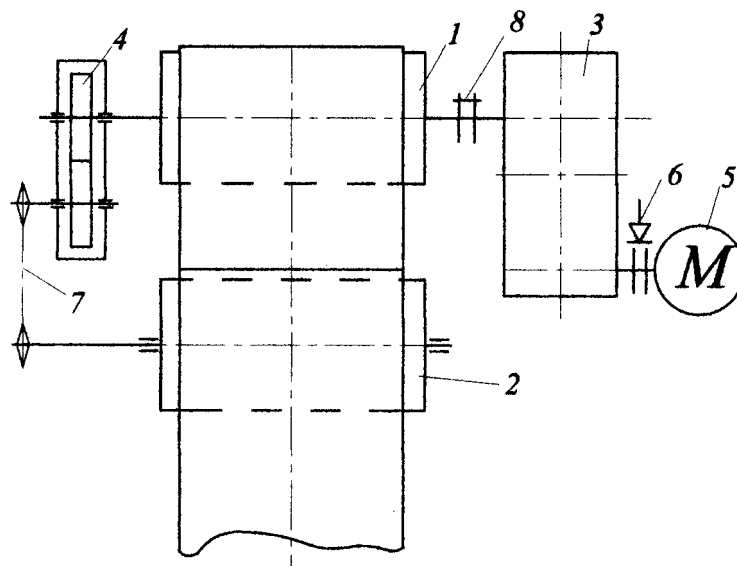


Рисунок 4.14 Схема привода кругонаклонного конвейера с прижимной лентой:

1 и 2 – приводные барабаны; 3 и 4 – редукторы; 5 – электродвигатель;

6 – тормоз; 7 – цепная передача; 8 – муфта

Фактическая скорость движения лент

$$v_{\phi} = \frac{\pi D n}{60 u_p} = \frac{3,14 \cdot 0,84 \cdot 1475}{60 \cdot 40} = 1,62 \text{ м/с.}$$

Полученная скорость отличается от заданной незначительно (1,3%), перерасчет не производим.

Проверка конвейера на пуск и торможение. В период пуска сопротивление движению лент возрастает; его обычно учитывают коэффициентом ω_n .

Для рабочей и холостой ветви ленты

$$\omega_n = \omega k_n = 0,035 \cdot 1,5 = 0,0525;$$

$$\omega'_n = \omega' k_n = 0,035 \cdot 1,5 = 0,0525,$$

где $k_n = 1,5$ – коэффициент увеличения статических сопротивлений при пуске.

В связи с этим натяжения в точках контура грузонесущей ленты возрастут

$$S_5 = S_{min};$$

$$S_6 = k S_5;$$

$$S_7 = S_6 + W_{6-7} = 1,03 S_5 + q_l L_{6-7} (\omega'_n \cos \beta - \sin \beta) + q'_p L_{6-7} \omega'_n =$$

$$= 1,03 S_5 + 272 \cdot 6 \cdot (0,0525 \cos 7^\circ - \sin 7^\circ) + 82 \cdot 6 \cdot 0,0525 = 1,03 S_5 - 88;$$

$$S_8 = k S_7 = 1,05 \cdot (1,03 S_5 - 88) = 1,081 S_5 - 92;$$

$$S_9 = S_8 + W_{8-9} + W_{зазп} = 1,081 S_5 - 92 + (q_l + q_{zp}) L_{8-9} (\omega'_n \cos \beta + \sin \beta) + q'_p L_{8-9} \omega'_n +$$

$$+ \frac{CQ}{3,6g} (v - v_0 + f_1 \sqrt{2gh}) = 1,081 S_5 - 92 + (272 + 1022) \cdot 2 \cdot (0,0525 \cdot \cos 7^\circ + \sin 7^\circ) +$$

$$+ 356 \cdot 2 \cdot 0,0525 + \frac{1,5 \cdot 600}{3,6 \cdot 9,81} \cdot (1,6 - 0 + 0,47 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,5}) = 1,081 S_5 + 341,$$

$$S_{10} = S_9 + W_{9-10} = 1,081 S_5 + 341 + (q_l + q_{zp}) L_{9-10} (\omega'_n \cos \beta + \sin \beta) + q'_p L_{9-10} \omega'_n =$$

$$= 1,081 S_5 + 341 + (272 + 1022) \cdot 4 \cdot (0,0525 \cdot \cos 7^\circ + \sin 7^\circ) + 356 \cdot 4 \cdot 0,0525 =$$

$$= 1,081 S_5 + 1317;$$

$$S_{11} = S_{10} + W_{10-11} = 1,081 S_5 + 1317 + (q_l + q_{zp}) L_{10-11} (\omega'_n \cos \beta_n + \sin \beta_n) + q'_p L_{10-11} \omega'_n +$$

$$+ 3P \omega'_n = 1,081 S_5 + 1317 + (272 + 1022) \cdot 2 \cdot (0,0525 \cdot \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) +$$

$$+ 356 \cdot 2 \cdot 0,0525 + 3 \cdot 2733 \cdot 0,0525 = 1,081 S_5 + 3193;$$

$$S_{12} = S_{11} + W_{11-12} = 1,081S_5 + 3193 + (q_{л} + q_{2p})L_{11-12}\omega'_n \cos \beta + q_{л}L_{11-12} \sin \beta +$$

$$+ (q'_p + q_k)L_{11-12}\omega'_n + \frac{\sigma_{xH}}{\sigma_{xH} + \sigma_{x6}} q_{2p}L_{11-12} \sin \beta = 1,081S_5 + 3193 +$$

$$+ (272 + 1022) \cdot 38 \cdot 0,0525 \cdot \cos 45^\circ + 272 \cdot 38 \cdot \sin 45^\circ + (356 + 925) \cdot 38 \cdot 0,0525 +$$

$$+ \frac{0,172}{0,172 + 0,055} \cdot 1022 \cdot 38 \cdot \sin 45^\circ = 1,081S_5 + 35686;$$

$$S_{13} = S_{12} + W_{12-13} = 1,081S_5 + 35686 + (q_{л} + q_{2p})L_{12-13}(\omega'_n \cos \beta_n + \sin \beta_n) +$$

$$(q'_p + q_k)L_{12-13}\omega'_n = 1,081S_5 + 35686 + (272 + 1022) \cdot 7 \cdot (0,0525 \cdot \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) +$$

$$+ (356 + 925) \cdot 7 \cdot 0,0525 = 1,081S_5 + 41098;$$

$$S_{14} = S_{13} + W_{13-14} = 1,081S_5 + 41098 + (q_{л} + q_{2p})L_{13-14}\omega'_n \cos \beta'_y +$$

$$+ (q_{л} + q_{2p})L_{13-14} \sin \beta'_y + q'_p L_{13-14}\omega'_n = 1,081S_5 + 41098 +$$

$$+ (272 + 1022) \cdot 4 \cdot 0,0525 \cdot \cos 16^\circ + (272 + 1022) \cdot 4 \cdot \sin 16^\circ +$$

$$+ 356 \cdot 4 \cdot 0,0525 = 1,081S_5 + 42861;$$

$$S_4 = S_5 - W_{4-5} = S_5 - q_{л.2p}L_{4-5}(\omega'_n \cos \beta + \sin \beta) - q''_p L_{4-5}\omega'_n =$$

$$= S_5 - 159 \cdot 45 \cdot (0,0525 \cdot \cos 45^\circ + \sin 45^\circ) - 82 \cdot 45 \cdot 0,0525 = S_5 + 4794;$$

$$S_3 = \frac{S_4}{k} = \frac{1}{1,03}(S_5 + 4794) = 0,971S_5 + 4655;$$

$$S_2 = S_3 - W_{2-3} = S_3 - q_{л.2p}L_{2-3}(\omega'_n \cos \beta'_y + \sin \beta'_y) - q''_p L_{2-3}\omega'_n =$$

$$= 0,971S_5 + 4655 - 159 \cdot 3 \cdot (0,0525 \cdot \cos 16^\circ + \sin 16^\circ) - 82 \cdot 3 \cdot 0,0525 = 0,971S_5 + 4750;$$

$$S_1 = \frac{S_2}{k} = \frac{1}{1,03}(0,971S_5 + 4750) = 0,943S_5 + 4612.$$

При отсутствии скольжения барабана относительно ленты

$$S_{14} = 3,61S_1 = 3,61(0,943S_5 + 4612) = 3,4S_5 + 16650,$$

после чего запишем уравнение

$$3,4S_5 + 16650 = 1,081S_5 + 42861,$$

из которого имеем $S_5 = 11303$ Н.

Затем вычисляем:

$$S_{14} = 1,081S_5 + 42861 = 1,081 \cdot 11303 + 42861 = 55080 \text{ Н};$$

$$S_1 = 0,943S_5 + 4612 = 0,943 \cdot 11303 + 4612 = 15271 \text{ Н.}$$

Тяговые статистические усилия на приводном барабане грузонесущей ленты при пуске

$$\begin{aligned} W_{on} &= (S_{14} - S_1) + 0,03(S_{14} + S_1) + W_{оч} = \\ &= (55080 - 15271) + 0,03 \cdot (55080 + 15271) + 960 = 42880 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Для прижимной ленты при пуске конвейера натяжение в точках контура возрастет:

$$S'_5 = kS'_4 = 1,03S'_4;$$

$$\begin{aligned} S'_6 &= S'_5 + W'_{5'-6'} = 1,03S'_4 (q_{л.нр} + q''_p) L_{5'-6'} \omega'_n = \\ &= 1,03S'_4 + (113 + 82) \cdot 3 \cdot 0,0525 = 1,03S'_4 + 31; \end{aligned}$$

$$S'_7 = kS'_6 = 1,05 \cdot (1,03S'_4 + 31) \cdot 1,081S'_4 + 32;$$

$$\begin{aligned} S'_8 &= S'_7 + W'_{7'-8'} = 1,081S'_4 + 32 - q_{л.нр} L_{7'-8'} \sin 30^\circ = \\ &= 1,081S'_4 + 32 - 113 \cdot 1,5 \cdot 0,5 = 1,081S'_4 - 53; \end{aligned}$$

$$S'_9 = S'_8 e^{\omega_k \alpha'_1} = (1,081S'_4 - 53) \cdot 2,71^{0,02 \cdot 0,7} = 1,1S'_4 - 54;$$

$$\begin{aligned} S'_{10} &= S'_9 + W_{9'-10'} = 1,1S'_4 - 54 + q_{л.нр} L_{9'-10'} \omega'_n \cos \beta + q_{л.нр} L_{9'-10'} \sin \beta + \\ &+ q_k L_{9'-10'} \omega'_{кн} + \frac{\sigma_{хн}}{\sigma_{хн} + \sigma_{хв}} q_{зр} L_{9'-10'} \sin \beta = 1,1S'_4 - 54 + 113 \cdot 42 \cdot 0,0525 \cdot \cos 45^\circ + \\ &+ 113 \cdot 42 \cdot \sin 45^\circ + 925 \cdot 42 \cdot 0,0241 + \frac{0,055}{0,172 + 0,055} \cdot 1022 \cdot 42 \cdot \sin 45^\circ = 1,1S_5 + 11766; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S'_3 &= S'_4 - W_{3'-4'} = S'_4 - q_{л.зр} L_{3'-4'} (\omega'_n \cos \beta + \sin \beta) - q''_p L_{3'-4'} \omega'_n = \\ &= S'_4 - 113 \cdot 40 \cdot (0,0525 \cdot \cos 45^\circ + \sin 45^\circ) - 82 \cdot 40 \cdot 0,0525 = S'_4 + 2856; \end{aligned}$$

$$S'_2 = \frac{1}{k} S'_3 = \frac{1}{1,03} (S'_4 + 2856) = 0,971S'_4 + 2773;$$

$$\begin{aligned} S'_1 &= S'_2 - W_{1'-2'} = 0,971S'_4 + 2773 - q_{л.нр} L_{1'-2'} (\omega'_n \cos \beta'' - \sin \beta'') = \\ &= 0,971S'_4 + 2773 - 113 \cdot 4 \cdot (0,0525 \cdot \cos 20^\circ - \sin 20^\circ) = 0,971S'_4 + 2897; \end{aligned}$$

$$S'_{10} \leq S'_1 e^{f\alpha'_0} = 3S'_1 \text{ - при } f=0,35 \text{ и } \alpha_0=180^\circ.$$

$$S'_{10} = 1,1S'_4 + 11766 = 3 \cdot (0,971S'_4 + 2897) = 2913S'_4 + 8691.$$

Откуда

$$S'_4 = \frac{11766 - 8691}{2,913 - 1,1} = 1696 \text{ Н};$$

$$S'_1 = 0,971S'_4 + 2897 = 0,971 \cdot 1696 + 2897 = 4544 \text{ Н};$$

$$S'_{10} = 1,1S'_4 + 11766 = 1,1 \cdot 1696 + 11766 = 13632 \text{ Н}.$$

Тяговое статическое усилие на приводном барабане прижимной ленты при пуске

$$\begin{aligned} W_{nn} &= (S'_{10} - S'_1) + 0,03(S'_{10} + S'_1) + W_{oc} = \\ &= (13632 - 4544) + 0,03 \cdot (13632 + 4544) + 960 = 10593 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Общее тяговое усилие привода при пуске

$$W_c = W_{on} + W_{nn} = 42880 + 10593 = 53473 \text{ Н}.$$

Статический момент при пуске, приведенный к валу двигателя,

$$M_{cm.n} = \frac{W_c D}{2u_p \eta_n} = \frac{53473 \cdot 0,840}{2 \cdot 40 \cdot 0,971} = 624 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где η_n – КПД привода при пуске,

$$\eta_n = 1 - (1 - \eta_m) k_n C_T = 1 - (1 - 0,9) \cdot 1,5 \cdot 0,6 = 0,91,$$

где $C_T = 0,55 \dots 0,65$ – коэффициент, учитывающий возможное уменьшение сопротивлений движению лент.

Момент инерции движущихся масс конвейера, приведенный к валу двигателя

$$J_{np.n} = \delta (J_p + J_m) g + \frac{m_k R_0^2}{u_p^2 \eta_m} = 1,15 \cdot (0,15 + 0,03) \cdot 9,81 + \frac{9412 \cdot 0,42^2}{40^2 \cdot 0,9} = 3,184 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2,$$

где $J_p = \frac{GD^2}{4g} = \frac{5,92}{4 \cdot 9,81} = 0,15 \text{ кгс}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ – момент инерции ротора; J_m – момент инерции муфты (выбирается по нормам или приближенно),

$$J_m = 0,2J_p = 0,2 \cdot 0,15 = 0,03 \text{ кгс}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2;$$

$\delta = 1,15$ – коэффициент, учитывающий момент инерции деталей привода, вращающихся медленнее, чем вал двигателя; m_k – приведенная масса движущихся частей конвейера и груза на нем;

$$\begin{aligned} m_k &= \frac{k_y}{g} \{ [q_{zp} + 2(q_{л.zp} + q_{л.нр})] L + k_c G_p \} = \\ &= \frac{0,6}{9,81} \cdot \{ [1022 + 2 \cdot (159 + 113)] \cdot 45 + 0,8 \cdot 104265 \} = 9412 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$k_y = 0,5 \dots 0,7$ – коэффициент, учитывающий упругое удлинение резиноканевых лент, в результате чего не все массы конвейера приходят в движение од-

новременно; k_c – коэффициент, учитывающий, что окружная скорость части вращающихся масс меньше, чем v ; $k_c = 0,7 \dots 0,9$; G_p – вес вращающихся частей роликов, прижимных колес и барабанов конвейера;

$$G_p = (q'_p + 2q''_p + q_k)L + \sum G_{\delta}g = (356 + 2 \cdot 82 + 925) \cdot 45 + 4000 \cdot 9,81 = 104265 \text{ Н.}$$

Здесь $\sum G_{\delta} \approx 40000 \text{ Н}$ – вес вращающихся частей барабанов, принимается ориентировочно.

С целью упрощения расчета пускового момента двигателя примем допущение, что прижимная лента приводится в движение грузонесущей лентой силами трения, возникающими от действия прижима обрешиненных колес и веса прижимной ленты.

Средний пусковой момент двигателя

$$M_{n.c.p} = \frac{M_{n.max} + M_{n.min}}{2} = \frac{2,2 + 1,1}{2} = 1,65 M_H = 1,65 \cdot 9750 \cdot \frac{110}{1475} = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Время пуска конвейера

$$t_n = \frac{J_{np.n} \omega}{M_{n.c.p} - M_{cm.n}} = \frac{3,184 \cdot 154,4}{1200 - 624} = 0,85 \text{ с.}$$

Динамическое усилие в ленте при пуске может быть определено приближенно по формуле

$$S_{\partial.n} = m_k R_{\delta} \frac{\varepsilon_{\partial v}}{u_p} \eta_n = 9412 \cdot 0,42 \cdot \frac{181}{40} \cdot 0,91 = 16278 \text{ Н;}$$

$$\varepsilon_{\partial v} = \frac{M_{n.c.p} - M_{cm.n}}{J_{np.n}} = \frac{1200 - 624}{3,184} = 181 \text{ рад/с}^2.$$

Максимальное усилие в ленте при пуске

$$S_{max} = S_{нб.\partial} = S_{14} + S_{\partial n} = 51973 + 12552 = 64525 \text{ Н.}$$

Возможный коэффициент перегрузки грузонесущей ленты

$$k_{\partial} = \frac{S_{max}}{S_{14}} = \frac{64525}{51973} = 1,24.$$

Сопротивление передвижению при пуске

$$W_{max} = S_{max} - S_1 = 64525 - 15271 = 49254 \text{ Н.}$$

В период пуска конвейера натяжение грузонесущей ленты в сбегавшей ветви

$$S_{сб} = \frac{W_{max}}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{49254}{e^{0,35 \cdot 3,67} - 1} = \frac{49254}{3,61 - 1} = 18871 \text{ Н.}$$

При применении винтового натяжного устройства, установленного на концевом барабане грузонесущей ленты, необходимое усилие будет:

$$P_H = S_7 + S_8 = 10609 + 11134 = 21743 \text{ Н.}$$

Методика расчета указана в расчете ленточного конвейера.

В случае применения натяжного устройства грузового типа вес его груза будет зависеть от места расположения натяжного устройства.

Статический момент на валу двигателя при торможении

$$M_{cm.m} = \frac{W_0 D \eta_m}{2u_p} = \frac{51001 \cdot 0,84 \cdot 0,9}{2 \cdot 40} = 482 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $W_0 = (S_{14} - S_1) + (S'_{10} - S'_1) = (51973 - 9827) + (13282 - 4427) = 51001 \text{ Н}$.

Момент инерции всех движущихся масс конвейера, приведенных к валу двигателя, при торможении

$$J_{np.m} = \delta(J_p + J_m)g + \frac{m_k R_0^2}{u_p^2} \eta_m = 1,15 \cdot (0,15 + 0,03) \cdot 9,81 + \frac{9412 \cdot 0,42^2}{40^2} \cdot 0,9 = 2,965 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2.$$

Тормозной момент

$$M_m = \frac{J_{np.m} \omega}{t_m} - M_{cm.m} = \frac{2,965 \cdot 154,4}{1,0} - 482 = -22 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где t_m – время торможения,

$$t_m = \frac{2l_m}{v + v_0} = \frac{2 \cdot 0,8}{1,6 + 0} = 1,0 \text{ с},$$

l_m – путь движения ленты с грузом при остановке конвейера, принимаем $l_m \approx 0,8$ м (во избежание засыпки места перегрузки).

Для остановки движения ленты конвейера по инерции наблюдаться не будет.

Проверим возможность обратного движения лент с грузом при выключенном двигателе.

Ленты конвейера могут двигаться в том случае, если на наклонном участке L_{10-14} останется груз и величина составляющей силы $q_{zp} L_{10-14} \sin \beta$, направленная вниз вдоль лент, будет больше сопротивления движению лент W'_0 , препятствующего движению вниз. Определим сопротивление W'_0 для данного случая нагрузки, приняв, что прижимная лента с прижимными колесами является дополнительным грузом для грузонесущей ленты.

Определим сопротивления обратному движению лент

$$W_{8-10} = q'_p L_{8-10} \omega' = 356 \cdot 6 \cdot 0,035 = 75 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned} W_{10-11} &= (q_{л.zp} + q_{л.nop} + q_{zp}) L_{10-11} \omega' \cos \beta_n + q'_p L_{10-11} \omega' + 3P \omega' = \\ &= (159 + 113 + 1022) \cdot 2 \cdot 0,035 \cdot \cos 30^\circ + 356 \cdot 2 \cdot 0,035 + 3 \cdot 2733 \cdot 0,035 = 390 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{11-12} &= (q_{л.zp} + q_{л.nop} + q_{zp}) L_{11-12} \omega' \cos \beta + (q'_p + q_k) L_{11-12} \omega' = \\ &= (159 + 113 + 1022) \cdot 38 \cdot 0,035 \cdot \cos 45^\circ + (356 + 925) \cdot 38 \cdot 0,035 = 2921 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$W_{12-13} = (q_{л.зр} + q_{л.нор} + q_{зр})L_{12-13}\omega' \cos \beta_n + (q'_p + q_k)L_{12-13}\omega' =$$

$$= (159 + 113 + 1022) \cdot 7 \cdot 0,035 \cdot \cos 30^\circ + (356 + 925) \cdot 7 \cdot 0,035 = 589 \text{ Н};$$

$$W_{13-14} = (q_{л.зр} + q_{л.нор} + q_{зр})L_{13-14}\omega' \cos \beta'_n + q'_p L_{13-14}\omega' =$$

$$= (159 + 113 + 1022) \cdot 4 \cdot 0,035 \cdot \cos 16^\circ + 356 \cdot 4 \cdot 0,035 = 224 \text{ Н};$$

$$W_{1-7} = q''_p L_{1-7}\omega' + q_{л.зр}L_{1-7} \cos \beta \omega' = 82 \cdot 53 \cdot 0,035 + 159 \cdot 53 \cdot \cos 7^\circ \cdot 0,035 = 445 \text{ Н};$$

$$W_{1'-6'} = q'' L_{1'-6'}\omega' + q_{л.зр}L_{1'-6'} \cos \beta \omega' = 82 \cdot 47 \cdot 0,035 + 113 \cdot 53 \cdot \cos 45^\circ \cdot 0,035 = 266 \text{ Н};$$

$$W'_0 = W_{8-10} + W_{10-11} + W_{11-12} + W_{12-13} + W_{13-14} + W_{1-7} + W_{1'-6'} + W_{\delta} + W'_{\delta} + 2W_{оч} =$$

$$= 75 + 390 + 2921 + 589 + 224 + 445 + 266 + 1264 + 440 + 2 \cdot 960 = 8534 \text{ Н};$$

$$q_{зр}L_{10-14} \sin \beta = 1022 \cdot 51 \cdot \sin 45^\circ = 36850 \text{ Н}.$$

Определенное сопротивление W'_0 оказалось меньше составляющей $q_{зр}L_{10-14} \sin \beta$ силы груза, находящегося на наклонном участке конвейера.

Таким образом, во избежание обратного хода лент необходимо на быстроходном валу привода конвейера установить тормоз.

Тормозной момент на быстроходном валу привода

$$M_m = k_m \frac{W_m D \eta_m}{2u_p} = 1,25 \cdot \frac{28316 \cdot 0,84 \cdot 0,9}{2 \cdot 40} = 334 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $W_m = 36850 - 534 = 28316 \text{ Н}$; $k_m = 1,25$ – коэффициент запаса торможения.

Принимаем колодочный тормоз типа ТКП-300 (см. приложение) с тормозным моментом $M_m = 420 \text{ Н}\cdot\text{м}$ с электромагнитом МО-300Б.

Тормозной момент следует отрегулировать на необходимую величину тормозного момента. Диаметр тормозного шкива 300 мм.

На тихоходной стороне привода, на валу приводного барабана для исключения движения ленты вниз желательна установка храпового останова.

Уточняем угол $\alpha_{об}$ обхвата лентой приводного барабана, который обеспечит бы работу привода без пробуксовки .

$$\alpha_{об} \geq 40 \frac{h}{D} + \frac{1}{f} \ln \frac{S_{нб.д}}{S_{сб.д}} = 40 \cdot \frac{1,225}{84} + \frac{1}{0,35} \ln \frac{64525}{18871} = 4,09 \text{ рад},$$

то есть

$$\alpha_{об} \geq 217^\circ,$$

где $h = 1,225 \text{ см}$ – толщина ленты; $D = 84 \text{ см}$ – диаметр приводного барабана.

Таким образом, необходимый угол обхвата лентой приводного барабана грузонесущего конвейера должен быть равен или больше 217° , в противном

случае в пусковой период будет наблюдаться пробуксовка барабана относительно ленты.

Прочностные расчеты основных узлов (валов, барабанов, подшипников, муфт, металлоконструкций) производить по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

4.3. Общая характеристика и устройство комбинированных ленточных конвейеров

4.3.1. Ленточно-канатные конвейеры

Эти конвейеры предназначены для транспортирования насыпных грузов на большие расстояния: для магистрального внешнего транспорта, по горизонтальным выработкам и наклонным стволам шахт; на рудниках и угольных карьерах; на строительстве гидроэлектростанций, плотин и т. п. Особенностью конструкции ленточно-канатных конвейеров является распределение тяговых и несущих функций между канатом и лентой. По количеству тяговых канатов различают одноканатные, двухканатные и многоканатные конвейеры.

В ленточно-канатном конвейере (рис. 4.15) тяговым элементом служат два стальных каната 1, расположенных вдоль кромок специальной ленты 2, несущей транспортируемый груз. Лента имеет у кромок утолщение с седлообразными пазами и свободно опирается на канаты, входящие в эти пазы. Внутри ленты завулканизированы упругие стальные полосы 3, размером,

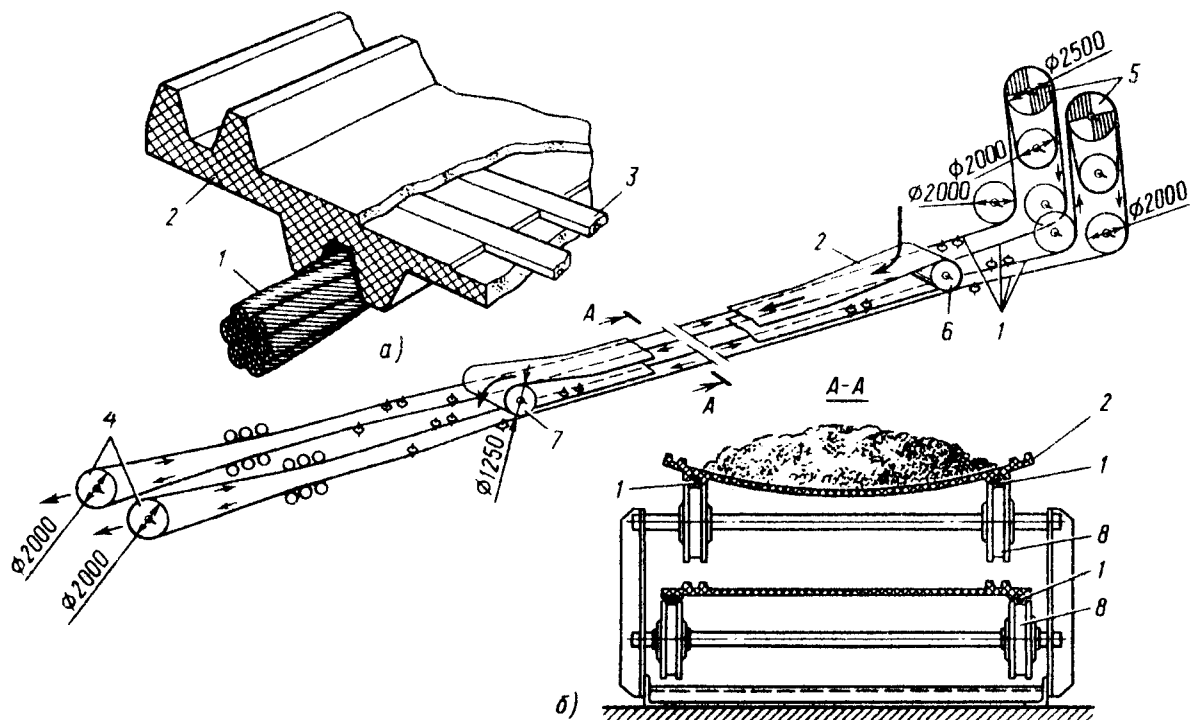


Рисунок 4.15 Ленточно-канатный конвейер:
а) лента с канатом; б) схема конвейера

например, 5×12 мм, вследствие чего лента под действием силы тяжести транспортируемого груза принимает плавную желобчатую форму (рис. 4.15, а, б). На концах конвейера канаты 1 огибают приводные 5 и натяжные 4 блоки, а лента – барабаны: разгрузочный 7 и натяжной 6. В промежутках между концевыми барабанами канаты с лентой опираются на двойные опорные блоки 8.

Технические характеристики некоторых ленточно-канатных конвейеров приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Основные параметры отечественных ленточно-канатных конвейеров

Модель	Ширина ленты, мм	Расчетная скорость движения ленты, м/с	Производительность, м ³ /ч	Условная длина, м, конвейера при плотности груза и горизонтальной установке, т/м ³		Тяговый орган (стальной канат)		
				Тип	Разрывная нагрузка, кН	Максимальная мощность двигателей привода, кВт	0,85	2,5
ЛК-80	800	1,6	350	2800	1500	ТЛК-0	260	200
ЛК-100	1000	2,0	650	3800	1900	ТЛК-0	469	320
ЛК-120	1200	2,0	950	4500	2300	ТЛК-0	736	500

За рубежом ленточно-канатные конвейеры получили применение главным образом в Англии, Германии, США, России. Крупнейшей фирмой, разрабатывающей данный тип конвейеров является фирма «Кейбл Белт Лимитед» (Великобритания).

К достоинствам ленточно-канатных конвейеров следует отнести длительный срок службы ленты, сравнительно небольшую металлоемкость опорных конструкций, возможность передачи канатами значительной тяговой силы и благодаря этому достижение большой длины на один привод (до 10 км и выше).

Производительность ленточно-канатных конвейеров на 10% выше, а мощность привода на 15% меньше, чем у обычных ленточных конвейеров при одинаковой ширине и скорости ленты.

К недостаткам следует отнести: сложность и громоздкость конструкций приводных и натяжных устройств, интенсивный износ канатов, ограниченные скорость и угол наклона конвейера. Технико-экономический анализ показывает, что ленточно-канатные конвейеры конкурентоспособны с обычными ленточными конвейерами при больших длинах транспортирования и производительности 300...3000 т/ч (табл. 4.2)

Опыт эксплуатации этих конвейеров показал, что капитальные затраты на их изготовление на 30...35% ниже, чем ленточных с такой же производительностью. Эксплуатационные расходы при длине конвейеров около 4000 м на 25% меньше, чем ленточных конвейеров. Общая масса ленточно-канатных конвейеров составляет 50...60% массы ленточных конвейеров при одинаковой длине и производительности. Срок службы ленты составляет 8...10 лет.

Составные элементы ленточно-канатных конвейеров:

- специальная лента шириной 800...1600 мм с несколькими тканевыми прокладками между которыми для придания жесткости с определенным натягом по оси ленты расположены стальные полосы толщиной 4...8 мм и шириной 10...16 мм (по краям лента имеет трапециевидальные выступы для тяговых канатов);

- тяговые канаты диаметром 25...50 мм с односторонней свивкой;

- опорные конструкции, которые представляют собой ряд стоек с установленными на них опорнонаправляющими роликами и шкивами диаметром 200...350 мм и шагом 5...8 м;

- привод конвейера, который должен обеспечить синхронизацию движения тяговых канатов, что достигается использованием дифференциалов или электрических способов синхронизации;

- натяжные устройства, отдельные для ленты и канатов, грузового или лебедочного типа с автоматическим регулированием натяжения.

Расчет ленточно-канатных конвейеров. Расчет ленточно-канатных конвейеров сводится к определению размеров ленты, исходя из ее загрузки и крупности кусков транспортируемого груза, определению тяговых канатов, а затем к определению тяговых усилий и мощности двигателя. Нормальная работа ленточно-канатных конвейеров будет обеспечена только при условии отсутствия проскальзывания ленты по канатам: $F > W$, где F – сила трения канатов по трапециевидальным канавкам ленты и W – сумма сопротивлений движению несущей ленты.

Для наклонных конвейеров

$$F = fP \cos \beta, \quad (4.1)$$

где f – коэффициент трения ленты о канат; P – полный вес ленты и находящегося на ней груза; β – угол наклона конвейера.

Наиболее опасным моментом является момент пуска конвейера. В этот момент должны быть преодолены все статические сопротивления в конвейере, а также силы инерции находящихся в покое ленты, канатов и груза.

$$W = \left[P(1 + k) \frac{a}{g} \pm P \sin \beta \right] g, \quad (4.2)$$

где $a = 0,2 \dots 0,5$ – ускорение при пуске конвейера, m/c^2 ; $g = 9,81$ – ускорение силы тяжести, m/c^2 ; $k = 0,05 \dots 0,08$ – коэффициент, учитывающий инерцию

вращающихся масс (концевых барабанов, приводных и отклоняющих шкивов, опорных блоков).

$$fP \cos \beta g > gP \left[(1+k) \frac{a}{g} \pm \sin \beta \right],$$

откуда

$$f > \frac{(1+k) \frac{a}{g} \pm \sin \beta}{\cos \beta}, \quad (4.3)$$

Определение размеров ленты. Ширина ленты ленточно-канатного конвейера определяется по формуле

$$B = \sqrt{\frac{Q}{576tg(0,6\varphi_0) \nu \rho k_{II}}}, \quad (4.4)$$

где Q – производительность конвейера, т/ч; B – ширина ленты, м; φ_0 – угол естественного откоса груза в покое, град; ν – скорость движения ленты, м/с; ρ – плотность транспортируемого груза, т/м³; k_{II} – 1,25...2,0 – коэффициент, которым учитывается прогиб ленты в поперечном сечении при загрузке ее грузом.

Полученную ширину ленты следует проверить по кусковатости груза:

$$B \geq 2a_{max} + 200,$$

где a_{max} – максимальный размер куска груза, мм.

Натяжение ленты конвейера должно быть достаточным для того, чтобы при работе конвейера не происходило проскальзывания ленты на барабанах. Это условие может быть выражено формулой $F_1 > W_1$, где F_1 – сила трения ленты об обод барабана и W_1 – сопротивление движению при вращении барабана.

Так как

$$F_1 = f_1 P_H \quad (4.5)$$

и

$$W_1 = k_1 \mu_1 \sqrt{P_H^2 + G_0^2} \quad (4.6)$$

то $f_1 P_H > k_1 \mu_1 \sqrt{P_H^2 + G_0^2}$, откуда, решая неравенство относительно P_H , находим

$$P_H > \frac{k_1 \mu_1}{\sqrt{f_1^2 - k_1^2 \mu_1}} \cdot G_0 g, \text{ Н} \quad (4.7)$$

где f_1 – коэффициент трения ленты о барабан; P_H – величина натяжного груза, Н; k_1 – коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление от сил инерции в момент трогания; можно принять $k_1=1,25\dots1,35$; μ_1 – коэффициент трения в подшипниках барабана; G_b – масса барабана, кг.

Можно считать натяжение несущей ленты примерно одинаково по всей длине.

Максимальное натяжение будет на участках концевых барабанов, где лента выводится из соприкосновения с канатами. Величина этого натяжения

$$S_{max} = \left(\frac{P_H}{2} + k_1 \mu_1 \sqrt{P_H^2 + G_b^2} \right) g. \quad (4.8)$$

По этому натяжению можно проверить прочность ленты

$$i = \frac{S_{max} m}{\sigma_p B}, \quad (4.9)$$

где i – число прокладок в ленте; m – запас прочности, $m=8\dots10$; σ_p – разрывная прочность 1 см ширины прокладки, Н/см.

Определение размеров тяговых канатов. Для предварительного определения размеров тяговых канатов можно воспользоваться формулой, обычно применяемой при расчете откатки вагонеток бесконечным канатом.

$$q_k = \frac{L(q_{zp} + q_l + q'_0)(\sin\beta + \omega' \cos\beta) + S_x}{\frac{n_k}{k_H} \left[\frac{\sigma_{p.k}}{m\rho_0} g - L(\sin\beta + \omega' \cos\beta) \right]}, \quad (4.10)$$

где q_k – вес 1 м тягового каната, Н; L – расстояние между приводными и натяжными шкивами, м; q_{zp} – погонная масса груза на ленте, Н/м; q_l – погонная масса ленты, Н/м; q'_0 – масса вращающихся частей поддерживающих опор, Н/м; ω' – коэффициент сопротивления движению канатов вместе с лентой; S_x – холостое натяжение грузовых ветвей каната, Н; n_k – число тяговых канатов на одной ветви конвейера; k_H – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки на тяговые канаты; $\sigma_{p.k}$ – предел прочности на разрыв проволок каната, Н/м²; m – коэффициент запаса прочности каната; ρ_0 – приведенная плотность (удельный вес) каната Н/м³.

Вес ленты зависит от ее конструкции. При определении веса ленты, армированной стальными полосами, можно воспользоваться формулой

$$q_l = 1,1B \left[(\delta i + \delta_0) + \frac{7800B\delta_n b}{l_n} + 2q_n \right] g, \text{ Н/м}, \quad (4.11)$$

где δ – толщина прокладки, мм; δ_0 – суммарная толщина обкладок, мм; δ_n – толщина рессорной полосы, м; b – ширина рессорной полосы, м; l_n – расстояние между рессорными полосами, м; B – ширина ленты, м.

После определения по формуле (4.10) приближенного веса каната по ГОСТу выбирается канат.

Тяговый расчет конвейера. Тяговые усилия при работе ленточно-канатного конвейера определяются методом обхода по контуру. Общая расчетная схема конвейера показана на рис. 4.16.

Чаще всего трасса конвейера имеет как наклонные, так и горизонтальные участки; груз транспортируется на подъем. Из рассмотрения предлагаемой общей схемы видно, что для расчета необходимо определить значения сопротивлений движению на наклонных и горизонтальных участках грузовой и холостой ветвей, а также дополнительные сопротивления, возникающие в пунктах изгиба оси конвейера при огибании канатами отклоняющих и приводных шкивов.

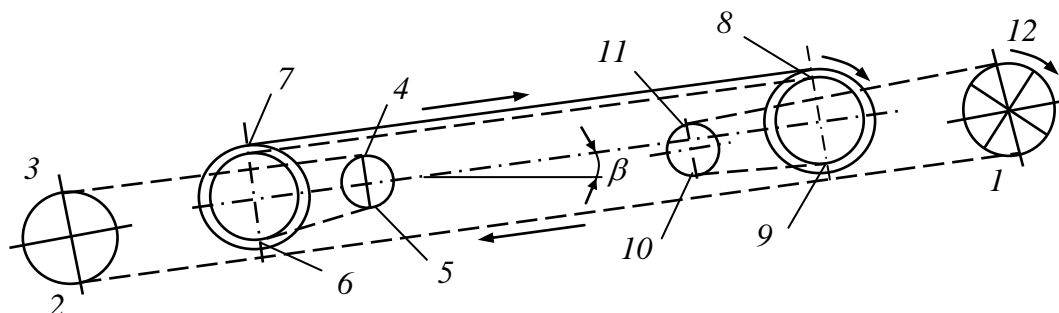


Рисунок 4.16 Схема ленточно-канатного конвейера

Сопротивление движению на наклонных участках может быть определено по формулам

$$W_{зр.н.} = L_n [(q_{зр} + n_k q_k + q_l) (\omega' \cos \beta + \sin \beta) + q'_0 \omega'], \quad (4.13)$$

и

$$W_{х.н.} = L_n [(n_k q_k + q_l) (\omega' \cos \beta - \sin \beta) + q''_0 \omega'], \quad (4.14)$$

Сопротивление движению на горизонтальных участках ($\beta = 0^\circ$).

$$W_{зр.г} = L_2 (q_{зр} + n_k q_k + q_l + q'_0) \omega', \quad (4.15)$$

и

$$W_{х.г} = L_2 (n_k q_k + q_l + q''_0) \omega', \quad (4.16)$$

где L_n – длина наклонного участка конвейера от точки изгиба до точки набегания канатов на приводные шкивы, м; L_2 – длина горизонтального участка конвейера от точки изгиба до точки набегания на шкивы натяжной станции,

м; q'_0 и q''_0 – вес вращающихся частей поддерживающих опор соответственно грузовой и холостой ветвей конвейера, Н/м.

$$q'_0 = \frac{G'_p}{l_{zp}} g; \quad q''_0 = \frac{G''_p}{l_x} g, \quad (4.17)$$

где G'_p и G''_p – вес вращающихся частей одной поддерживающей опоры на грузовой и холостой ветвях, кг; l_{zp} и l_x – расстояние между опорами на грузовой и холостой ветвях конвейера, м.

Сопротивления движению на участках изгиба оси конвейера и огибания канатами шкива могут быть учтены соответствующими коэффициентами.

При расчете за начальную точку принимается точка 1 – точка сбегания канатов с приводных шкивов. Ход расчета показан в табл. 4.3.

Для нормальной работы конвейера необходимо обеспечение достаточного натяжения канатов по всей их длине, чтобы стрела провеса не превышала допустимой величины; стрела провеса должна быть в пределах (2,5...4,0)% длины пролета (расстояния между опорами). Тогда величину минимального натяжения на грузовой и холостой ветвях можно определять по формулам

$$S_{min.zp} = \frac{n_k \left(k_n \frac{q_{zp} + q_l}{n_k} + q_k \right) l_{zp}^2}{8f_{zp}} = \frac{n_k \left(k_n \frac{q_{zp} + q_l}{n_k} + q_k \right) l_{zp}^2}{8k_c}, \quad (4.18)$$

$$S_{min.x} = \frac{n_k \left(k_n \frac{q_l}{n_k} + q_k \right) l_x^2}{8f_x} = \frac{n_k \left(k_n \frac{q_l}{n_k} + q_k \right) l_x^2}{8k_c}, \quad (4.19)$$

где f_{zp} и f_x – стрелы провеса каната соответственно на грузовой и холостой ветвях; $k_c = 0,025...0,04$ – отношение величины стрелы провеса каната к расстоянию между блоками поддерживающих опор.

При установке конвейера по схеме, приведенной на рисунке 4.16 $S_{min.x}$ будет вблизи точки перегиба (т. 2), $S_{min.zp}$ будет на участке вблизи точки 5.

Определив значение $S_{min.x}$, можно найти значение S_1 .

Исходя из предыдущего

$$S_1 = S_2 - W_{x.n} = S_{min.x} - W_{x.n}$$

Значения величины натяжения канатов во всех прочих точках можно найти вычислениями в той последовательности, которая указана в табл. 4.3.

Натяжение от груза тяговых канатов будет

$$P_H = (S_4 + S_5)k_3, \quad (4.20)$$

где $k_3=1,1\dots1,2$ – коэффициент запаса натяжения, учитывающий потери в натяжном устройстве.

Таблица 4.3

Последовательность тягового расчета

Точки	Натяжение каната	Коэффициенты
1	$S_1 = S_{сб}$	Коэффициент k_1 учитывает сопротивление движению каната по кривой, $k_1=1,02\dots1,03$; k_2 – коэффициент, учитывающий сопротивление движению на каждой паре отклоняющих шкивов; $k_2=1,05\dots1,1$; n – количество отклоняющих пар шкивов на натяжной станции
2	$S_2 = S_1 + W_{x.n.}$	
3	$S_3 = k_1 S_2$	
4	$S_4 = S_3 + W_{x.z.}$	
5	$S_5 = k_2 n S_4$	
6	$S_6 = S_5 + W_{z.p.z}$	
7	$S_7 = k_1 S_6$	
8	$S_8 = S_7 + W_{z.p.n}$	

В рассматриваемой схеме установки конвейера максимальное натяжение канатов будет в точке 8:

$$S_{max} = S_8.$$

По этой величине определяется разрывная прочность каната

$$S_p = \frac{k_n S_{max} m}{2}. \quad (4.21)$$

Диаметры приводных и отклоняющих шкивов определяются по условиям:

$$D_{ш} \geq 60d_k \quad \text{и} \quad D_{шк} \geq 900\delta'',$$

где d_k – диаметр каната, мм; δ'' – диаметр проволок каната, мм.

Так как движение бесконечным канатом передается силой трения, необходимо проверить работу привода на отсутствие проскальзывания каната по шкивам.

Формула Эйлера при рассматриваемой схеме установки приобретает вид

$$\frac{S_8}{S_1} \leq \frac{e^{f\alpha}}{k_3}, \quad (4.22)$$

где e – основание натурального логарифма; f – коэффициент сцепления каната со шкивом; $f=0,12\dots0,18$ – для смазанных канатов и $f=0,55\dots0,6$ – для несмазанных канатов; α – угол обхвата шкива канатом, рад; $k_3=1,1\dots1,3$ – коэффициент запаса тяговой силы.

По вычисленным значениям S_8 и S_1 можно найти:

$$\alpha \geq \frac{\lg S_8 - \lg S_1 + \lg k_3}{f \lg e}. \quad (4.23)$$

Тяговое усилие на окружности приводного шкива определяется по формуле:

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб} = S_8 - S_1. \quad (4.24)$$

Расчетная мощность двигателя конвейера

$$N_p = \frac{W_0 v}{1000 \eta_n}, \quad (4.25)$$

где η_n – КПД передачи, ориентировочно принимается в пределах $\eta_n = 0,85 \dots 0,95$.

Установочная мощность двигателя $N_y = k_3 N_p$, где $k_3 = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент запаса мощности, учитывающий неучтенные сопротивления движению.

4.3.2. Ленточно-цепные конвейеры

В ленточно-цепных конвейерах табл. 4.4 тяговым элементом служит пластинчатая или круглозвенная цепь, грузонесущим – обычная резинотканевая лента. Применение прочной цепи и несколько промежуточных приводов дает возможность значительного увеличения длины бесперегрузочного транспортирования груза при использовании стандартной ленты с малым числом прокладок.

Среди ленточно-цепных конвейеров наибольшее распространение получили конвейеры с грузонесущей лентой, свободно лежащей на тяговой цепи 1 (рис. 4.17), которая снабжена опорными тарельчатыми пластинами 2, на которые свободно опирается прорезиненная лента 3. Желобчатую форму ленте придают роlikоопоры 4 у которых средний ролик отсутствует и вместо него проходит тяговая цепь, движущаяся на роликах 6 по направляющим путям 5. Захват ленты осуществляется только трением между опорными пластинами цепи и лентой. Эти пластины устанавливаются на каждом втором звене цепи, и для увеличения сцепления с лентой к ним вулканизируют накладки из резины с насечкой на опорной поверхности. Движение цепи на собственных катках по сплошным направляющим путям исключает возможность отслаивания цепи от ленты

К преимуществам ленточно-цепных конвейеров относится возможность применения стандартной ленты с тремя-четырьмя прокладками, независимо от длины бесперегрузочного транспортирования, так как на один неразрывный контур ленты можно установить несколько цепных контуров

(рис.4.17, а) с отдельными приводами, работающими согласованно один с другим.

Недостатками являются ненадежность фрикционного соединения ленты с цепью из-за непостоянства коэффициента трения в условиях загрязнения и увлажнения опорных пластин и малой сцепной массы; износ ленты и пластин от проскальзывания; ограничение скорости из-за наличия цепи и динамических нагрузок на нее; ограничение угла наклона примерно до 10° из-за недостаточного усилия сцепления ленты с цепью.

Таблица 4.4

Основные параметры ленточно-цепных конвейеров

Модель	Ширина несущего полотна, мм	Расчетная максимальная пропускная способность, м ³ /ч	Тяговый орган			Максимальная суммарная мощность двигателей одного привода, кВт	Назначение
			Тип	Разрывная нагрузка одной цепи, кН	Количество цепей, шт		
ЛЦ80	800	250	Круглозвенная цепь, гофрированная лента	330	1	80	Для транспортирования угля по горизонтальным участковым выработкам.
ЛЦ100	1000	350		330	1	80	Для транспортирования угля по горизонтальным капитальным выработкам.
1ЛЦН100	1000	350	Круглозвенная цепь, гладкая лента	500	2	150	Для транспортирования угля по капитальным уклонам с углом наклона до 16°
2ЛЦН100	1000	225		500	2	150	Для транспортирования угля по капитальным уклонам с углом наклона от 16° до 35°
1ЛЦН120	1200	500-320		500	2	150	Для транспортирования угля по капитальным уклонам с углом наклона от 16° до 35°
<p><i>Примечание.</i> Условная ориентировочная длина конвейера 1500 м при плотности груза 0,85 т/м³; расчетная скорость движения несущего полотна 1,25 м/с.</p>							

Расчет ленточно-цепных конвейеров выполняют в обычном порядке: ширину ленты и производительность определяют так же, как и для ленточ-

ных конвейеров; тяговый расчет проводят как для сочетания ленточного конвейера с пластинчатым.

Производительность ленточно-цепного конвейера определяется по общеизвестной формуле

$$Q = 3600Fv\rho, \text{ т/ч,}$$

где F – площадь сечения груза на ленте, м^2 ; v – скорость движения ленты, м/с ; ρ – плотность транспортируемого груза, т/м^3 .

Из этой формулы можно определить ширину ленты

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q}{Cv\rho}} + 0,05 \right), \text{ м,}$$

где C – коэффициент производительности, зависящий от желобчатости ленты (табл. 4.5)

Таблица 4.5

Значение коэффициента производительности C

Показатели	Форма ленты								
	Лотковая без среднего ролика								
Угол наклона боковых роликов, α , град.	20			30			36		
Угол откоса насыпного груза на ленте, φ , град.	10	15	20	10	15	20	10	15	20
Коэффициент C	390	470	550	480	550	625	520	585	655

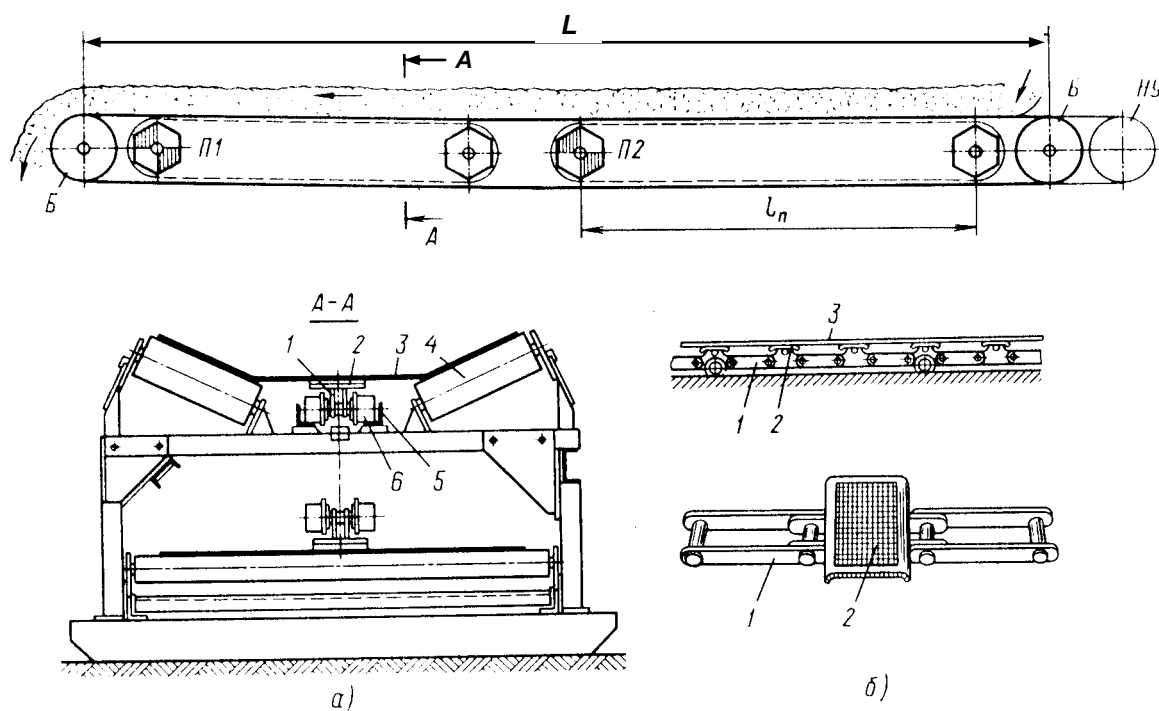


Рисунок 4.17 Ленточно-цепной конвейер: а) схема; б) – ходовая часть; Б – оборотный барабан; П1, П2 - приводные звездочки; НУ - натяжное устройство

Передача силы тяги на ленту возможна, если сила сцепления F между лентой и тарельчатыми пластинами цепи будет больше сил сопротивления перемещению ленты, т.е.

$$F > W_l.$$

Рассмотрим два случая:

- 1) движение ленты с постоянной скоростью;
- 2) период пуска.

1) При движении ленты с постоянной скоростью сила сцепления F складывается из силы сцепления между лентой и пластинами на грузовой F_{zp} и порожней F_{nop} ветвях, т.е.

$$F = F_{zp} + F_{nop}. \quad (4.26)$$

В свою очередь

$$F_{zp} = (q_{zp} + q_l) n L \mu \cos \beta$$

и

$$F_{nop} = q_u L \mu \cos \beta, \quad (4.27)$$

где q_{zp} – погонная масса груза, Н/м; q_l , q_u – погонная масса ленты и цепи с тарельчатыми пластинами; n – коэффициент, учитывающий, какая часть веса ленты и груза на грузовой ветви приходится на тарельчатые пластины; μ – коэффициент сцепления (трения) между лентой и тарельчатыми пластинами (для пластин, футерованных резиной принимают $\mu = 0,3 \dots 0,4$); β – угол наклона конвейера.

После решения уравнений 4.26 и 4.27 получим:

$$F = [(q_{zp} + q_l) n + q_u] L \mu \cos \beta, \text{ Н.} \quad (4.28)$$

Силы сопротивления перемещению ленты соответственно, на грузовой и порожней ветвях:

$$W_{л.zp} = [(q_{zp} + q_l)(1 - n) + q'_p] L \omega' \cos \beta \pm (q_{zp} + q_l) L \sin \beta, \text{ Н,} \quad (4.29)$$

$$W_{л.nop} = (q_u + q_l + q''_p) L \omega' \cos \beta + q_l L \sin \beta, \text{ Н,} \quad (4.30)$$

где q'_p и q''_p – масса вращающихся частей роликов соответственно на грузовой и порожней ветвях, Н/м; ω' – коэффициент сопротивления перемещению ленты по роликам, $\omega' = 0,03 \dots 0,05$.

Силы сопротивления перемещению ленты

$$W_l = k(W_{л.zp} + W_{л.nop}), \text{ Н,} \quad (4.31)$$

где $k = 1,05 \dots 1,07$ – коэффициент учитывающий сопротивление на отклоняющихся барабанах.

После подстановки значений $W_{л.zp}$ и $W_{л.nop}$ получим

$$W_{л} = kL \left\{ (q_{зр} + q_{л})(1-n) + q'_{р} + q''_{р} + q_{ц} + q_{к} \right\} \omega' \cos \beta \pm q_{зр} \sin \beta \}, \text{ Н. (4.32)}$$

Используя уравнения 4.29 и 4.31, можно записать условие передачи тягового усилия на ленту без проскальзывания

$$\mu > \frac{k \left\{ (q_{зр} + q_{к})(1-n) + q'_{р} + q''_{р} + q_{ц} + q_{к} \right\} \omega' \pm q_{зр}}{(q_{зр} + q_{л})n + q_{ц}}. \quad (4.33)$$

Максимальный угол наклона конвейера, при котором возможна передача тягового усилия на ленту

$$\operatorname{tg} \beta < \frac{\left[(q_{зр} + q_{к})n + q_{ц} \right] \mu - k \omega' \left[(q_{зр} + q_{л})(1-n) + q'_{р} + q''_{р} + q_{ц} + q_{л} \right]}{k q_{зр}}. \quad (4.34)$$

2) Период пуска.

При трогании конвейера с незагруженной лентой сила сцепления между тарельчатыми пластинами и лентой должна быть больше силы статического сопротивления ($W_{см}$) и силы инерции ($W_{дин}$) ленты и поддерживающих ее роликов.

В этом случае следует также учитывать увеличение коэффициента сопротивления при трогании, т.е. следует принимать не ω' , а $\omega'_{мп} \approx (1,3 \dots 1,5) \omega'$.

В этом случае сила инерции:

$$W_{дин} = \frac{2q_{л} L k_u}{g} a_{мп}, \quad (4.35)$$

где $k_u = 1,05 \dots 1,08$ – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей; $a_{мп} = 0,1 \dots 0,2 \text{ м/с}^2$ – ускорение движения ленты при пуске.

Сила сцепления:

$$F = (q_{л} + q_{ц}) L \mu \cos \beta. \quad (4.36)$$

Сила сопротивления при трогании ленты:

$$W_{л} = k \left[q_{л} (2-n) + q'_{р} + q''_{р} + q_{ц} \right] L \mu \cos \beta + \frac{2q_{л} L k_u a_{мп}}{g}. \quad (4.37)$$

Условие передачи тягового усилия на ленту в период пуска незагруженного конвейера

$$\mu > \frac{k \left[(2-n)q_{л} + q'_{р} + q''_{р} + q_{ц} \right] \omega'_{мп} + \frac{2q_{л} k_u}{g \cos \beta} a_{мп}}{(q_{зр} + q_{л})n + q_{ц}}. \quad (4.38)$$

При трогании конвейера с загруженной лентой

$$\mu > \frac{k \left\{ (q_{zp} + q_l)(1-n) + q'_p + q''_p + q_u + q_l \right\} \omega'_{mp} \pm q_{zp} t g \beta + \frac{(q_{zp} + 2q_l) k_u}{g \cos \beta} a_{mp}}{(q_{zp} + q_l)n + q_u}. \quad (4.39)$$

Усилии в тяговом органе.

Предварительно определяют сопротивление на грузовой и порожней ветвях тягового органа

$$W_{zp} = [(1-n)(q_{zp} + q_l + q'_p)L\omega' \cos \beta + [n(q_{zp} + q_l) + q_u + q_k]L\omega' \pm (q_{zp} + q_l + q_u)L \sin \beta], \quad (4.40)$$

$$W_{nop} = (q_u + q_l + q''_p)L\omega' \cos \beta \pm (q_u + q_l)L \sin \beta. \quad (4.41)$$

Методом обхода по контуру (рис. 4.18), зная W_{nop} и W_{zp} , можно определить усилия в тяговом органе. При этом принимают $S_{min} = 3000$ Н.

Усилия в точках 1, 2, 3 и 4 на горизонтальном и наклонном конвейере с доставкой вверх ($W_{nop} > 0$)

$$S_1 = S_{min}; \quad S_2 = S_1 + W_{nop}; \quad S_3 = (1.05 \dots 1.09)S_2; \quad S_4 = S_3 + W_{zp}.$$

$$\text{При } W_{nop} < 0: \quad S_2 = S_{min}; \quad S_1 = S_2 - W_{nop}; \quad S_3 = (1.05 \dots 1.09)S_2; \\ S_4 = S_3 + W_{zp}.$$

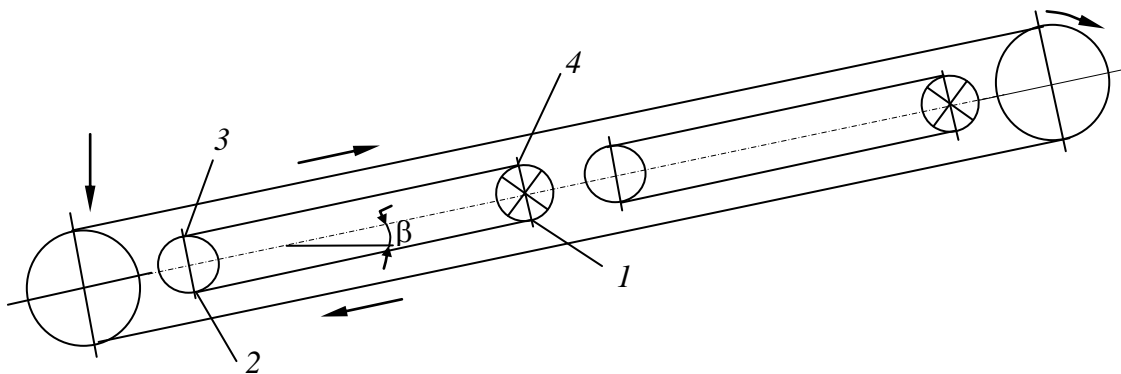


Рисунок 4.18 Расчетная схема конвейера

Прочность цепи определяется запасом прочности (m):

$$m = \frac{P_{разр}}{S_{max}}, \quad (4.42)$$

где $P_{разр}$ – разрывное усилие цепи, Н; S_{max} – максимальное натяжение в цепи, Н.

После этого определяется тяговое усилие и мощность двигателя

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб} = S_4 - S_1, \text{ Н}; \quad N = k_3 \frac{W_0 v}{1000 \eta_{np}}, \text{ кВт},$$

где $k_3 = 1,10 \dots 1,20$ – коэффициент запаса мощности; η_{np} – КПД привода.

После этого производится компоновка привода (см. тяговый расчет ленточного и пластинчатого конвейеров).

Дальнейший тяговый расчет ведется по методике расчета обычного конвейера.

В качестве средств очистки можно использовать один из следующих видов очистки в зависимости от условий работы конвейера:

- 1) очистка лент капроновыми или стальными щетками;
- 2) вибрационная очистка конвейерных лент;
- 3) гидравлическая или пневматическая очистка лент.

4.3.3. Магнитно-ленточные конвейеры

За последние годы все большее распространение получает использование магнитных полей для транспортирования грузов, а также для различных технологических и вспомогательных операций (рис. 4.19).

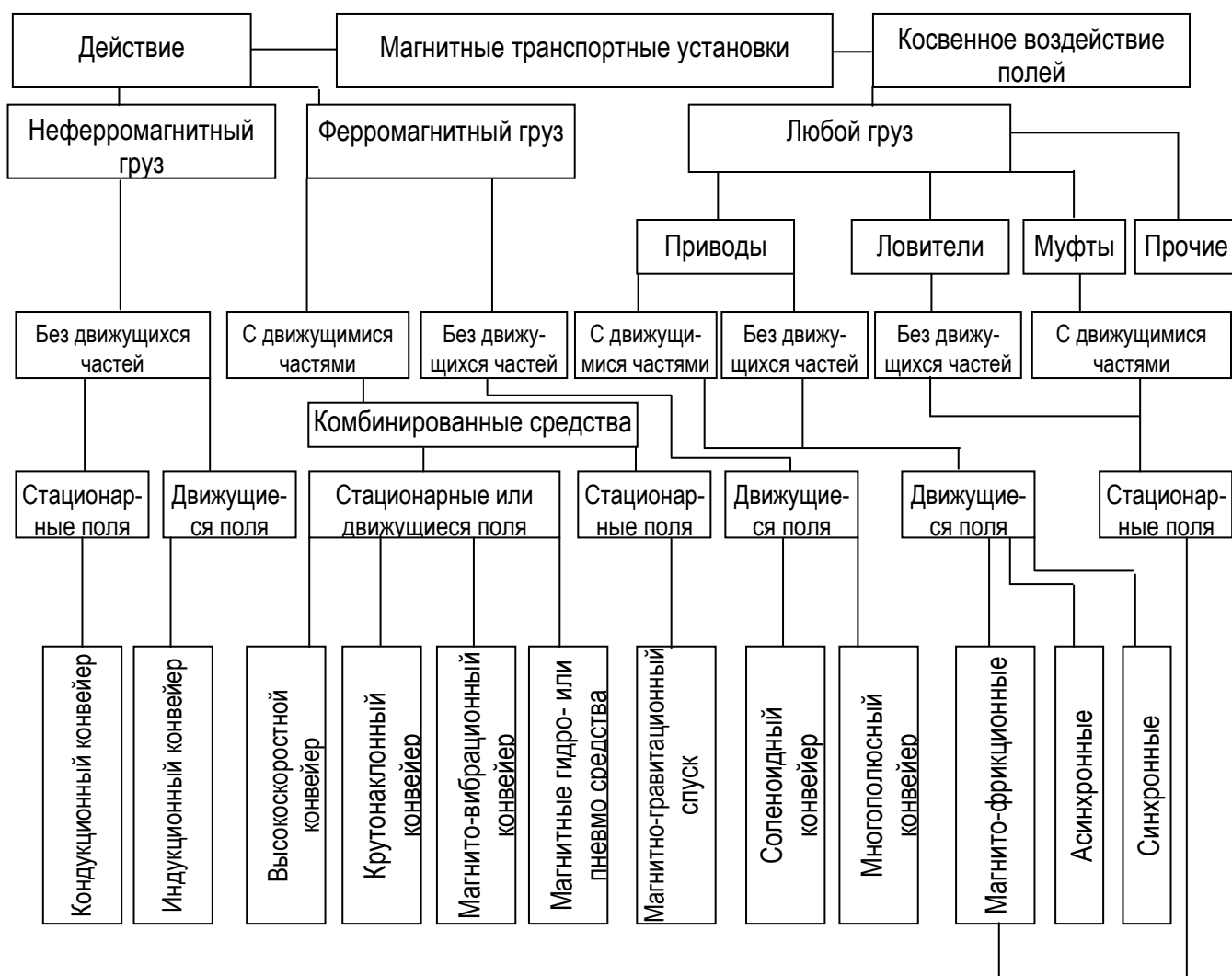


Рисунок 4.19 Классификация магнитных транспортных установок

В частности развитие магнитного транспорта идет по следующим направлениям:

1) применение постоянных неподвижных магнитов, создающих в области грузонесущего органа конвейера стационарное магнитное поле, что позволяет осуществлять крутонаклонное транспортирование ферромагнитных грузов, перемещение грузов под движущейся лентой, а также транспортирование с высокими скоростями;

2) применение постоянных вращающихся магнитов в виде магнитных роликов и барабанов, производящих транспортирование или отделение ферромагнитных примесей;

3) применение постоянных поступательно движущихся магнитов, прикрепляемых к грузонесущему органу или к рабочему органу привода. Эти устройства используют в основном для увеличения силы сцепления рабочего органа привода с тяговым органом конвейера или для поддержания ферромагнитных грузов;

4) применение постоянных гибких (резиновых) магнитов в качестве тягового и грузонесущего органа ленточных конвейеров для различных способов перемещения ферромагнитных грузов;

5) применение линейных (плоских) двигателей в качестве приводов конвейеров и устройств рельсового транспорта;

6) применение вспомогательных устройств в виде электромагнитных муфт, остановов и тормозов конвейеров, приводов стрелок и т.п.

Из всех направлений развития магнитного транспорта наибольшее применение находят постоянные магниты. Современные постоянные магниты, изготовленные из сплавов кобальта и бариевых ферритов, даже небольших размеров (100-260 мм в диаметре) и умеренного веса (3,6-32 кг) могут поднимать грузы в 55 раз больше собственного веса. В то же время усилие удачно спроектированного постоянного магнита остается практически постоянным в течение длительного времени, теряя лишь 1% своей первоначальной величины за 100 лет. Кроме того, постоянные магниты из бариевых ферритов не боятся вибрации и ударов.

Применение постоянных магнитов является шагом вперед в вопросах автоматизации процесса транспортирования и приводит к ощутимому снижению его стоимости.

Одним из распространенных видов постоянных магнитов являются, так называемые "магнитные рельсы", которые обычно применяются в сочетании с ленточными конвейерами (рис. 4.20.)

"Магнитные рельсы" представляют собой две шины (соответствующие двум полюсам магнита), размещенные под конвейерной лентой или над ней. К шинам с определенным интервалом друг от друга прикреплены постоянные магниты. Благодаря этому шины намагничиваются и создают в области ленты стационарное магнитное поле.

Применение магнитных рельсов делает возможным высокие скорости движения ленты (до 2,0 м/с), без опасности соскакивания транспортируемых грузов под действием сил инерции при остановке конвейера.

Магнитные барабаны позволяют перемещать груз с одной ветви конвейера на другую.

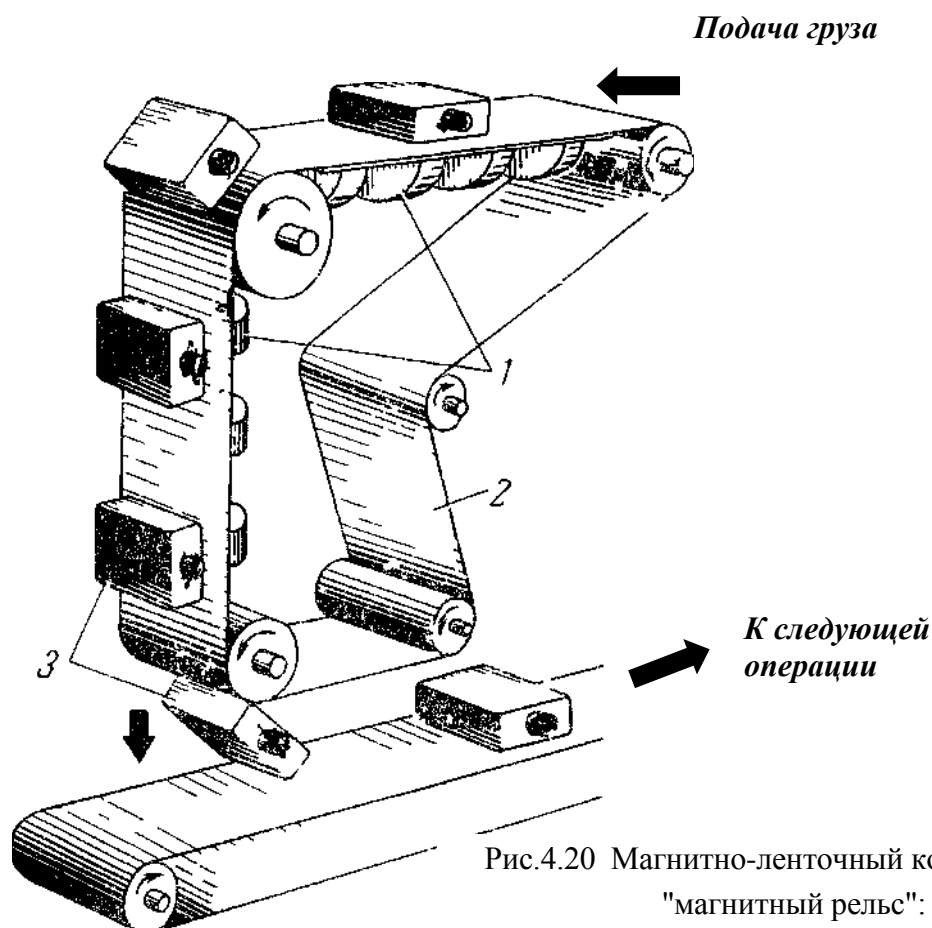


Рис.4.20 Магнитно-ленточный конвейер типа "магнитный рельс":

1 - магниты; 2 - лента; 3 - банки

Для работы в агрессивной среде рельсы выпускаются из специальных сталей.

Поскольку с возрастанием воздушного зазора магнитная сила значительно падает, то для улучшения использования магнитных рельсов целесообразно применять тонкие высокопрочные ленты.

Над созданием магнитных конвейеров за рубежом работают ряд фирм: «Стил Боне» (Англия), «Эриез» (США), «Мицубиси дэнки» (Япония), «Интэр» и «Зальцгиттер» (ФРГ) и др. Большая работа над магнитными конвейерами в Украине ведется рядом организаций, в том числе ДонНТУ и ДонГУЭТ им. М. Туган-Барановского.

Для крутонаклонного (под углом 45-90°) транспортирования ферромагнитных грузов (магнетитовой железной руды, агломерата, стружки металлов, металлической обрезки, метизов, деталей, жестяно-баночной тары и т.п.) используют ленточные конвейеры с серийным оборудованием и стандартной

лентой, у которых под грузонесущей лентой установлены магнитные блоки М (рис. 4.21, а). Магнитная система создает в области ленты магнитное поле, притягивающее ферромагнитный груз к ленте и обеспечивающее его надежное движение под большим наклоном.

Возможны как подъем груза вверх, так и спуск его вниз при соответствующем направлении движения ленты, а также автоматическая передача мелких штучных грузов с горизонтального конвейера на вертикальный (рис. 4.21, б). При вертикальном транспортировании силы магнитного притяжения должны уравновешивать не только силу тяжести груза, но и силу его отрыва от ленты.

В некоторых случаях более целесообразно использовать резиновые магниты вместо конвейеров типа «магнитный рельс».

Резиновый магнит представляет собой резиновую или прорезиненную ленту, изготовленную с наполнителем из магнитно-твердого материала, который намагничен. Идея изготовления резинового магнита появилась после открытия специальных магнитотвердых порошков.

Фирма «Мицубиси дэнки» выпускает две марки магнитов: ОР-N на основе феррита кобальта и ОР-S на основе феррита бария. Для резиновых магнитов применяется исключительно магнитный порошок из феррита бария марки ОР-S ввиду легкости его намагничивания даже без предварительного нагрева.

Изготовленные первые образцы конвейеров с магнитными лентами (рис. 4.22) успешно работают на Севастопольском рыбоконсервном комбинате ($H=21$ м; $\beta=90^\circ$; $v=1,0$ м/с; $N=0,6$ кВт).

Такие конвейеры имеют целый ряд достоинств по сравнению с другими магнитно-ленточными конвейерами:

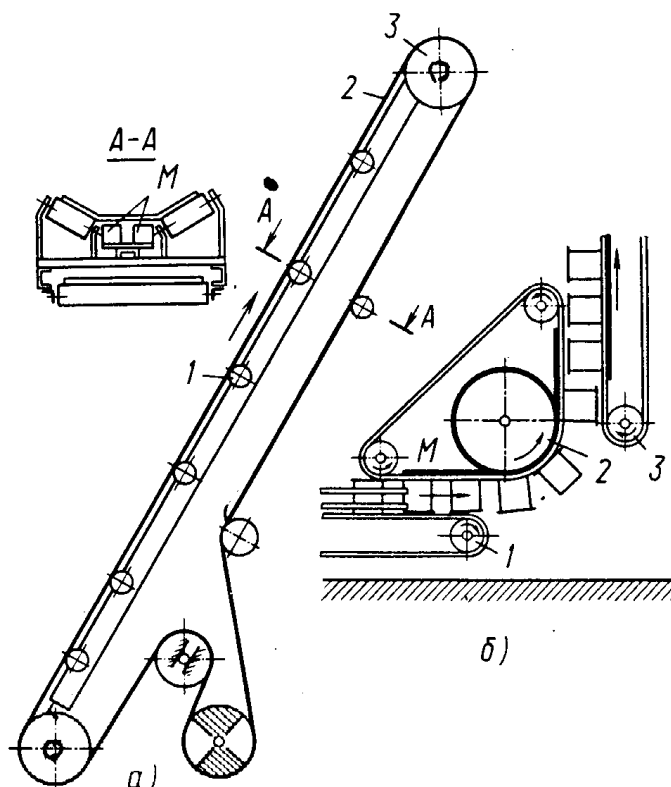


Рисунок 4.21 Крутонаклонный конвейер с магнитным удержанием груза: а – схема; б – узел передачи грузов с горизонтального на вертикальный 3 конвейер с магнитами М и передаточным узлом 2

1) несущий и тяговый орган – конвейерная лента является одновременно удерживающим органом или прижимным элементом для ферромагнитного груза;

2) применение магнитной конвейерной ленты не влияет на мощность привода конвейера;

3) технология изготовления магнитной конвейерной ленты исключая ее намагничивание, не отличается от обычной технологии;

4) магнитной конвейерной лентой может быть оснащен любой ленточный конвейер без переоборудования;

5) возможность транспортирования как сыпучих, так и штучных ферромагнитных грузов;

6) конвейер, оснащенный магнитной лентой может быть использован для грузов различного веса, формы, размеров.

Недостатки:

1) намагничивание магнитной конвейерной ленты требует специального намагничивающего оборудования;

2) магнитная конвейерная лента тяжелая, дороже обычной конвейерной ленты;

3) усложняется разгрузка, как с барабана, так и плужковыми сбрасывателями;

4) сила притяжения магнитной конвейерной ленты сильно зависит от площади контакта груза с магнитной поверхностью ленты, что не позволяет транспортировать некоторые типы грузов.

Бесперегрузочное транспортирование грузов на большие расстояния находит отражение в двух направлениях создания конвейерного транспорта – это разработка ленточных конвейеров с приводом в голове и с высокопрочной синтетической или резиновой лентой, а также разработка многоприводных ленточных конвейеров с рассредоточенной

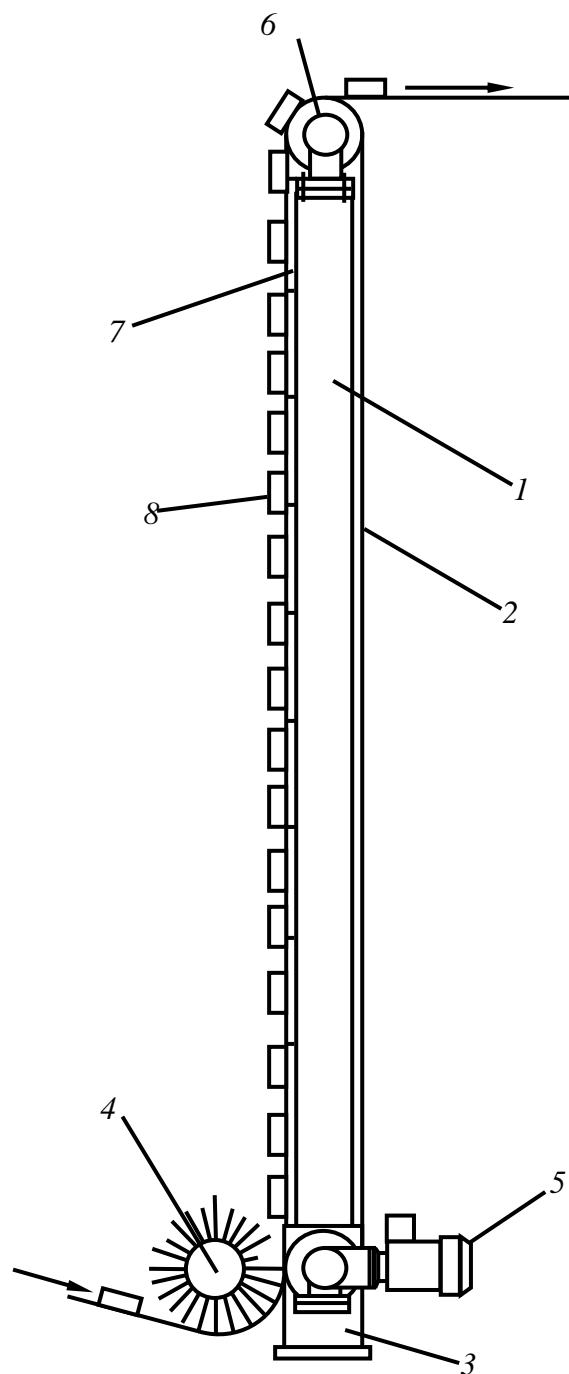


Рисунок 4.22 Вертикальный конвейер с магнитной лентой

нагрузкой по длине конвейера и малопрочной лентой небольшой стоимости. Длина таких конвейеров зависит от количества промежуточных приводов, которое на обычных ленточных конвейерах ограничивается из-за ряда факторов. Поэтому в последнее время наблюдается тенденция применения промежуточных приводов со специальным сцеплением с грузонесущей лентой (магнитно-фрикционное или с выступающими элементами, например, конвейер КИМ).

На базе экспериментальных и научных исследований ДонНТУ и Донглироуглемаша на Александровском машиностроительном заводе (Россия) на базе серийно выпускаемого ленточного конвейера 1Л-80 был изготовлен многоприводный магнитно-ленточный конвейер типа МЛК (рис. 4.23, а).

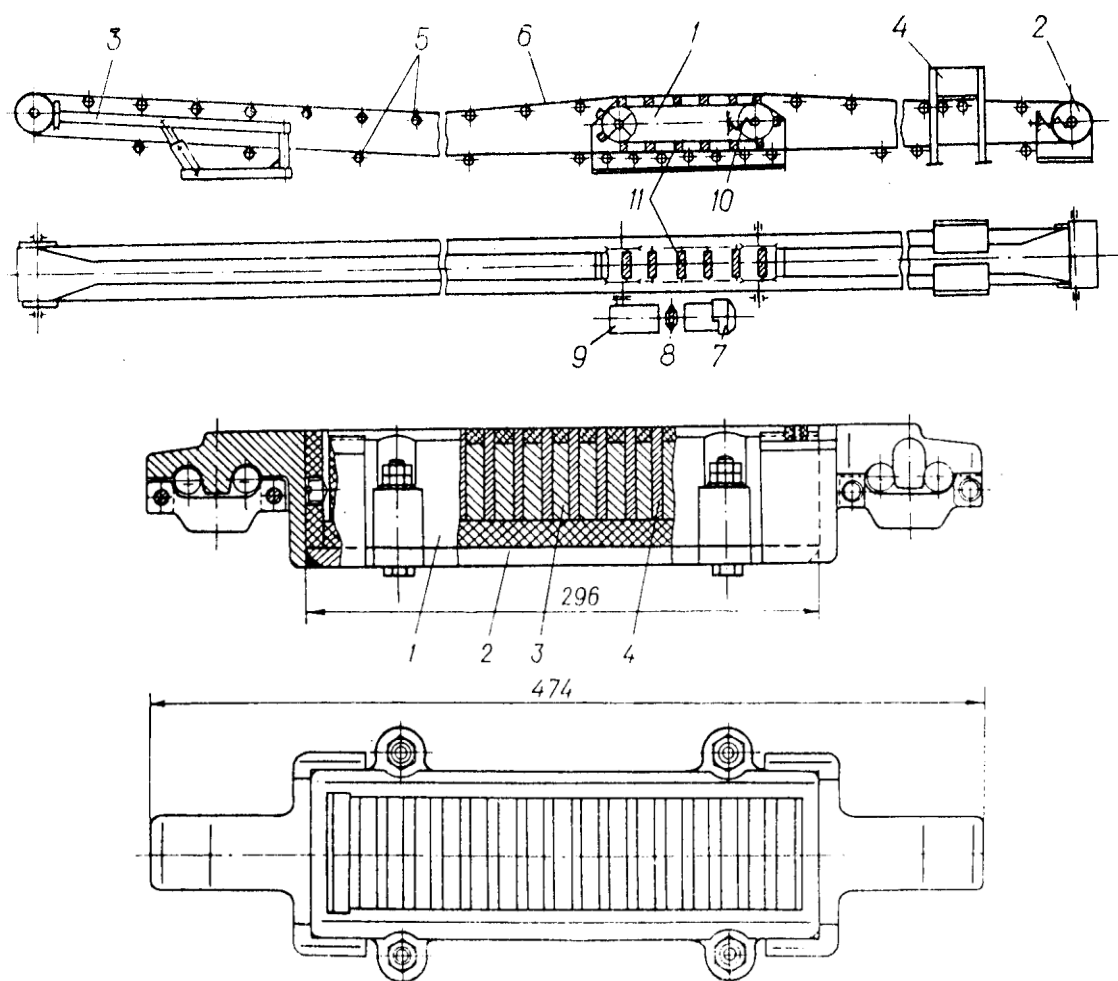


Рисунок 4.23 Многоприводный магнитно-ленточный конвейер МЛК:
а – схема конвейера; *б* – магнитный блок

Конвейер МЛК состоит из промежуточных магнитно-фрикционных приводов 1, натяжного устройства 2, разгрузочного устройства 3 с обводным барабаном, загрузочного устройства рессорного типа 4, става 5, ленты 6. Промежуточный привод снабжается приводным блоком, состоящим из элек-

тродвигателя 7, турбомуфты 8 и редуктора 9. Приводной блок крепится консолю, что уменьшает габарит по ширине.

Для натяжения приводных цепей промежуточного привода используется винтовое устройство 10. Между приводной и натяжной секциями устанавливаются линейные секции, от их количества зависит длина привода и тяговое усилие, развиваемое им. К приводным цепям крепятся магнитные блоки 11, создающие тяговое усилие, которое передается ленте. Блоки устанавливаются через 300 мм, что согласно исследованиям является наиболее оптимальным шагом. Магнитные блоки через один устанавливаются на ролики, перемещающиеся по направляющим.

Блоки (рис. 4.23, б) состоят из магнитодержателя 2, пластмассовой (стекловолокнит) коробки 1, в которой набираются магниты 3, чередуясь со стальными магнитопроводами 4. Магниты ориентированы так, чтобы полюсы, выходящие к одному магнитопроводу, были одноименными. Для магнитных блоков могут применяться литые и оксидно-бариевые магниты. Оксидно-бариевые магниты по сравнению с литыми при меньшей стоимости создают большие тяговые усилия. Один из основных элементов конвейера МЛК – лента, выполняющая роль якоря многополюсной магнитной системы и являющаяся одновременно тяговым и грузонесущим органом. Нерабочая обкладка ленты выполнена из магнитно-мягкой резины с металлическим наполнителем, обладающим магнитными свойствами. Наиболее оптимальной (с учетом факторов технологичности изготовления, стоимости, магнитной проницаемости, массы) следует считать резиносмесь с 75% металлического наполнителя ПЖМ2М.

Остальные элементы конвейера МЛК аналогичны применяемым на конвейере 1Л-80.

Техническая характеристика конвейера МЛК

Производительность, т/ч	270
Скорость движения ленты, м/с	1,6
Суммарная мощность приводов при длине 1300 м, кВт	96
Максимальная длина с тремя промежуточными приводами, м:	
при горизонтальной установке	1300
под углом 18°	320
Мощность одного электродвигателя, кВт	32
Тяговое усилие одного магнитного блока, Н	350...450
Количество магнитных блоков на одном промежуточном приводе, шт.	71
Лента специальная с нерабочей обкладкой из магнитно-мягкой резины:	
предел прочности ширины прокладки, Н/см	650
ширина ленты, мм	800
количество прокладок, шт.	3
толщина магнитно-мягкой обкладки, мм	5
масса 1 м ленты, кг	18

Принцип действия конвейера заключается в следующем. Звездочки приводного вала промежуточного привода, получая движение от привода двигают тяговые цепи с магнитными блоками, последние за счет магнитно-фрикционного контакта передают движение на ленту. Хорошая работа промежуточного привода зависит от прилегания ленты к магнитным блокам.

С наличием промежуточных приводов происходит перераспределение нагрузок на грузонесущую ленту и отпадает необходимость в применении высокопрочных лент большой стоимости, а также сложных натяжных устройств, не измельчается транспортируемый груз. Наиболее рациональная область применения конвейера МЛК на наклонных участках шахт.

4.4. Примеры расчета комбинированных ленточных конвейеров

4.4.1. Расчет ленточно-канатного конвейера

Исходные данные для расчета: производительность $Q = 500$ т/ч; транспортируемый груз – уголь; плотность $\rho = 0,9$ т/м³; угол естественного откоса в покое $\varphi_0 = 35 \dots 50^\circ$; угол наклона конвейера $\beta = 7^\circ$; длина конвейера $L = 700$ м; скорость движения $v = 1,6$ м/с.

Определяем ширину ленты (форм. 4.4)

$$B = \sqrt{\frac{Q}{576 \cdot \operatorname{tg}(0,5\varphi_0) \cdot \rho \cdot k_{II}}} = \sqrt{\frac{500}{576 \cdot \operatorname{tg}(0,5 \cdot 35) \cdot 1,6 \cdot 0,9 \cdot 1,4}} = 1,17 \text{ м.}$$

Принимаем ленту типа БКНЛ – 65 с тремя прокладками шириной B по ГОСТ 20-85 $B = 1200$ мм с седлообразными пазами (рис. 4.15).

При необходимости при транспортировке крупнокусковых грузов, ширину ленты следует проверить на кусковатость груза (4.4).

Определяем величину груза натяжного устройства

$$P_H \geq \frac{k_1 \mu_1}{\sqrt{f_1^2 - k_1^2 \mu_1^2}} G_{\delta} = \frac{1,25 \cdot 0,02}{\sqrt{0,20^2 - 1,25^2 \cdot 0,02^2}} \cdot 550 = 69 \text{ кг}$$

где $k_1 = 1,25 \dots 1,35$ – коэффициент учитывающий дополнительное сопротивление от сил инерции в момент пуска; $\mu_1 = 0,02 \dots 0,025$ – коэффициент трения в подшипниках качения барабана; $f_1 = 0,15 \dots 0,4$ – коэффициент трения ленты по барабану; G_{δ} – вес барабана, принимаем конструктивно $G_{\delta} = 550$ Н.

Принимаем массу груза $P_H = 80$ кг.

Производим ориентировочный выбор погонного веса тяговых канатов, предварительно определив погонные массы вращающихся частей поддерживающих опор

$$q'_0 = \frac{2G'_p}{l_{2p}} g; \quad q''_0 = \frac{2G''_p}{l_x} g,$$

где $G'_p = G''_p = 4$ кгс – вес вращающихся частей одной поддерживающей опоры на грузовой и холостой ветвях; $l_{2p} = 3$ м и $l_x = 6$ м – расстояние между опорами на грузовой и холостой ветвях конвейера.

$$q'_0 = \frac{2 \cdot 4}{3} \cdot 9,81 = 26,0 \text{ Н/м}; \quad q''_0 = \frac{2 \cdot 4}{6} \cdot 9,81 = 13 \text{ Н/м}.$$

$$\text{Погонная масса груза } q_{2p} = \frac{Q}{3,6v} g = \frac{500}{3,6 \cdot 1,6} \cdot 9,81 = 852 \text{ Н/м}.$$

Погонная масса ленты (4.11)

$$\begin{aligned} q_l &= 1,1B \left[(\delta i + \delta_0) + \frac{7800B\delta_n b}{l_n} + 2q_n \right] g = \\ &= 1,1 \cdot 1,2 \left[(1,25 \cdot 3 + 5) + \frac{7800 \cdot 1,2 \cdot 5 \cdot 10^{-5} \cdot 5 \cdot 10^{-2}}{1,0} + 2 \cdot 1,0 \right] 9,81 = 170 \text{ Н/м}. \end{aligned}$$

Погонная масса каната (4.10)

$$\begin{aligned} q_K &= \frac{L(q_{2p} + q_l + q'_0)(\sin \beta + \omega' \cos \beta) + S_x \cdot g}{\frac{n_K}{k_H} \left[\frac{\sigma_{p \cdot K}}{m \rho_0} g - L(\sin \beta + \omega' \cos \beta) \right]} = \\ &= \frac{700 \cdot (852 + 170 + 26,0)(\sin 7^\circ + 0,03 \cdot \cos 7^\circ) + 1000 \cdot 9,81}{1,2 \left[\frac{160 \cdot 10^6}{7 \cdot 100 \cdot 10^2} 9,81 - 700(\sin 7^\circ + 0,03 \cos 7^\circ) \right]} \cong 31 \text{ Н/м}. \end{aligned}$$

По ГОСТ 7679-88 принимаем канат с погонной массой $q_K = 3,156 \text{ кг/м} = 31 \text{ Н/м}$.

Определяем величины сопротивлений: на рабочей ветви каната (4.13)

$$\begin{aligned} W_{2p} &= L[(q_{2p} + n_K q_K + q_l)(\omega' \cos \beta + \sin \beta + q'_0 \omega')] = \\ &= 700 \cdot [(852 + 2 \cdot 31 + 170)(0,03 \cdot \cos 7^\circ + \sin 7^\circ) + 26,0 \cdot 0,03] = 115884 \text{ Н}. \end{aligned}$$

На холостой ветви каната (4.14)

$$\begin{aligned} W_x &= L[(n_K q_K + q_l)(\omega' \cos \beta - \sin \beta) + q'_0 \omega'] = \\ &= 700 \cdot [(2 \cdot 31 + 170) \cdot (0,03 \cdot \cos 7^\circ - \sin 7^\circ) + 13 \cdot 0,03] = -14318 \text{ Н}. \end{aligned}$$

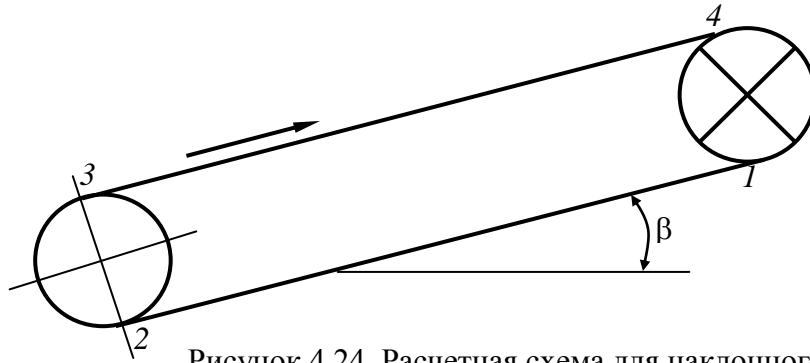


Рисунок 4.24 Расчетная схема для наклонного конвейера

Находим минимальную величину натяжения на грузовой ветви конвейера по условию допустимого процесса (4.18)

$$S_3 = S_{min.зр} = \frac{n_k \left(k_H \frac{q_{зр} + q_l}{n_k} \right) l_{зр}}{8k_c} = \frac{2 \cdot \left(1,2 \frac{852 + 170}{2} \right)}{8 \cdot 0,04} = 11498 \text{ Н.}$$

Определяем величины натяжений методом обхода по контуру по схеме, приведенной на рис. 4.10.

Наименьшее натяжение будет в точке 2.

$$S_2 = \frac{S_3}{k_1} = \frac{11498}{1,05} = 10950 \text{ Н;}$$

$$S_1 = S_2 - W_x = 10950 - (-14318) = 25268 \text{ Н;}$$

$$S_{max} = S_4 = S_3 + W_{зр} = 11498 + 115884 = 127382 \text{ Н.}$$

Вес груза для натяжного устройства каната (4.20)

$$P_H = (S_2 + S_3)k_3 = (10950 + 11498) \cdot 1,1 = 24693 \text{ Н.}$$

Определяем необходимую разрывную прочность каната и выбираем его по стандарту (4.21)

$$S_p = \frac{k_H S_{max} m}{2} = \frac{1,2 \cdot 127382 \cdot 7}{2} = 535000 \text{ Н.}$$

Окончательно выбираем канат типа ТЛК-0 конструкции 6×31(1+6+12+12)+1 о.с. ГОСТ 7679-88 с параметрами: $d_k = 30,0$ мм; $\delta'' = 1,9$ мм; $q_k = 3,2$ кг = 31,5 Н с разрывной прочностью $S_p = 543000$ Н.

Определяем необходимое по условию отсутствия проскальзывания каната угла обхвата (4.23):

а) для смазанного каната ($f = 0,18$)

$$\alpha = \frac{\lg S_4 - \lg S_1 + \lg k_3}{f \lg e} = \frac{\lg 12738 - \lg 2526 + \lg 1,1}{0,18 \cdot \lg 2,72} \cong 9,6 \text{ рад или } \alpha = 550^\circ;$$

б) для несмазанного каната ($f = 0,6$)

$$\alpha = \frac{\lg 12738 - \lg 2526 + \lg 1,1}{0,6 \cdot \lg 2,72} = 2,89 \text{ рад или } \alpha = 166^\circ$$

Определяем необходимые диаметры приводного и отклоняющего шкивов

$$D_{шк} \geq 60d_k = 60 \cdot 30 = 1800 \text{ мм};$$

$$D_{шк} = 900\delta'' = 900 \cdot 1,9 = 1710 \text{ мм}.$$

Тяговое усилие

$$W_0 = S_4 - S_1 = 127382 - 25268 = 102114 \text{ Н}.$$

Мощность электродвигателя

$$N_y = k_3 \frac{W_0 v}{1000 \eta_{np}} = 1,2 \cdot \frac{102114 \cdot 1,6}{1000 \cdot 0,45} = 206 \text{ кВт}.$$

Далее приводится выбор электродвигателя по каталогу ближайшей большей мощности и производятся другие расчеты (см. расчеты ленточного и пластинчатого конвейеров).

4.4.2. Расчет ленточно-цепного конвейера

Исходные данные для расчета: проверить возможность применения ленточно-цепного конвейера 1ЛЦН100 для транспортирования угля ($\rho = 0,8 \text{ т/м}^3$) по уклону (транспортирование груза вверх). Заданная производительность $Q = 150 \text{ т/ч}$; длина $L = 760 \text{ м}$; угол наклона $\beta = 10^\circ$. Предусмотреть установку последовательно двух цепных тяговых петель (рис.4.17). Конвейер 1ЛЦН100 имеет следующие данные: лента типа БКНЛ-65, шириной $B = 1000 \text{ мм}$, число прокладок $i = 4$; прочность 650 Н/см ширины прокладки; цепь круглозвенная типа СК 36×101; $P_{разр} = 500 \text{ кН}$, погонная масса с тарельчатыми пластинами $q = 29 \text{ кг/м}$, скорость цепей $1,3 \text{ м/с}$.

На тарельчатые пластины цепи приходится 65% веса ленты с грузом, т.е. $n = 0,65$. Максимальная мощность одного привода $N = 150 \text{ кВт}$.

По характеристике конвейера 1ЛЦН100 производительность $Q=400$ т/ч при скорости 1,3 м/с.

Следовательно, конвейер обеспечивает заданную производительность с большим запасом.

Производим проверку возможности передачи тягового усилия на ленту.

Предварительно определяем погонные массы:

$$\text{от груза } q_{zp} = \frac{Q}{3,6v} g = \frac{150}{3,6 \cdot 1,3} \cdot 9,81 \cong 320 \text{ Н/м};$$

$$\text{от ленты } q_l = 1,1B(i\delta + \delta' + \delta'')g = 1,1 \cdot 1,0 \cdot (4 \cdot 1,25 + 3 + 1) \cdot 9,81 = 99 \text{ Н/м},$$

где B – ширина ленты, м; i – число прокладок, принимаем $i = 4$; δ – толщина рабочей прокладки, $\delta = 1,25 \dots 2$ мм; δ' – толщина рабочей обкладки, зависит от абразивности груза, $\delta' = 2 \dots 8$ мм; δ'' – толщина нерабочей обкладки, $\delta'' = 0 \dots 3$ мм.

от веса вращающихся частей роликов:

рабочей ветви

$$q'_p = \frac{G'_p}{l_1} g = \frac{25}{1,2} \cdot 9,81 = 204 \text{ Н/м};$$

холостой ветви

$$q''_p = \frac{G''_p}{l_2} g = \frac{25}{1,2} \cdot 9,81 = 204 \text{ Н/м},$$

где $G'_p = G''_p$ – масса вращающихся частей роликов $d_p = 127$ мм; $l_1 = l_2 = 1,2$ м – расстояние между роlikоопорами на грузовой и порожней ветвях;

поддерживающих катков

$$q_k = \frac{G_k}{l_3} g = \frac{17}{1,2} \cdot 9,81 = 140 \text{ Н/м}.$$

Для передачи тягового усилия на ленту необходимо, чтобы коэффициент сцепления между лентой и тарельчатыми пластинами, футерованными резиной, равный $\mu = 0,3 \dots 0,4$, был больше величины, полученной из условия передачи тягового усилия:

а) при движении загруженной ленты с постоянной скоростью (4.33)

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{k \{ (q_{zp} + q_l)(1 - n) + q'_p + q''_p + q_u + q_l \} \{ \omega' + q_{zp} \operatorname{tg} \beta \}}{(q_{zp} + q_l)n + q_u} = \\ &= \frac{1,06 \cdot \{ [(320 + 99) \cdot (1 - 0,65) + 204 + 204 + 285 + 99] \cdot 0,04 + 320 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ \}}{(320 + 99)0,65 + 285} = 0,18, \end{aligned}$$

где $k=1,05\dots 1,07$ – коэффициент, учитывающий сопротивления на отклоняющих барабанах; $\omega' = 0,03\dots 0,05$ – коэффициент сопротивления движению ленты по роликам.

Таким образом, передача тягового усилия на ленту при движении с постоянной скоростью будет осуществляться:

б) при пуске конвейера с незагруженной лентой (4.38)

$$\mu > \frac{k[(2-n)q_l + q'_p + q''_p + q_u] \omega'_{mp} + \frac{2q_l k_u}{g \cos \beta} a_{mp}}{q_l n + q_u} =$$

$$= \frac{1,6 \cdot [(2 - 0,65) \cdot 99 + 294 + 204 + 285] \cdot 0,06 + \frac{2 \cdot 99 \cdot 1,07}{9,81 \cos 10^\circ} \cdot 0,1}{99 \cdot 0,65 + 285} = 0,14,$$

где $\omega'_{mp} = 1,5\omega' = 1,5 \cdot 0,04 = 0,06$ – коэффициент сопротивления движению ленты при трогании; $k_u = 1,05\dots 1,08$ – коэффициент учитывающий инерцию вращающихся частей; $a_{mp} = 0,1\dots 0,2 \text{ м/с}^2$ – ускорение движения ленты при пуске;

с загруженной лентой (4.39)

$$\mu > \frac{k\{(q_{zp} + q_l)(1-n) + q'_p + q''_p + q_u + q_l\} \omega'_{mp} + q_{zp} \operatorname{tg} \beta + \frac{(q_{zp} + 2q_l) k_u}{q \cos \beta} a_{mp}}{(q_{zp} + q_l)n + q_u} =$$

$$= \frac{1,6\{[(320 + 99) \cdot (1 - 0,65) + 204 + 204 + 285 + 99] \cdot 0,06 + 320 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ\} + \frac{(320 + 2 \cdot 99) 1,07}{9,81 \cdot \cos 10^\circ} \cdot 0,1}{(320 + 99) \cdot 0,65 + 285} = 0,23.$$

Таким образом, тяговое усилие на ленту будет передаваться как при пуске конвейера с незагруженной лентой, так и загруженной.

Проверка ленты на прочность. Для определения максимального усилия в ленте возьмем самый неблагоприятный случай – пуск конвейера с загруженной лентой.

Сначала определяем силы сцепления и сопротивления на загруженной ветви при пуске загруженного конвейера:

$$F_{zp} = (q_{zp} + q_l) n L \mu \cos \beta;$$

$$W'_{л.zp} = [(q_{zp} + q_l)(1-n) + q'_p] L \omega'_{mp} \cos \beta + (q_{zp} + q_l) L \sin \beta + \frac{(q_{zp} + q_l) L k_u}{g} a_{mp} \quad (4.43)$$

Подставляя известные величины и приняв $\mu = 0,3$, получаем:

$$F_{2p} = (320 + 99)0,65 \cdot 760 \cos 10^\circ \cdot 0,3 = 61100 \text{ Н};$$

$$W'_{л.2p} = [(320 + 99) \cdot (1 - 0,65) + 204] \cdot 760 \cdot 0,06 \cos 10^\circ + (320 + 99) \cdot 760 \cdot \sin 10^\circ + \frac{(320 + 99) \cdot 760 \cdot 1,07}{9,81} \cdot 0,1 = 74590 \text{ Н},$$

следовательно, на грузе ветви сила сцепления недостаточна, так как

$$F_{2p} < W'_{л.2p}$$

Недостающая на грузе ветви сила сцепления:

$$W'_{л.2p} - F_{2p} = 74590 - 61100 = 13490 \text{ Н}$$

будет компенсироваться избытком силы сцепления на порожней ветви.

Последнюю можно не проверять, так как выше была проведена проверка на передачу ленте тягового усилия.

Таким образом, в ленте будет действовать усилие

$$S = W'_{л.2p} - F_{2p} = 13490 \text{ Н}.$$

Кроме того, лента имеет первоначальное натяжение $S_{min} = 3000 \text{ Н}$ и некоторое увеличение натяжения при огибании отклоняющих барабанов (примерно на 5...8%).

Учитывая сказанное,

$$S'_{max} = 1,06[(W'_{л.2p} - F_{2p}) + S_{min}] = 1,06 \cdot [13490 + 3000] \cong 17500 \text{ Н}.$$

Максимально возможное усилие в ленте исходя из ее прочности

$$S_{\partial.max} = Bi \frac{k_p}{m} = 100 \cdot 4 \cdot \frac{650}{9,5} = 23100 \text{ Н}.$$

Прочность ленты достаточная так как

$$S_{\partial.max} > S'_{max}.$$

Сопротивление на грузе и порожней ветвях цепного тягового органа.

Согласно формулам (4.40) и (4.41):

$$W_{2p} = (q_{2p} + q_l + q_u + q'_p + q_k) \frac{L}{2} \omega' \cos \beta + (q_{2p} + q_l + q_u) \frac{L}{2} \sin \beta = \\ = (320 + 99 + 285 + 204 + 140) \cdot 380 \cdot 0,04 \cdot \cos 10^\circ + (320 + 99 + 285) \cdot 380 \cdot \sin 10^\circ = 60550 \text{ Н};$$

$$W_{nop} = (q_{ц} + q_{л} + q''_p) \frac{L}{2} \sin \beta = (285 + 99 + 204) \cdot 380 \cdot 0,04 \cdot \cos 10^\circ - \\ - (285 + 99) \cdot 380 \cdot \sin 10^\circ = -15450 \text{ Н}$$

Усилие в цепном тяговом органе.

Предварительно даем схему тягового органа (рис. 4.18).

Поскольку $W_{nop} < 0$, минимальное натяжение цепи будет в точке 2.

Принимаем

$$S_2 = S_{min} = 3000 \text{ Н},$$

тогда

$$S_1 = S_2 - W_{nop} = 3000 - (-15450) = 18450 \text{ Н};$$

$$S_3 = 1,06 S_2 = 1,06 \cdot 3000 = 3180 \text{ Н};$$

$$S_4 = S_3 + W_{зр} = 3180 + 60550 = 63730 \text{ Н}.$$

Запас прочности цепи

$$m = \frac{P_{разр}}{S_{max}} = \frac{500000}{63730} \cong 8,$$

что вполне достаточно.

Усилие на натяжном устройстве тягового органа

$$G_H = S_2 + S_3 = 3000 + 3180 = 6180 \text{ Н}.$$

Тяговое усилие и мощность двигателя:

$$W_0 = S_4 - S_1 = 63730 - 18450 = 45280 \text{ Н};$$

$$N = \frac{W_0 v}{1000 \eta_n} = \frac{45280 \cdot 1,3}{1000 \cdot 0,84} = 70,0 \text{ кВт},$$

где $\eta_n = 0,84$ – КПД привода (с учетом всех элементов привода).

Коэффициент запаса мощности

$$k_3 = \frac{N_{уст}}{N} = \frac{150}{70} = 2,1,$$

что значительно больше, чем требуется нормами ($k_3 = 1,1 \dots 1,3$).

Таким образом, конвейер в заданных условиях значительно недогружен.

Примеры расчета ленточных и пластинчатых конвейеров приведены в главах 3 и 7.

4.4.3. Расчет магнитно-ленточного многоприводного конвейера

Многоприводный магнитно-ленточный конвейер МЛК впервые спроектирован институтом «Донгипроуглемаш» на основании исследований, проведенных на кафедре горнозаводского транспорта и логистики ДонНТУ.

Конвейер (рис. 4.26) был изготовлен Александровским машзаводом (Пермская область, Россия). Магнитно-мягкая лента для конвейера была изготовлена Лисичанским заводом РТИ.

Исходные данные для расчета: производительность $Q = 270$ т/ч; транспортируемый груз – уголь рядовой, плотность груза $\rho = 0,85$ т/м³ (см. приложение), куски до 100 мм; длина конвейера $L = 1000$ м; угол наклона конвейера $\beta = 8^\circ$; скорость движения ленты $v = 1,2$ м/с.

Тип роlikоопор на грузеной ветви ленты принимаем трехроlikовую с углом наклона боковых роlikов 30° .

В качестве основы принята лента типа БКНЛ-150 с магнитно-мягкой нерабочей обкладкой, толщина которой равна 4 мм. Основой резиносмеси является металлический мелкодисперсный наполнитель типа ПЖМ2М.

С учетом факторов технологичности изготовления следует считать резиносмесь с 75% металлического наполнителя.

Определяем ширину ленты

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q}{v C \rho k_y}} + 0,05 \right) = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{270}{1,2 \cdot 625 \cdot 0,85 \cdot 0,97}} + 0,05 \right) = 0,782 \text{ м,}$$

где $C = 625$ - коэффициент производительности, зависящий от желобчатости ленты (рис. 3.34, табл. 3.13 и 3.38); $k_y = 0,97$ – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера (табл. 3.14).

Согласно ГОСТ 20-85 принимаем ширину ленты $B = 800$ мм.

Проверяем ширину ленты по условию кусковатости груза

$$B \geq (2,7 \dots 3,2) a_{max} = (2,7 \dots 3,2) \cdot 100 = 270 \dots 320 \text{ мм,}$$

где $a_{max} = 100$ мм – максимальный размер куска.

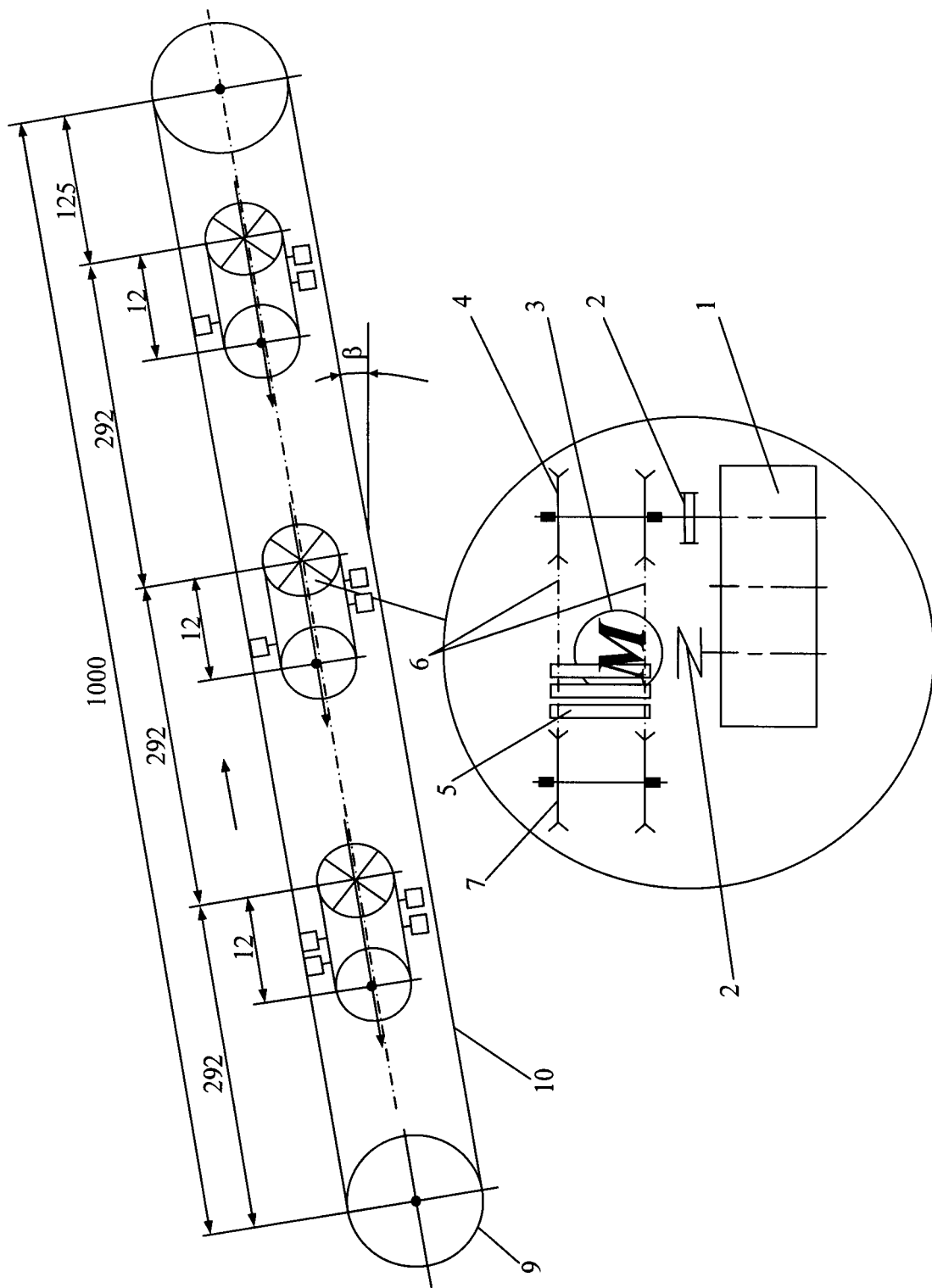


Рисунок 4.26 Кинематическая схема магнитно-ленточного конвейера: 1 – редуктор; 2 – муфты; 3 – электродвигатель; 4 – звездочки приводные; 5 – магнитные блоки; 6 – тяговые цепи; 7 – звездочки натяжные; 8 – барабан разгрузочный; 9 – барабан натяжной; 10 – магнитно-мягкая лента

В нашем условии ширина ленты проходит.

Схема магнитно-ленточного многоприводного конвейера показана на рис. 4.26.

Для выполнения тягового расчета конвейера, необходимо определить погонные (линейные) нагрузки.

От транспортируемого груза

$$q_{zp} = \frac{Q}{3,6v} g = \frac{270}{3,6 \cdot 1,2} \cdot 9,81 = 613 \text{ Н/м.}$$

От магнитно-мягкой ленты

$$q_l = B[1,1(\delta_i + \delta') + \rho_m \delta''] g = 0,8 \cdot [1,1 \cdot (1,25 \cdot 4 + 3) + 3,6 \cdot 4] \cdot 9,81 = 182 \text{ Н/м,}$$

где 1,1 – удельная масса резиноканевой части ленты; ρ_m – удельная масса магнитно-мягкой резины, $\rho_m = 3,6 \text{ т/м}^3$; δ – толщина прокладки, $\delta = 1,15 \dots 2,0 \text{ мм}$; i – количество прокладок; для предварительного расчета принимаем $i = 4$; δ' – толщина рабочей обкладки, зависит от абразивности груза и колеблется в пределах $2 \dots 6 \text{ мм}$; в нашем случае груз малоабразивен, поэтому принимаем $\delta' = 3 \text{ мм}$. (см. приложение); δ'' – толщина нерабочей магнитно-мягкой обкладки; $\delta'' = 4 \text{ мм}$ (по данным экспериментальных работ).

От веса вращающихся частей роlikоопор:

$$\text{рабочей ветви } q'_p = \frac{G'_p}{l_{zp}} g = \frac{15}{1,3} \cdot 9,81 = 113 \text{ Н/м,}$$

$$\text{порожной ветви } q''_p = \frac{G''_p}{l_{nop}} g = \frac{10}{2,6} \cdot 9,81 = 38 \text{ Н/м,}$$

где l_{zp} – расстояние между роlikоопорами на грузовой ветви, $l_{zp} = 1,3 \text{ м}$; l_{nop} – расстояние между роlikоопорами на порожней ветви, $l_{nop} = (2 \dots 3) l_{zp} = (2 \dots 3) \cdot 1,3 = 2,6 \dots 3,9 \text{ м}$; принимаем $l_{nop} = 2,6 \text{ м}$; G'_p и G''_p – масса вращающихся частей роlikоопор соответственно для поддержания рабочей и порожней ветвей ленты (табл. 3.39). Принимаем $G'_p = 15 \text{ кг}$; $G''_p = 10 \text{ кг}$.

Определение сопротивлений движению ленты на грузовой ветви.

$$\begin{aligned} W_{zp} &= [(q_{zp} + q_l + q'_p) \omega' \cos \beta + (q_{zp} + q_l) \sin \beta] L = \\ &= [(613 + 182 + 113) \cdot 0,035 \cdot \cos 8^\circ + (613 + 182) \sin 8^\circ] \cdot 1000 = 141505 \text{ Н,} \end{aligned}$$

где $\omega' = 0,035$ – общий коэффициент сопротивления движению ленты по роliкам нижней и верхней ветвей (табл. 3.40);

на порожней ветви

$$W_{nop} = [(q_l + q''_p) \omega' \cos \beta - q_l \sin \beta] L = [(182 + 38) \cdot 0,035 \cdot \cos 8^\circ - 182 \cdot \sin 8^\circ] \cdot 1000 = -17698 \text{ Н;}$$

тяговое усилие

$$W_0 = W_{zp} + W_{nop} = 141505 - 17698 = 123807 \text{ Н.}$$

Определение количества приводов.

Суммарная потребляемая мощность для преодоления сопротивлений

$$N_{общ} = k_3 \frac{W_0 v}{1000 \eta_{np}} = 1,2 \cdot \frac{123807 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,9} = 198 \text{ кВт,}$$

где $\eta_{np}=0,9$ – КПД привода.

Принимаем три промежуточных привода с мощностью каждого $N = \frac{198}{3} = 66 \text{ кВт.}$

Принимаем электродвигатели типа 4A280556У3 (см. приложение) с параметрами $N=75 \text{ кВт; } n=985 \text{ об/мин, } (\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 985}{30} = 103 \text{ рад/с});$ маховый момент $GD^2 = 11,7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$

Тяговый расчет промежуточного магнитно-фрикционного привода.

Тяговое усилие, развиваемое приводом

$$W_{np} = \frac{N 1000 \eta_{np}}{k_3 v} = \frac{66 \cdot 1000 \cdot 0,9}{1,2 \cdot 1,2} = 41250 \text{ Н.}$$

Тяговое усилие, развиваемое приводом расходуется на преодоление сопротивлений на промежуточном приводе и на конвейере, и соответствует тяговому усилию, создаваемому магнитами.

Для работы промежуточного привода без проскальзывания ленты на магнитных блоках, необходимо соблюдение условия

$$P_{тяг}^M \geq W_{np} + W_{nn},$$

где $W_{np}=41250 \text{ Н}$ – тяговое усилие промежуточного привода, исходя из сопротивлений по контуру конвейера; W_{nn} – сопротивления на промежуточном приводе; $P_{тяг}^M$ – тяговое усилие, развиваемое магнитными блоками привода.

Исходя из шага цепи $t_{ц}=63 \text{ мм}$ устанавливаем магнитные блоки (рис.4.26) через два шага на плоских звеньях цепи, т. е. $l_{бл}=126 \text{ мм.}$ Тогда ориентировочно принимаем длину промежуточного привода $L_n = 12 \text{ м.}$

В этом случае количество блоков на грузовой ветви будет

$$n_{бл} = \frac{L_n}{l_{бл}} = \frac{12000}{126} = 95 \text{ блоков.}$$

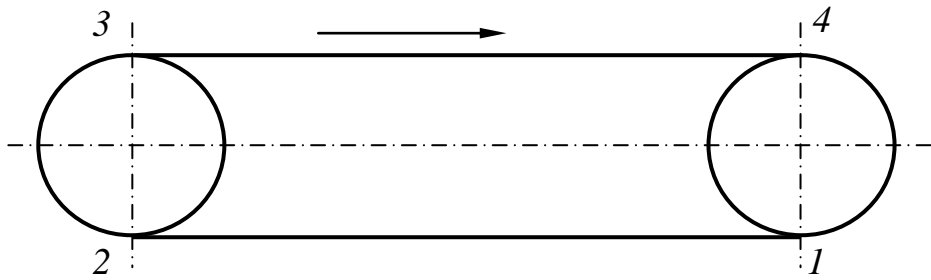


Рисунок 4.27 Расчетная схема промежуточного привода

Погонные нагрузки на промежуточном приводе

$$q_n^g = 2q_{\text{ц}}g + q_m + q'_{\text{л}} + q'_{\text{зр}},$$

где q_n^g – погонная нагрузка верхней ветви промежуточного привода; $q_{\text{ц}}$ – погонный вес цепи; предварительно принимаем круглозвенную цепь 18×63 по ГОСТ 2319-81, с массой 1 м $q_{\text{ц}}=6,5$ кг; разрушающая нагрузка 126 кН (см. приложение); q_m – погонный вес магнитных блоков,

$$q_m = \frac{G_{\text{бл}} \cdot n_{\text{бл}}}{l_n} g = \frac{6,5 \cdot 95}{12} \cdot 9,81 = 505 \text{ Н/м};$$

$G_{\text{бл}} = 6,2$ кг – масса одного блока (см. рис. 4.23); $n_{\text{бл}} = 95$ – количество блоков на одном приводе; l_n – длина промежуточного привода; $q'_{\text{л}}$ и $q'_{\text{зр}}$ – погонный вес от ленты и груза соответственно, действующие на средний ролик. В трехроликовой опоре следует принимать нагрузку от ленты и груза примерно 40% от общего погонного веса. В нашем случае

$$q'_{\text{л}} = 0,4 \cdot q_{\text{л}} = 0,4 \cdot 182 = 73 \text{ Н};$$

$$q'_{\text{зр}} = 0,4 \cdot q_{\text{зр}} = 0,4 \cdot 613 = 245 \text{ Н};$$

$$q_n^g = 2 \cdot 6,5 \cdot 9,81 + 505 + 73 + 245 = 951 \text{ Н/м}.$$

$$q_n^H = 2q_{\text{ц}}g + q_m = 2 \cdot 6,5 \cdot 9,81 + 505 = 633 \text{ Н}.$$

Минимальное натяжение в точке 1 исходя из условия минимального провеса

$$S_{\text{min}} = S_1 = 5q_n^H l_p = 5 \cdot 633 \cdot 1,5 = 4748 \text{ Н},$$

где $l_p = 1,5$ м – расстояние между роlikоопорами на нижней ветви под промежуточным приводом.

Принимаем первоначальное натяжение из условия минимального провеса полотна (рис. 4.27)

$$S_{\text{min}} = 5000 \text{ Н};$$

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = S_1 + q_n^H \omega' L_n = 5000 + 633 \cdot 0,05 \cdot 12 = 5380 \text{ Н};$$

где $\omega'=0,05$ – принятый ориентировочно коэффициент сопротивления движению нижней ветви привода; $L_{\kappa}=12$ м – длина промежуточного привода (между звездочками);

$$S_3 = kS_2 = 1,06 \cdot 5380 = 5703 \text{ Н},$$

где $k=1,6$ – коэффициент, учитывающий сопротивление на натяжных звездочках.

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = S_3 + q_n^6 f L_n = 5703 + 951 \cdot 0,12 \cdot 12 = 7072 \text{ Н},$$

где $f = 0,12$ – коэффициент трения скольжения стали по стали (цепи с блоками скользят по направляющим).

Общие сопротивления на промежуточном приводе

$$W_{n.n.} = S_4 - S_1 = 7072 - 5000 = 2072 \text{ Н}.$$

Из вышесказанного следует что

$$P_{тяг}^M = 47500 > 41250 + 2072 = 43322 \text{ Н}.$$

Запас мощности выбранного электродвигателя может компенсировать пиковое повышение нагрузки.

Уточненный расчет конвейера.

Проектируемый конвейер принимается длиной 1000 м с тремя промежуточными приводами, мощностью по 75 кВт каждый.

Минимальное натяжение ленты определим из условия допустимого провеса ленты

$$S_{min}^{ep} = 5(q_{gp} + q_l) l_{gp} \cos \beta = 5 \cdot (613 + 182) \cdot 1,3 \cdot \cos 8^\circ = 5116 \text{ Н},$$

где $q_{gp}=613$ Н/м – погонная нагрузка от груза; $q_l=182$ Н/м – погонная нагрузка от магнитно-мягкой ленты; $l_{gp}=1,3$ м – расстояние между ролик-опорами.

Допустимое минимальное натяжение ленты на порожней ветви

$$S_{min}^{nop} = 5q_l l_{nop} \cos \beta = 5 \cdot 182 \cdot 2,6 \cdot \cos 8^\circ = 2342 \text{ Н}.$$

Принимаем минимальное натяжение по всему контуру равным $S_{min}^{ep} = 5116 \text{ Н}$.

После каждого привода натяжение должно быть минимальным и равно $S_1 = S_{min}^{ep} = 5116 \text{ Н}$.

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 + W_{1-2} = S_2 + (q_{gp} + q_l + q'_p) \cdot \omega' \cos \beta \cdot l_{1-2} + (q_{gp} + q_l) \sin \beta \cdot l_{1-2} = \\ &= 5116 + (613 + 182 + 113) \cdot 0,035 \cdot \cos 8^\circ \cdot 292 + (613 + 182) \cdot \sin 8^\circ \cdot 292 = 46570 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$S'_2 = S_{min}^{ep} = 5116 \text{ Н};$$

$$S_3 = S'_2 + W_{2-3} = 46570 \text{ Н};$$

$$S'_3 = 5116 \text{ Н};$$

$$S_4 = S'_3 + W_{3-4} = 46570 \text{ Н};$$

$$S'_4 = 5116 \text{ Н}.$$

В обратном направлении находим натяжение ленты в точках 7, 6 и 5.

Принимаем натяжение в т. 1 $S_1 = S_{min}^{cp} = 5116 \text{ Н}$.

Тогда натяжение в т. 7 будет

$$S_7 = \frac{S_1}{k} = \frac{5116}{1,05} = 4872 \text{ Н}.$$

$$\begin{aligned} S_6 &= S_7 + W_{nop} = S_7 - (q_l + q''_p) \cdot \omega' \cdot \cos \beta \cdot l_{7-6} + q_l \cdot \sin \beta \cdot l_{7-6} = \\ &= 4872 - (182 + 38) \cdot 0,035 \cdot \cos 8^\circ \cdot 1000 + 182 \cdot \sin 8^\circ \cdot 1000 = 22547 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Натяжение в т. 5

$$S_5 = \frac{S_6}{k} = \frac{22547}{1,05} = 21473 \text{ Н}.$$

На основании полученных данных строим диаграмму натяжения ленты (рис. 4.28).

Определение сопротивлений на участках конвейера и натяжение ленты в характерных точках при холостом ходе.

Принимаем $S_1 = S_{min} = 5116 \text{ Н}$.

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 + W_{1-2} = S_1 + (q_l + q'_p) \cdot \omega' \cos \beta \cdot l_{1-2} + q_l \sin \beta \cdot l_{1-2} = \\ &= 5116 + (182 + 113) \cdot 0,035 \cdot \cos 8^\circ \cdot 292 + 182 \cdot \sin 8^\circ \cdot 292 = 15488 \text{ Н}. \end{aligned}$$

$$S'_2 = S_1 = 5116 \text{ Н};$$

$$S_3 = S'_2 + W_{2-3} = 15488 \text{ Н};$$

$$S'_3 = S_1 = 5116 \text{ Н};$$

$$S_4 = S'_3 + W_{3-4} = 15488;$$

$$S_7 = \frac{S_1}{K} = \frac{5116}{1,05} = 4872 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned} S_6 &= S_7 - W_{7-6} = S_7 - (q_l + q''_p) \cdot \omega' \cos \beta \cdot l_{7-6} + q_l \sin \beta \cdot l_{7-6} = \\ &= 4872 - (182 + 38) \cdot 0,035 \cdot \cos 8^\circ \cdot 1000 + 182 \cdot \sin 8^\circ \cdot 1000 = 22547 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$S_5 = \frac{S_6}{k} = \frac{22547}{1,05} = 21473 \text{ Н}.$$

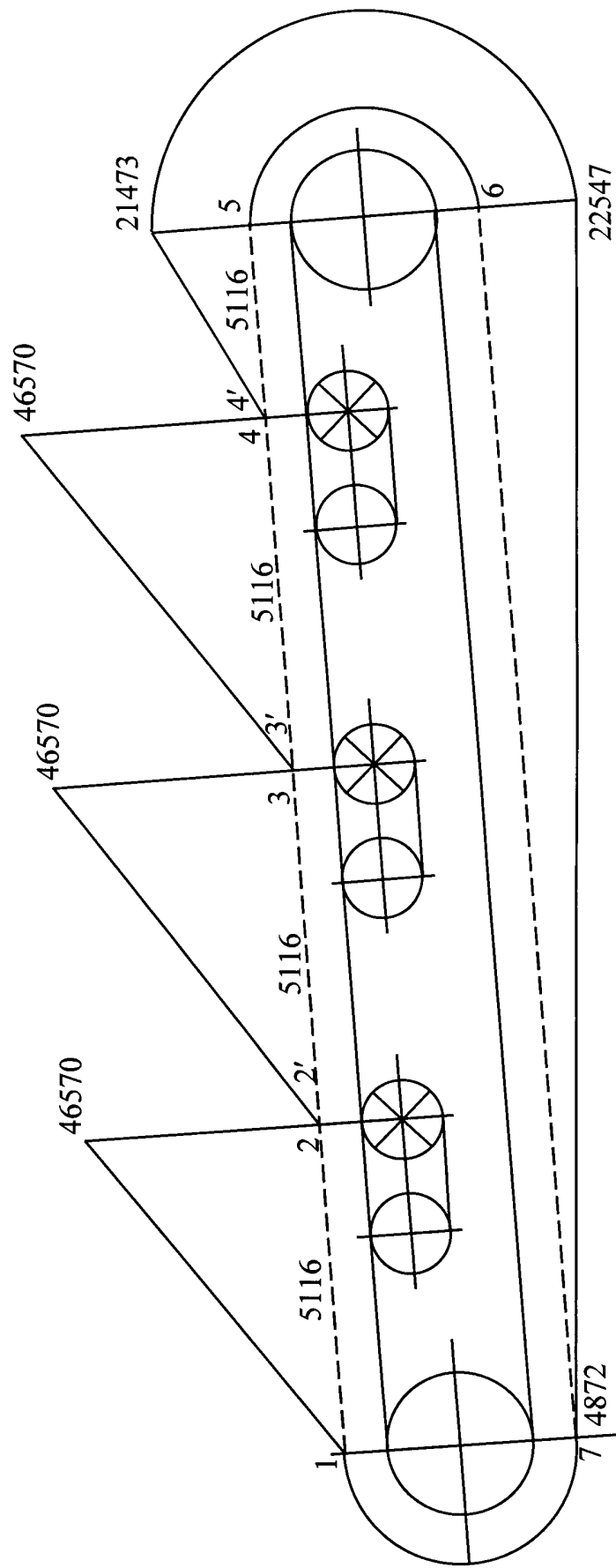


Рисунок 4.28 Диаграмма натяжения в ленте при установленном режиме

$$S_5 = \frac{S_6}{k} = \frac{22547}{1,05} = 21473 \text{ Н.}$$

Строим диаграмму натяжений ленты в характерных точках при холостом ходе (рис. 4.29).

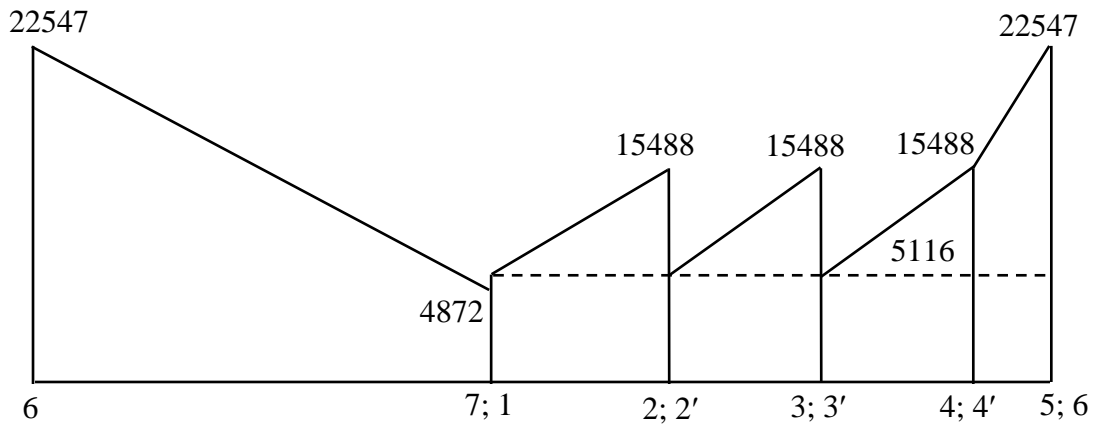


Рисунок 4.29 Диаграмма натяжения в ленте при холостом ходе

Натяжение ленты в характерных точках при пуске загруженного конвейера (рис. 4.30)

$$S_1 = S_{min} = 5116 \text{ Н}; S_7 = 4872 \text{ Н}; S_6 = 22547 \text{ Н}; S_5 = 21473 \text{ Н};$$

$$S_{2_{пуск}} = k_n S_{2_{уст}} = 1,2 \cdot 4657 = 55884 \text{ Н}; S_3 = 55884 \text{ Н}; S_4 = 55884 \text{ Н},$$

где $k_n = 1,2 \dots 1,4$ - коэффициент, учитывающий повышение натяжения в ленте при пуске конвейера.

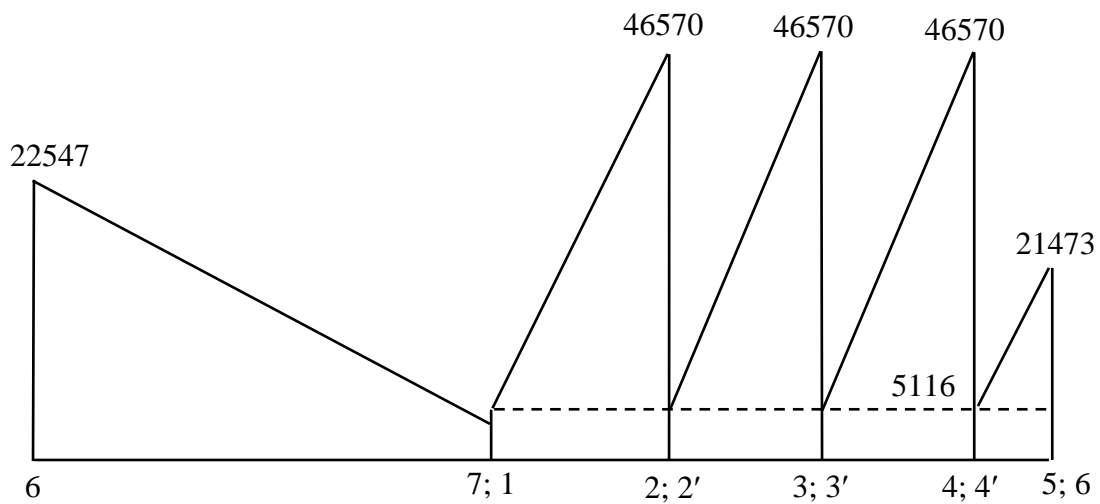


Рисунок 4.30 Диаграмма натяжения в ленте при пуске загруженного конвейера

Расчет ленты на прочность

При тяговых расчетах конвейера была принята специальная магнитно-мягкая лента с четырьмя прокладками толщиной 1,4 мм. Основой ленты послужила серийно выпускаемая лента БКНЛ – 150 с разрывной прочностью 1500Н на см. ширины прокладки (см. приложение).

В результате уточненного расчета конвейера при установке его под углом 8° , получены максимально-возможные натяжения в ленте при установленном режиме работы $S_{max} = 46570\text{Н}$

$$i = \frac{S_{max} \cdot m}{\sigma_p \cdot B} = \frac{46570 \cdot 10}{1500 \cdot 80} = 3,9$$

Прочность ленты обеспечена.

Разрывная прочность ленты

$$S_p = iB\sigma_p = 4 \cdot 80 \cdot 1500 = 480000\text{Н},$$

где $B=80$ см – ширина ленты; $i = 4$ - число прокладок в ленте; $\sigma_p=1500$ Н/см - разрывная прочность прокладки.

Расчет промежуточного привода.

Расчет геометрии звездочек.

Исходные данные:

Шаг звена цепи номинальный $t = 63$ мм.

Верхнее отклонение шага звена цепи от номинального $\delta_{tb} = 0,8$ мм.

Нижнее отклонение шага звена цепи от номинального $\delta_{tn} = 0,8$ мм

Диаметр цепной стали номинальный $d = 18$ мм.

Верхнее отклонение диаметра цепной стали от номинального по ГОСТ 2319-81 $\delta_{db} = 0,3$ мм.

Наружная ширина звена цепи номинальная $B = 60$ мм.

Верхнее отклонение наружной ширины цепи от номинального $\delta_{Bb} = 3$ мм.

Число зубьев звездочек $z = 16$.

Вспомогательные величины:

Шаг звена цепи максимальный $t_{max} = t + \delta_{tb} = 63 + 0,8 = 63,8$ мм.

Шаг звена цепи минимальный $t_{min} = t - \delta_{tn} = 63 - 0,8 = 62,2$ мм.

Диаметр цепной стали максимальный $d_{max} = d + \delta_{dB} = 18 + 0,3 = 18,3$ мм.

Наружная ширина звена цепи максимальная

$$B_{max} = B + \delta_{Bb} = 60 + 0 = 60 \text{ мм.}$$

Шаг цепи по зацеплению минимальный

$$T_P = 2t_{min} = 2 \cdot 62,2 = 124,4 \text{ мм.}$$

Геометрические размеры звездочек.

Гарантированный боковой зазор в ячейке

$$\Delta A = (0,02...0,04)t = 0,03 \cdot 63 = 1,9 \text{ мм.}$$

Расчетная длина ячейки в осевом сечении минимальная

$$A = t_{max} + d_{max} = 63,8 + 18,3 = 82,1 \text{ мм.}$$

Принимаем $A = 82 \text{ мм.}$

Расчетная толщина зуба в осевом сечении максимальная

$$S = T_P - A = 124,4 - 82 = 42,4 \approx 42 \text{ мм.}$$

Шаг зубьев по начальной окружности максимальный

$$T = \sqrt{A^2 + 2AS \cos \frac{180^\circ}{z} + S^2} = \sqrt{82^2 + 2 \cdot 82 \cdot 42 \cdot \cos \frac{180}{16} + 42^2} = 123,7 \text{ мм.}$$

Диаметр начальной окружности максимальный

$$D_0 = \frac{T}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{123,7}{\sin \frac{180}{16}} = 634,36 \text{ мм.}$$

Половина центрально угла минимальной расчетной длины ячейки в осевом сечении

$$\alpha = \arcsin \frac{A}{D_0} = \arcsin \frac{82}{634,36} = \arcsin 0,1293 = 7^\circ 30'.$$

Расстояние от плоскости основания ячейки до центра звездочки максимальное

$$H = 0,5(D_0 \cos \alpha - d_{max}) = 0,5 \cdot (634,36 \cdot \cos 7^\circ 30' - 18,3) = 305,3 \text{ мм.}$$

Половина центрального угла максимальной расчетной толщины зуба в осевом сечении

$$\beta = \frac{180^\circ}{z} - \alpha = \frac{180^\circ}{16} - 7^\circ 30' = 11^\circ 25' - 7^\circ 30' = 3^\circ 55'.$$

Диаметр внутренней окружности ручья для цепи

$$D_{en} = D_0 \cos \beta - (1,1...1,2)B_{max} = 634,36 \cdot \cos 3^\circ 55' - 1,2 \cdot 60 = 560,9 \text{ мм.}$$

Ширина ручья для цепи $B = (1,3...1,5)d = 1,5 \cdot 18 = 27 \text{ мм.}$

Радиус ручья для цепи $r_1 = 0,5b = 0,5 \cdot 27 \approx 14 \text{ мм.}$

Радиус закругления входа в ручей для цепи

$$r_2 = (0,3...0,5)d = 0,5 \cdot 18 = 9 \text{ мм.}$$

Радиус закругления торцов ячейки

$$R_{яч} = 0,5B_{max} + (0...2) = 0,5 \cdot 60 + 1 = 31 \text{ мм.}$$

Радиус закругления основания ячейки и профиля зуба

$$R_1 = 0,5d_{max} = 0,5 \cdot 18,3 \cong 9 \text{ мм.}$$

Уклон боковин ячейки $f = (8...10)\%$.

Радиус головки профиля зуба $R_2 = S - R_1 = 42 - 9 = 33 \text{ мм.}$

Угол между осью зуба и радиусом головки профиля зуба в крайнем положении $\psi = \arcsin \frac{0,5D_0 \sin \beta}{R_2} = \arcsin \frac{0,5 \cdot 634,36 \cdot \sin 3^\circ 55'}{33} = 41^\circ.$

Максимально возможный наружный диаметр звездочек

$$D_{нарmax} = \frac{D_0 \sin(\beta + \psi)}{\sin \psi} = \frac{634,36 \cdot \sin(3^\circ 55' + 41^\circ)}{\sin 41^\circ} = 683,69 \text{ мм.}$$

Принимаемый наружный диаметр звездочек

$$D_{нар} = (0,96...0,98)D_{нар.max} = 0,96 \cdot 683,69 \cong 650 \text{ мм.}$$

Выбор редуктора

Частота вращения приводных звездочек

$$n_{зв} = \frac{60v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 0,63436} = 36,15 \text{ об/мин.}$$

Передаточное число редуктора промежуточного привода

$$u_p = \frac{n_{эл.дв}}{n_{зв}} = \frac{985}{36,15} = 27,2$$

По каталогу (см. приложение) принимаем редуктор типа 1Ц2У-355 двухступенчатый, цилиндрический универсальный ($u_p = 25$; $M_{max} = 16000$ Н·м)

Производим проверку редуктора по крутящему моменту на тихоходном валу

$$M_{кр} = \frac{9740 \cdot N\eta \cdot u_p}{n} = \frac{9740 \cdot 66 \cdot 0,95 \cdot 25}{985} = 15500 \text{ Н·м} < [M_{кр}] = 16000 \text{ Н·м.}$$

Расчет натяжного устройства.

Для определения хода натяжного устройства определяем вытяжку ленты при холостом ходе, установившемся режиме и пуске конвейера с полной нагрузкой.

Расчет производим исходя из условия, что $S_{нб.пуск} = 1,3S_{нб.уст}$.

Относительное удлинение ленты принимаем равным $\varepsilon = 3\%$, при рабочей нагрузке $\varepsilon = 5\%$ (см. приложение)

Считаем, что абсолютное удлинение ленты на многоприводном конвейере равно сумме абсолютных удлинений ленты между промежуточными приводами.

$$\Delta l_p = \Sigma \Delta l_{np},$$

где Δl_{np} - абсолютное удлинение ленты на участке между приводами.

Абсолютные удлинения рабочей и холостой ветвей конвейера рассчитываем по формулам:

$$\Delta l_p = \frac{\varepsilon}{100 \cdot S_p} \cdot \frac{S_{max} + S_{min}}{2} l, \text{ м}$$

$$\Delta l_x = \frac{\varepsilon}{100 \cdot S_p} \cdot \frac{S_{max} + S_{min}}{2} L, \text{ м},$$

где l - расстояние между приводами; $L=1000$ м – длина конвейера.

При незагруженном конвейере

$$\Delta l_{1-2} = \Delta l_{2-3} = \Delta l_{3-4} = \frac{\varepsilon}{100 S_p} \cdot \frac{S_2 + S_1}{2} \cdot l_{1-2} = \frac{5}{100 \cdot 480000} \cdot \frac{15488 + 5116}{2} \cdot 292 \cong 0,31 \text{ м};$$

$$\Delta l_{4-5} = \frac{5}{100 \cdot 480000} \cdot \frac{21473 + 5116}{2} \cdot 125 \cong 0,18 \text{ м};$$

$$\Delta l_{6-7} = \frac{5}{100 \cdot 480000} \cdot \frac{22547 + 4872}{2} \cdot 1000 = 1,43 \text{ м}.$$

При установившемся режиме работы конвейера

$$\Delta l_{1-2} = \Delta l_{2-3} = \Delta l_{3-4} = \frac{\varepsilon}{100 S_p} \cdot \frac{S_2 + S_1}{2} l_{1-2} = \frac{5}{100 \cdot 480000} \cdot \frac{46570 + 5116}{2} \cdot 292 = 0,8 \text{ м}.$$

$$\Delta l_{4-5} = \frac{5}{100 \cdot 480000} \cdot \frac{21473 + 5116}{2} \cdot 125 \cong 0,18 \text{ м}.$$

$$\Delta l_{6-7} = \frac{5}{100 \cdot 480000} \cdot \frac{22547 + 4872}{2} \cdot 1000 = 1,43 \text{ м}.$$

При пуске

$$\Delta l_{1-2} = \Delta l_{2-3} = \Delta l_{3-4} = \frac{\varepsilon}{100 S_p} \cdot \frac{S_{2,пуск} + S_1}{2} l_{1-2} = \frac{5}{100 \cdot 480000} \cdot \frac{55884 + 5116}{2} \cdot 292 = 0,93 \text{ м}.$$

$$\Delta l_{4-5} = \frac{5}{100 \cdot 480000} \cdot \frac{21473 + 5116}{2} \cdot 125 \cong 0,18 \text{ м};$$

$$\Delta l_{6-7} = \frac{5}{100 \cdot 480000} \cdot \frac{22547 + 4872}{2} \cdot 1000 = 1,43 \text{ м.}$$

Результаты расчета заносим в табл. 4.6.

Таблица 4.6.

Вытяжка ленты и ход натяжного устройства

Режим работы	Длина конвейера, $l_0 = 1000$ м					
	Δl_{1-2}	Δl_{2-3}	Δl_{3-4}	Δl_{4-5}	Δl_{6-7}	$\Delta l = \Sigma \Delta l$
Холостой ход, м	0,31	0,31	0,31	0,18	1,43	2,54
Установившийся режим, м	0,8	0,8	0,8	0,18	1,43	4,01
Пуск загруженного конвейера, м	0,95	0,95	0,93	0,18	1,43	4,4
Рабочий ход натяжного устройства, м	0,93					

Рабочий ход натяжного устройства

$$\Delta l_p = \frac{\Sigma \Delta l_{пуск} - \Sigma_{xx}}{2} = \frac{4,40 - 2,54}{2} = 0,93 \text{ м,}$$

где $\Sigma \Delta l_{пуск}$ - сумма удлинений при пусковом режиме; $\Sigma \Delta l_{xx}$ - сумма удлинений при холостом ходе.

Полное перемещение барабана

$$\Delta l_n = \frac{\Sigma \Delta l_{пуск}}{2} = \frac{4,4}{2} = 2,2 \text{ м}$$

Δl_{xx} - ход барабана при холостом ходе; Δl_p - рабочий ход барабана; Δl_n - полный ход барабана.

$$\Delta l_{xx} = \Delta l_n - \Delta l_p = 2,2 - 0,93 = 1,27 \text{ м.}$$

При таком ходе натяжного барабана необходимо принимать лебедочное натяжное устройство.

Расчеты деталей и узлов на прочность, расчеты валов и подшипников, выбор и проверка элементов конвейера производится по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

Вопросы для самоконтроля к главе 4

1. В чем заключаются преимущества крутонаклонных ленточных конвейеров по сравнению с обычными?
2. За счет чего удерживается груз на гладкой ленте, имеющей форму глубокого желоба при повышенных углах транспортирования?
3. Перечислите конструкции крутонаклонных конвейеров и охарактеризуйте их.
4. При каком расположении низких перегородок наиболее рационально передвижение ленты по нижним роликам?
5. От чего зависит шаг расположения высоких перегородок на ленте?
6. Преимущества конвейера с гофрированной лентой.
7. Назовите основные недостатки крутонаклонных конвейеров.
8. Для каких грузов наиболее целесообразно применение конвейеров с прижимной лентой?
9. Изобразите расположение груза на ленте с высокими перегородками.
10. Назовите способы прижатия охватывающей (прижимной) ленты к грузонесущей для удержания груза.
11. Назовите способы передачи тягового усилия с канатов на грузонесущую ленту.
12. Преимущества ленточно-канатных конвейеров.
13. Назовите составные элементы ленточно-канатных конвейеров.
14. В чем заключается особенность тягового расчета ленточно-канатных конвейеров?
15. Недостатки и преимущества ленточно-цепных конвейеров.
16. Каким образом передается сила тяги с цепи (цепей) на ленту?
17. Сделайте классификацию магнитных транспортных установок.
18. На каком принципе основана работа магнитно-ленточных конвейеров типа «магнитный рельс»?
19. В каких случаях более целесообразно исследование для удержания грузов резиновых магнитов вместо конвейеров типа «магнитный рельс»?
20. Назовите преимущества и недостатки многоприводных магнитно-ленточных конвейеров.

ГЛАВА 5

СКРЕБКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

5.1. Общая характеристика

Скребковые конвейеры - машины непрерывного действия, предназначенные для транспортирования различных легкосыпучих, пылевидных, зернистых и кусковых грузов в горизонтальном и полого наклонном направлениях. Скребковые конвейеры с погружными скребками применяются для перемещения сыпучих грузов по крутонаклонным вертикальным направлениям. Скребковые конвейеры не рекомендуется применять для перемещения сильно влажных и липких грузов из-за сложной разгрузки, а также абразивных грузов из-за большого износа желоба (рештака), скребков и тяговых цепей.

Скребковые конвейеры на угольных предприятиях являются основным средством транспортирования полезного ископаемого из очистного забоя на откаточный штрек участка. Они также применяются и в подготовительных участках и штреках конвейеризированных участков для подачи горной массы на другие средства транспорта, в призабойных выработках (просеках, печках) в качестве загрузочных для других конвейеров. Их используют также как вспомогательные при проведении различных выработок. Кроме того, скребковые конвейеры работают в качестве *тормозных* для обеспечения постоянной скорости транспортирования груза при гравитационном спуске.

Скребковые конвейеры представляют собой группу транспортных машин, принцип действия которых основан на волочении транспортируемого груза по неподвижному желобу с помощью скребков, прикрепленных к тяговому органу - одной или нескольким цепям. Форма и высота скребков являются основными конструктивными отличиями скребковых конвейеров. Углы наклона скребковых конвейеров общего назначения составляют до 25...30°, а тормозных конвейеров - до 40...45°.

По способу перемещения груза скребковые конвейеры делят на два типа: порционного и сплошного волочения. К первому типу относятся конвейеры со сплошными высокими скребками, высота которых приблизительно равна высоте желоба (рис. 5.1). Ко второму типу - конвейеры со сплошными низкими (погружными) и контурными скребками, в которых груз перемещается не отдельными порциями, а сплошным слоем, высота которого в несколько раз выше высоты скребков (рис. 5.2.).

Скребковые конвейеры для горных предприятий подразделяют на разборные переносные и неразборные передвижные.

Разборные переносные скребковые конвейеры табл. 5.1 используют во всех очистных забоях со сложными горно-геологическими условиями, а также в подготовительных забоях для транспортирования горной массы. Конвейеры ти-

па С - одноцепные (С 53А) используют при работе с широкозахватными комбайнами. Кроме того, их часто применяют в качестве перегружателей. Конвейеры типа СР - двухцепные (СР-70М) имеют аналогичное назначение для больших грузопотоков. Конвейеры типа СК - одноцепные (СК-38) применяют на весьма тонких пологих пластах с мощностью 0,4...0,5 м (рис. 5.3.) Для уменьшения высоты конвейера в нём рабочая и холостая ветви цепи расположены в одной плоскости, а скребки закреплены на цепи консольно.

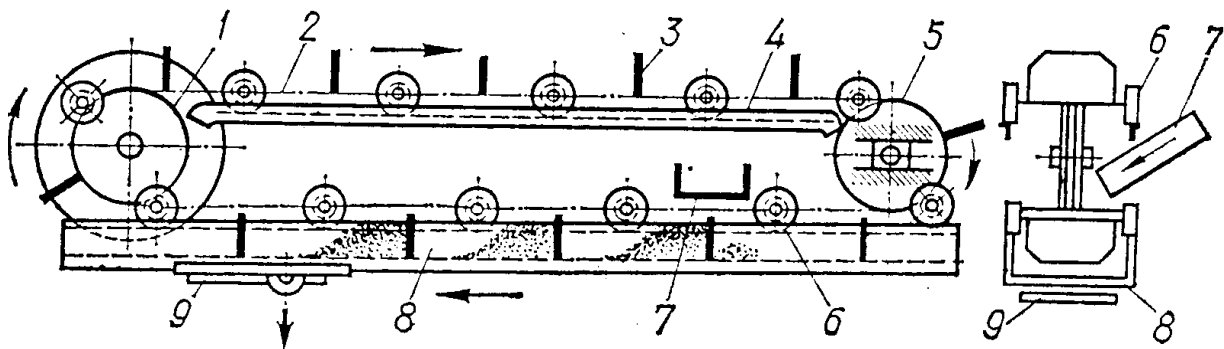


Рисунок 5.1. Скребковый конвейер порционного волочения:
 1, 5 - приводные и натяжные звездочки; 2 - тяговая цепь; 3 - скребки;
 4 - направляющие; 6 - ролики; 7 - загрузочное устройство;
 8 - закрытый желоб; 9 - шиберный затвор

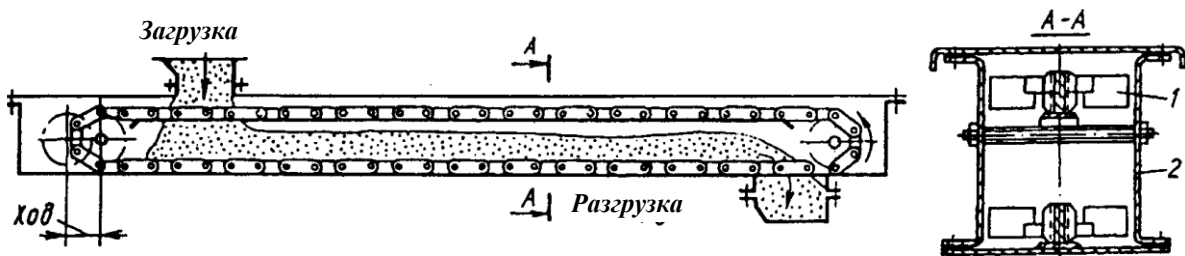


Рисунок 5.2. Скребковый конвейер со сплошными низкими скребками:
 1 - скребок; 2 — желоб

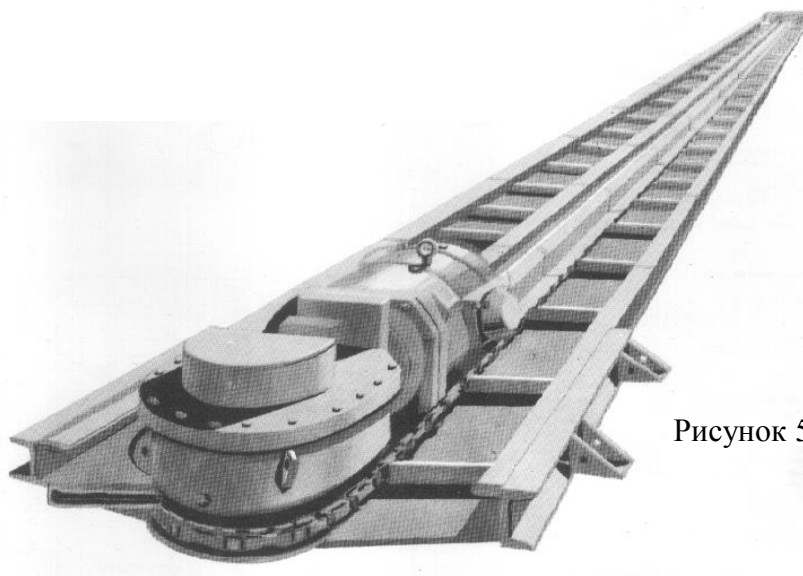


Рисунок 5.3 Разборной скребковый конвейер СК-38

Таблица 5.1

Технические характеристики и основные параметры
переносных скребковых конвейеров

Показатели	Тип конвейера		
	С – 53А	СП-70М	СК-38Р
Производительность т/ч	155 ; 225	320 ; 450	260 ; 300 ; 355
Длина в поставке, м	120	150 ; 200 ; 250	150 ; 200
Мощность одного приводного блока, кВт	32	45	45
Число приводных блоков, шт.	1	1 ; 2 ; 3 ; 4	2 ; 3 ; 4
Скорость движения цепи, м/с	0,73 ; 1,06	0,94 ; 1,20	0,8 ; 0,92 ; 1,40
Количество цепей	1	2	2
Разрывное усилие одной цепи, кН	290	410	410
Масса 1 м тягового органа со скребками, кг/м	11,7	20,8	20,8

В последние годы в механизированных очистных забоях угольных шахт получили распространение передвижные изгибающиеся высокопроизводительные скребковые конвейеры типа СП (СПМ-46, СП-48М, СП-63М, СП-87ПМ, СП-202, СП-202В1, СП-301 и др.).

Наиболее распространённый из них СП-202 (рис. 5.4) имеет мощные приводы 1 и 2, рештаки 3, изготовленные из усиленного спецпроката и оснащённые износостойкими литыми приставками, безболтовое соединение рештаков, цилиндрическую направляющую 5, для перемещения очистного комбайна, работающего с рамы конвейера, жёлоб для цепи кабелеукладчика. Установка приводных блоков с электродвигателями мощностью 110 кВт позволяет исключить ниши.

Более мощный и более производительный скребковый конвейер СП-301 оснащается двумя или тремя приводными блоками с электродвигателями мощностью также 110 кВт на напряжение 1140 или 660 В. Головной и конце-

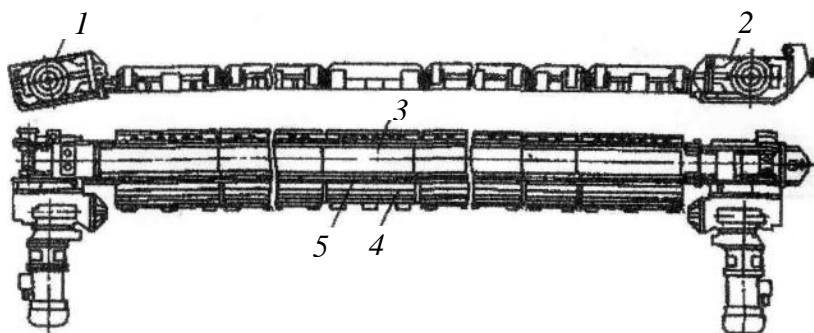


Рисунок 5.4 Передвижной изгибающийся скребковый конвейер СП-202

вой приводы конвейера могут регулироваться по высоте и расpirаться между почвой и кровлей гидродомкратами.

Техническая характеристика основных передвижных конвейеров приведена в табл. 5.2

Наиболее распространенным вариантом передвижных изгибающихся конвейеров является двухцепной тяговый орган. В последние годы начато применение изгибающихся одноцепных конвейеров, имеющих некоторые преимущества: экономия металла на тяговый орган и возможность применения более прочной цепи, более прочных звеньев для соединения отрезков цепи, улучшения изгибаемости става. Однако такие конструкции требуют применения штампованных скребков сложной конфигурации, которые могут затруднить проход крупных кусков груза под корпусом комбайна.

Если мощности головного привода оказывается недостаточно, то устанавливают также и хвостовой привод.

Современные агрегатные передвижные конвейеры помимо транспортирования горной массы выполняют и другие многочисленные функции: поддержание и направление движения комбайна; отдираание земника и погрузка на став оставшейся после прохода комбайна горной массы; поддержание, направление и защита от повреждений кабелей, шлангов, средств связи, светильников, пылеподавляющих средств в месте разгрузки конвейера; направление секций механизированной крепи при их передвижении; закрепление приводов и удержание от сползания вниз при передвижке; транспортирование некоторых вспомогательных грузов (крепёжные материалы, легкие узлы оборудования). На конвейерах также монтируют приводы струга или механизма подачи комбайна.

Выполнение основной и дополнительных функций, способность к механизированной передвижке, стесненность рабочего пространства и т.д. усложняют требования, предъявляемые к скребковым конвейерам, вызывают необходимость применения специальных сталей, принятия особых конструктивных решений и т.д. Это сказывается на стоимости передвижных конвейеров и делает нецелесообразным их использование вне лав.

К числу достоинств скребковых конвейеров относится способность хорошо приспосабливаться к различным горно-геологическим условиям залегания пластов (вписываться в маломощные пласты, изгибаться не только в плоскости пласта, но и в вертикальной плоскости, исключать приподнимание под действием натяжения тягового органа на верхней ветви при вогнутом профиле установки); простота и неприхотливость конструкции, облегчающая обслуживание; высокая прочность и жесткость элементов; способность выполнять помимо транспортных другие многочисленные функции, обусловленные агрегатной работой в лавах. Именно приспособленность к агрегатной работе послужила главной причиной замены в лавах качающихся конвейеров на скребковые.

Таблица 5.2

Техническая характеристика и параметры основных передвижных изгибающих конвейеров

Показатели	Тип конвейера									
	СПМ46	СПЦ151	СП48М	СП63М	СП202	СП20281	СП301	СП87ПМ		
Производительность, т/ч	120	240;300	290;250	535;600	430;600	500;552	756;990	535;600		
Длина в поставке, м	170	180	150;200	120;180	220	170	120;180	200		
Скорость движения скребковой цепи, м/с	0,8	1,0;1,25	1,12	1,34;1,52	1,25;1,4	1,25;1,4	1,06;1,38	1,25;1,4		
Тяговый орган:										
Тип	14x50-7	20x80-9	18x64-8	24x86-7	18x64-9	18x64-9	24x86-9	18x64-9		
Число цепей	2	1	2		2	2	2	2		
Гидромуфта	ГПВ360С	ГПЭ400У	ГПЭ400У	ГПЭ400У	ГПЭ400У	ГП480А	ГПЭ480А	ГП480А		
Электродвигатель:										
Тип	КОФ22-4К	ЭДКОФ4-45(55)	ЭДКОФ4-55		ЭДКОФ-53/4-45	ЭДКОФ-53/4-45	ЭДКОФ55/4-45	ЭДКОФ55/4-45		
Мощность, кВт	22	45;55	55	110	110	110	110	110		
Число	3	2;1	3	2	2	2	3	2		
Габариты става, мм:										
Ширина:										
Без навесного оборудования	484	500	488	642	642	642	642	642		
С навесным оборудованием	510	1663	1232	1232	1256	1497	1555	1372		
Высота:										
Со стороны погрузки	145	160	183	190	190	200	245;285	215		
С бортами	245	280	270	285	350	350	660	564		
Масса конвейера, максимальная, кг	25,4	110,0	51,1; 61,2	110,0	124,0	120,0	174,0	133,0		

Главный недостаток скребковых конвейеров состоит в несовершенстве принципа действия, а именно перемещение груза волочением и движение тягового органа скольжением. Вследствие этого возникают большие сопротивления движению, натяжения тягового органа, мощность, расход энергии, износ.

Скребковый конвейер с конца 40-х годов вытеснил ранее применявшийся качающийся конвейер. Но и он со временем неминуемо уступит место другому более совершенному транспортному средству.

В обозримом будущем значение скребковых конвейеров не будет падать.

Большое значение, которое имеют скребковые конвейеры в лавах и окололавных выработках, привело к выпуску 16 типов и типоразмеров передвижных конвейеров, что нельзя признать целесообразным. Поэтому была проведена их унификация и разработано четыре типа базовых конструкций, отличающихся видами и компоновкой приводов, тягового органа, навесного оборудования. В их число входят конвейеры с вертикально-замкнутым тяговым органом на основе круглозвенной цепи: СПЦ161 - одноцепной; СП202, СП87П и СП301 - двухцепные.

Число типов разборных конвейеров уменьшено с шести до трех, это конвейеры: СК - 38 - одноцепной с консольными скребками и горизонтально-замкнутым тяговым органом; С53МУ и С50 - одноцепные с вертикально-замкнутым тяговым органом на основе разборной и круглозвенной цепи; СР70М - двухцепной с вертикально-замкнутым тяговым органом.

Институтом «Донгипроуглемаш» в настоящее время разработаны скребковые конвейеры нового технического уровня. С 1998 г. институт начал создавать типажный ряд скребковых конвейеров КСД. Опытный образец типового представителя – конвейера КСД 27 изготовлен ОАО «Донецкгормаш», а также разработаны конвейеры для тонких пологих и пологонаклонных пластов КСД 26 и КСД 26 В и конвейеры КСД 210, КСД 29 для мощных пластов.

При расчетной производительности 16 т/мин (960 т/ч) в период приемочных испытаний на шахте «Новодонецкая» ГХК «Добропольеуголь» в лаве с мощностью пласта 1,82 м, длине лавы 188 - 214 м, с углами наклона 14-30°, достигнута среднесуточная нагрузка 1308 т при максимальной среднесуточной нагрузке 2100 т.

Техническая характеристика зарубежных и отечественных конструкций скребковых конвейеров нового технического уровня представлена в табл. 5.3.

Как видно из табл. 5.3 отечественные скребковые конвейеры по большинству показателей выгодно отличаются от зарубежных.

Конвейер КСД 27 (рис. 5.5) оборудован унифицированными с КСД 26 и КСД 26В редукторами, при этом имеются отличия в рамах, рештачном ставе, в мощности приводов и тяговом органе.

Таблица 5.3

Техническая характеристика скребковых конвейеров нового технического уровня

Конвейеры Показатели	Польша		Германия	Чехия		Россия		Украина	
	«Рыбник» 225/750	«Рыбник» 255/842	«Халь- бах&Браун »НВ 227/732	«Острой» DH701	«Осткрам»	«Анжера 30»	«Анжера 349Л»	КСД27	КСД210
Установленная мощность конвейера, кВт	2x50/160 2x65/200	2x55/160 2x65/200 2x85/250	2x65/200	4x50/160 3x50/160	2x85/250	3x200	2x315	2x65/200	2x115/355
Тяговый орган	26x92 30x108 2 в центре	30x108 34x126 2 в центре	30x108 2 в центре	30x108 2 в центре	30x108 2 в центре	30x108 2 в центре	34x126	30x108 2 в центре	34x126 2 в центре
Высота рештака по боковинам, мм	225	255	227	255	255	228	300	255	275
Ширина рештака по боковинам, мм	750	842	732	742	860	840	910	754	1000
Толщина среднего листа, мм	26	34	30	32	32	30	34	30	36
Длина конвейера, м	До 300	До 300	233(250)	До 300	250	300	300	300	300
Скорость тягового органа, м/с	0,84;0,93 1,02;1,16	1;1,1	0,96/0,32	0,87/0,49	0,96	1,0	0,9-1	1,05/0,35	1,063/0,354

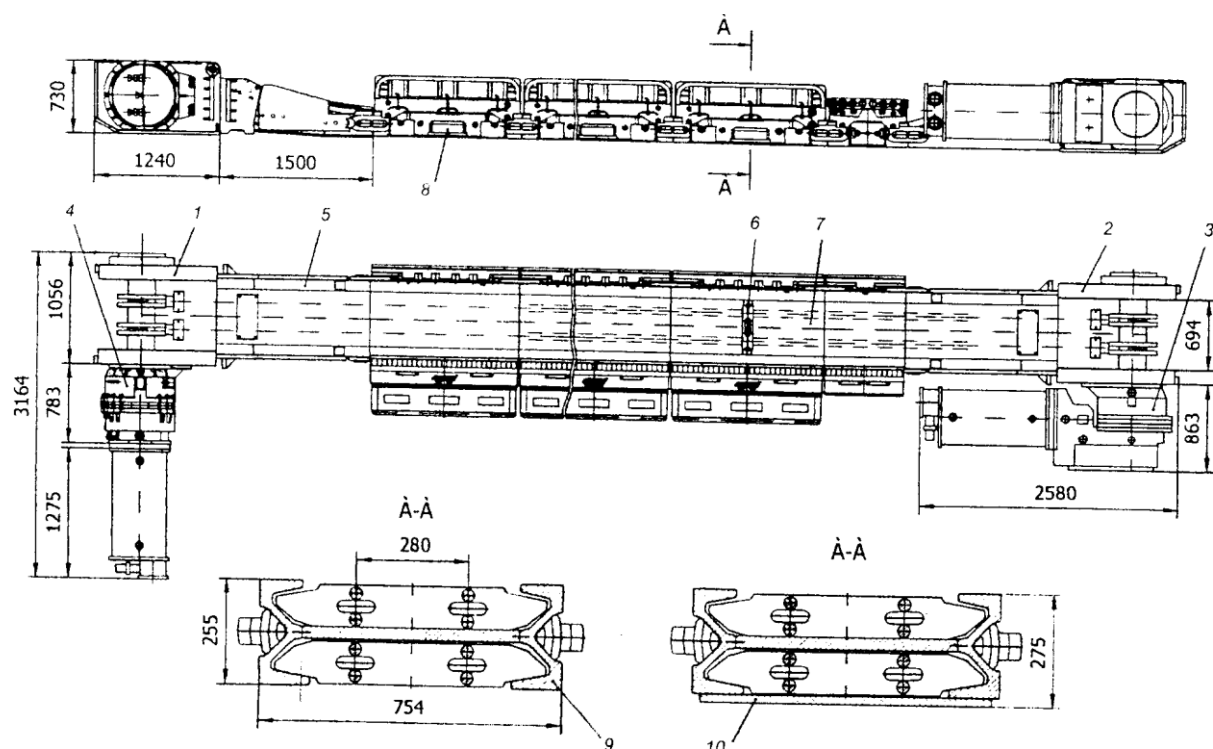


Рисунок 5.5 Скребокый конвейер КСД27

Отличительными особенностями типажного ряда являются:

- в скребокый конвейерах применены электродвигатели с водяным охлаждением мощностью 55/160, 65/200, 85/250 и 115/350 кВт, обеспечивающие рабочую скорость 1,05 м/с и маневровую – 0,35 м/с, что по сравнению с электродвигателями с воздушным охлаждением мощностью 110 и 160 кВт расширяет область их применения и повышает надежность привода;
- применение малогабаритных приводных блоков на базе комплексных унифицированных редукторов – двухступенчатых планетарных редукторов и трехступенчатых комбинированных с водяным охлаждением цилиндрических и коническо-цилиндрических редукторов БК90, БК 110 и БПК 160 с повышенным ресурсом (20-25 тыс. ч против 5-10 тыс. ч);
- изготовление решетчатых ставов из высоколегированных сталей твердостью НВ 270-320 на базе новых спецпрофилей высотой 255 и 275 мм с ресурсом 3-5 млн. т горной массы против традиционно применяемых профилей 228 и 245 мм с ресурсом 1,2-1,5 млн. т;
- использование принципиально новых замковых соединений решетчатых с разрывным усилием 1700-2500 кН в отличие от применяемых закладных и стержневых с усилием 800-1300 кН;
- наличие высокоточных центрирующих соединений решетчатых и механически обработанных заходных фасок в днищах и направляющих решетчатых, обеспечивающих сокращение потерь мощности холостого хода тягового органа в 1,5-2 раза;

- оснащение гидравлическим механизмом безопасного и контролируемого натяжения цепи тягового органа;
- комплектация станциями управления, которые предусматривают главный пуск полностью загруженного конвейера на малой скорости с высоким пусковым моментом, контроль безопасности и диагностику основных узлов (всего 36 функций), а также специальными кабелями КГЭБУШ;
- исключение из конструкции привода ненадежных и требующих постоянного обслуживания гидравлических муфт (средний фактический срок службы 2-3 мес.);
- оснащение быстросъемными разъемными звездами и цепесъемниками.

С целью повышения надежности работы конвейера Донгипроуглемашем разработаны скребковые конвейеры СПЦ-26 (аналог СПЦ-163) и СП-26 (аналог СП-250), в которых применены унифицированные редукторы с традиционным пуском через гидромуфту. Расчетная долговечность редукторов 15-20 тыс. ч.

Создаются принципиально новые конструкции. К их числу можно отнести безскребковый одноцепной конвейер с полукруглым эмалированным рабочим желобом. Форма желоба вызывает собирание груза «в зоне цепи», сцепление с которой и приводит к перемещению груза сплошным потоком. Подобный конвейер способен работать по падению с углом наклона до 5° . Скребковые конвейеры начинают находить применение и на рудных, в частности, железорудных шахтах. Главная особенность условий их работы состоит в перемещении тяжелых крупнокусковых грузов, сочетающихся с кусками малой величины, которые, заклиниваясь (например, между звездочками и цепями), могут привести к отказам узлов. Наибольшие перспективы, по-видимому, имеет конвейер с нижней рабочей ветвью (рис. 5.6.), у которого разгрузка производится до привода. Нижняя ветвь перемещается по почве выработки или нижним направляющим, в качестве которых используют рельсы. Контрнаправляющие для тягового органа отсутствуют в целях исключения заклиниваний. Верхняя ветвь перемещается под кровлей выработки по направляющим или роликам.

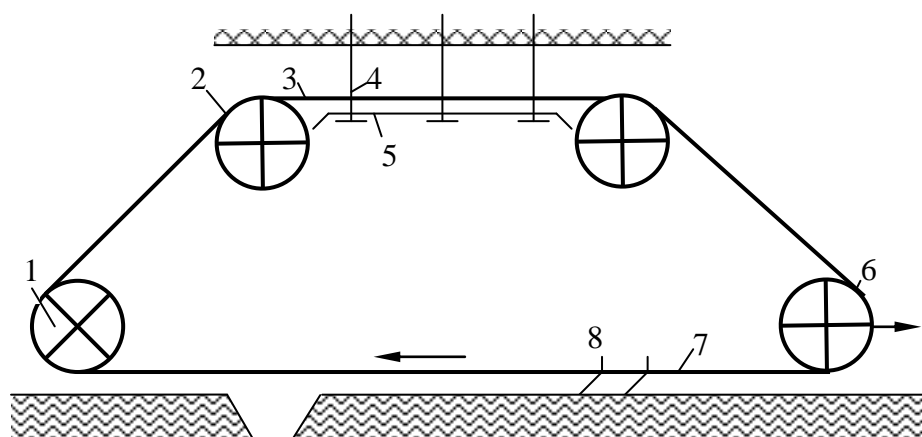


Рисунок 5.6 – Схема скребкового конвейера с нижней рабочей ветвью:
 1 – привод; 2 – отклоняющий блок; 3 – верхняя ветвь скребковой цепи;
 4 – анкерная крепь; 5 – направляющая ветвь скребковой цепи;
 6 – натяжная станция; 7 – нижняя ветвь скребковой цепи; 8 – скребок

Для снижения динамических нагрузок скорость движения не превосходит 0,5 м/с. Принимаются и другие меры, например, подпружинивают роlikоопоры, натяжное устройство, тяговый орган.

5.2. Устройство скребковых конвейеров

Скребковые конвейеры включают следующие основные элементы: привод, став, тяговый орган со скребками, натяжное устройство.

Скребковые конвейеры с высокими скребками (рис. 5.1) состоят из неподвижного открытого или закрытого желоба 8, по которому движется замкнутая цепь 2 со скребками 3, огибая приводные 1 и натяжные 5 звездочки. Ролики 6 цепи катятся по направляющим 4, закрепленным на корпусе конвейера. Приводным звездочкам сообщается движение от привода, состоящего из двигателя, редуктора и соединительных муфт. Вал натяжных звездочек монтируют на опорах и с помощью винтового устройства перемещают по направляющим. Загрузочным устройством 7 груз засыпается в любом месте по длине конвейера и скребками перемещается по желобу. Разгрузка происходит в конце конвейера или другом месте через выпускные отверстия в днище желоба, которые открываются и закрываются шиберными затворами 9.

Скребковые конвейеры изготавливают с цепью, замкнутой в вертикальной или горизонтальной (реже) плоскости.

Формы скребков могут быть прямоугольные, трапециевидные (рис. 5.7, а, б). Для трубчатых скребковых конвейеров скребки могут быть и полукруглые (рис. 5.7, в).

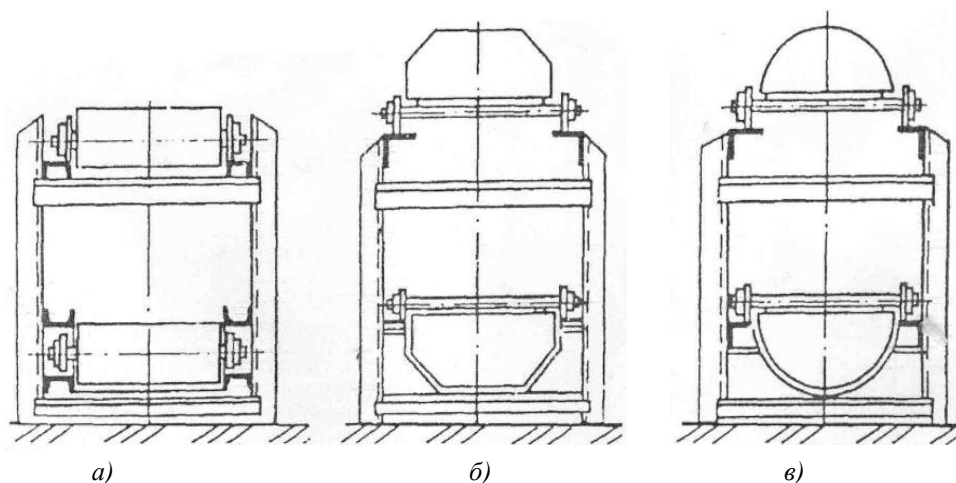


Рис. 5.7 Поперечное сечение конвейера с высокими сплошными скребками:

а — прямоугольные; б - трапециевидные; в — полукруглые

В указанных конвейерах срезания нижнего слоя груза, равного высоте скребка, не происходит, так как сила сдвига (сила внутреннего трения) частиц

груза значительно выше сопротивления трению их о дно и стенки желоба. Из-за трения о боковые стенки желоба происходит некоторое отставание груза от скребков.

При использовании контурных скребков (рис 5.8.) заметного отставания груза не наблюдается, сопротивление движению уменьшается. В таких конвейерах могут быть круто наклоненные участки.

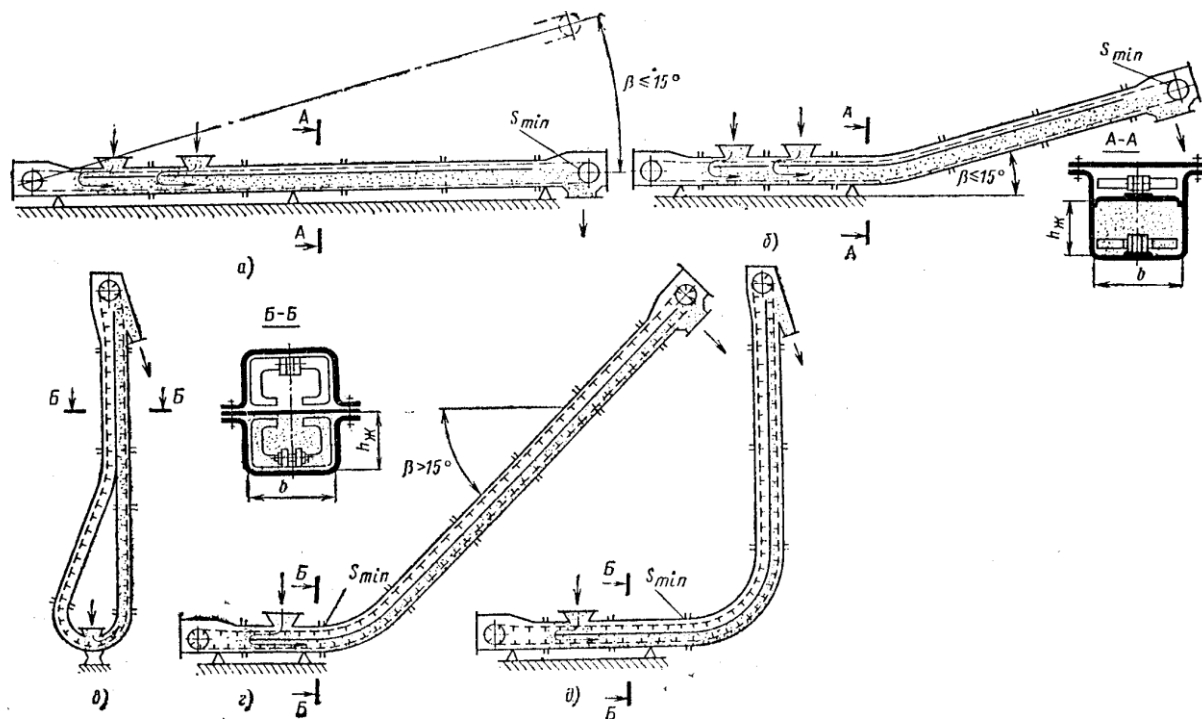


Рис. 5.8 Конвейеры с контурными скребками:

- а - горизонтальный; б - горизонтально-пологонаклонный; в - вертикальный;
г - крутонаклонный, д - L-образный

Скорость цепи скребковых конвейеров 0,15...1 м/с, длина - до 100 м и производительность - до 100 т/ч. Скребковые конвейеры для угольной промышленности имеют скорости 0,2...1,4 м/с, длину до 300 м и производительность до 1000 т/ч.

Скребки шахтных конвейеров изготавливают массивными, литыми, износостойкими. Для того, чтобы предотвратить "всплывание", их снабжают скошенной передней стенкой (под углами 15-30°). Скребки должны обладать прочностью, обтекаемой формой, облегчающей прохождение неровностей, особенно на стыках рештаков, удобством присоединения к тяговому органу, технологичностью при изготовлении. Скребки разборных одноцепных конвейеров изготавливают сваркой из отдельных элементов, что дорого и не позволяет иметь жесткой конструкции. Для изготовления скребков передвижных конвейеров используют прокат специального профиля. Практикуется также скручивание скребков вокруг продольной оси для повышения его жесткости против из-

гиба. Скребки изгибающихся одноцепных конвейеров изготавливают штамповкой.

В конвейерах с высокими скребками нормализованные прямоугольные скребки предусматривают консольное и симметричное крепление к тяговым цепям. Консольные скребки шириной 200...320 мм и высотой 100...160 мм закрепляют на одной цепи, консольные и симметричные скребки шириной 400 мм и высотой 200 мм закрепляют на двух цепях. Высокие скребки изготавливают из стальных листов толщиной 3...8 мм или пластмассы; скребки трубчатых конвейеров из стали, чугуна, пластмассы или резины толщиной 10...20 мм и диаметром 94...198 мм; низкие скребки - из стержней, профильной или полосовой стали.

Применение скребков из пластмассы или алюминиевых сплавов позволяет значительно снизить вес, повысить долговечность желоба и исключить возможность появления искр при ударах скребков на стыках секций, что важно при транспортировании взрывоопасных или легковоспламеняющихся грузов.

Крепление скребков к цепям осуществляется с помощью сварки или крепежных деталей. Как и высокие скребки, они могут располагаться симметрично или несимметрично относительно горизонтальной оси поперечного сечения цепи. Контурные скребки изготавливают совместно со звеньями цепи или отдельно и прикрепляют к вильчатым или пластинным цепям. Известно применение скребков из пластмасс.

Цепи разборных, переносных скребковых конвейеров изготавливают разборными, которые можно соединить - рассоединить в любом месте без применения инструмента (рис. 5.9, а). Их недостатки: пониженная статическая и особенно усталостная прочность, (что обусловлено неблагоприятной конфигурацией звеньев), деформация звеньев под действием различных поперечных нагрузок (попадание твердых предметов между цепью и звездочкой и др.), потеря разборности, большой отход металла, идущего в облой при изготовлении звеньев (штамповкой). Объем производства разборных цепей снижается вместе с уменьшением выпуска разборных конвейеров. Не оправдали себя также и не применяются различные виды пластинчатых цепей, хотя они имеют преимущественное распространение в конвейерах общего назначения благодаря их дешевизне.

Передвижные конвейеры комплектуют круглозвенными цепями (рис. 5.9, б, в), состоящими из неразбираемых отрезков и соединительных звеньев.

Достоинства этих цепей: изгибаемость в любом направлении (что позволяет иметь изгибающиеся конвейеры), высокая прочность, почти полностью безотходное изготовление на цепеделательных автоматах. Заготовкой служит круглая сталь, диаметр которой в мм называется калибром цепи. Наибольшее распространение получили цепи калибра 18 с шагом 64 мм, однако в конвейерах повышенной производительности нового технического уровня применяют прочную цепь калибра 30 с шагом 108 мм в конвейере КСД-27 и даже 34×126 в конвейере КСД-210.

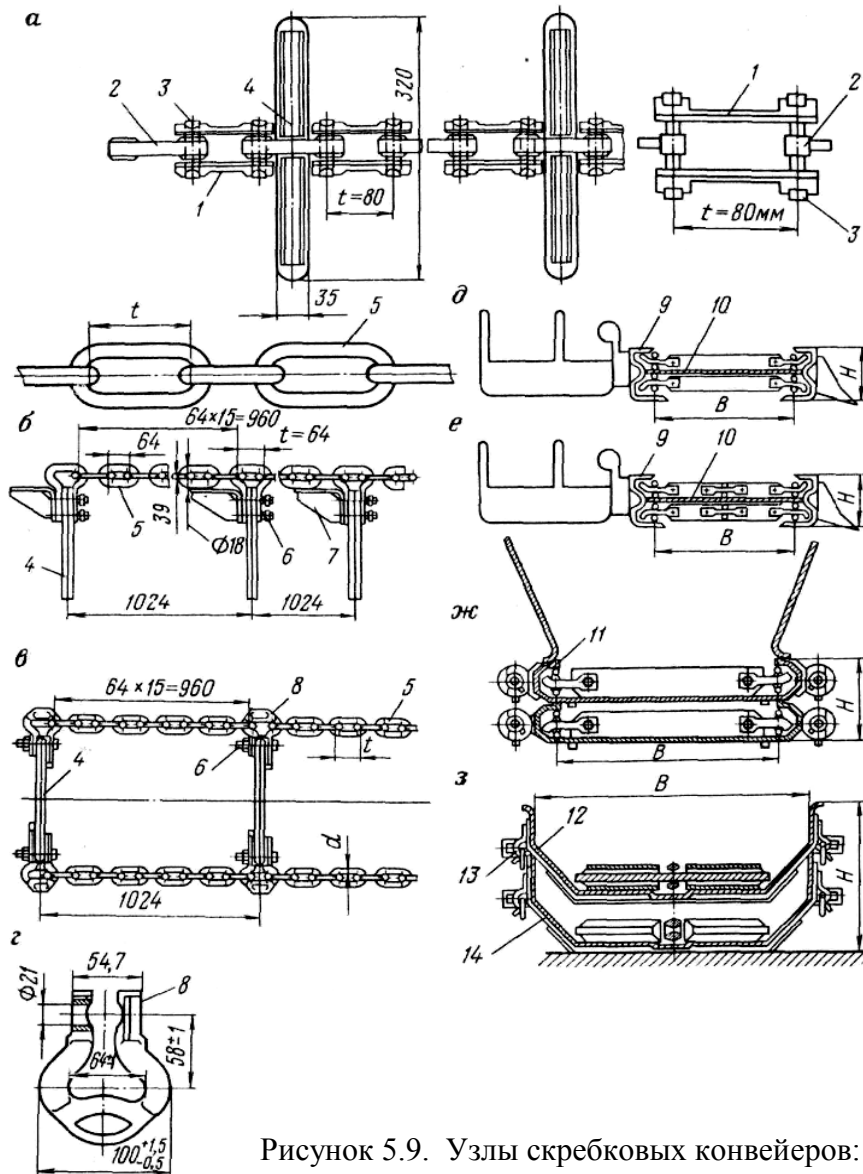


Рисунок 5.9. Узлы скребковых конвейеров:

а — тяговая цепь со скребками штампованная; *б, в* — то же, круглозвенная; *г* — соединительное звено цепи; *д, з* — сечение решетчатого става (*д, е* — конвейеров типа СП, *ж* — СР70 и С53); *1* — боковое звено; *2* — внутреннее звено; *3* — валик звена; *4* — скребок; *5* — звено цепи, *б* — соединительный болт; *7* — кронштейн; *8* — соединительное звено; *9* — боковина решетки конвейера типа СП; *10* — днище решетки; *11* — направляющие для цепи конвейера типа СР; *12, 14* — верхний и нижний решетки конвейера типа С53; *13* — затвор со скобой.

Основным недостатком круглозвенных цепей является сложная конфигурация «С-образных» соединительных звеньев (рис. 5.9, *г*), представляющих собой незамкнутую деталь, замыкание которой производится с помощью болта и гайки, что не исключает ослабления соединения во время работы, даже при установке специальных стопорящих колец, предназначенных для предупреждения самоотвинчивания гаек. Соединительные звенья менее прочны, чем рядовые и для их изготовления применяют более прочную сталь. Соединительные звенья используют также для присоединения скребков к деталям.

В конвейерах с высокими скребками наибольшее применение находят пластинчатые тяговые цепи (ГОСТ 588-81); тяговые разборные цепи (ГОСТ 589-85); сварные тяговые цепи (ГОСТ 23199-70); вильчатые (ГОСТ 12996-90) (см. приложение) и цепи, изготовленные заодно со скребками.

В конвейерах с высокими скребками применяют обычно одну или две пластинчатые втулочно - катковые цепи типа 3-4 по ГОСТ 588-81 с шагом 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315 и 400 мм. В коротких тихоходных конвейерах применяют разборные тяговые цепи по ГОСТ 589-85 с шагом от 80 мм и сварные по ГОСТ 23199-70.

Став комплектуется из отдельных секций (рештаков), а в передвижных конвейерах также из навесного оборудования. *Двухрештачная* система секций (рис. 5.10, а, б) применяется в разборных конвейерах: при вертикально-замкнутой цепи один рештак располагается под другим (а), при горизонтально-замкнутой цепи, оба рештака расположены рядом (б). *Однорештачная* система секций применяется в передвижных конвейерах (рис. 5.10, в, г, д). Рештак образуется из двух боковин специального профиля и приваренного к ним донного листа. Специальный профиль образует контр- направляющие для цепей и ручей, по которому они перемещаются. Это препятствует приподниманию над желобом под действием сил натяжения верхней ветви при вогнутом профиле и опусканию на почву нижней ветви при отсутствии нижнего листа и выпуклом профиле. Отсутствие нижнего листа позволяет, после подъема домкратами участка става, обслуживать нижнюю ветвь, например, устранять порыв цепи. Для этой же цели в некоторых конструкциях предусмотрена третья (*центральная*) цепь, позволяющая избегать перекоса и заклинивания скребков, наступающего после порыва одной из крайних цепей, и перетягивать место порыва на верхнюю ветвь. В то же время отсутствие нижнего листа при неровной почве приводит к попаданию на порожнюю

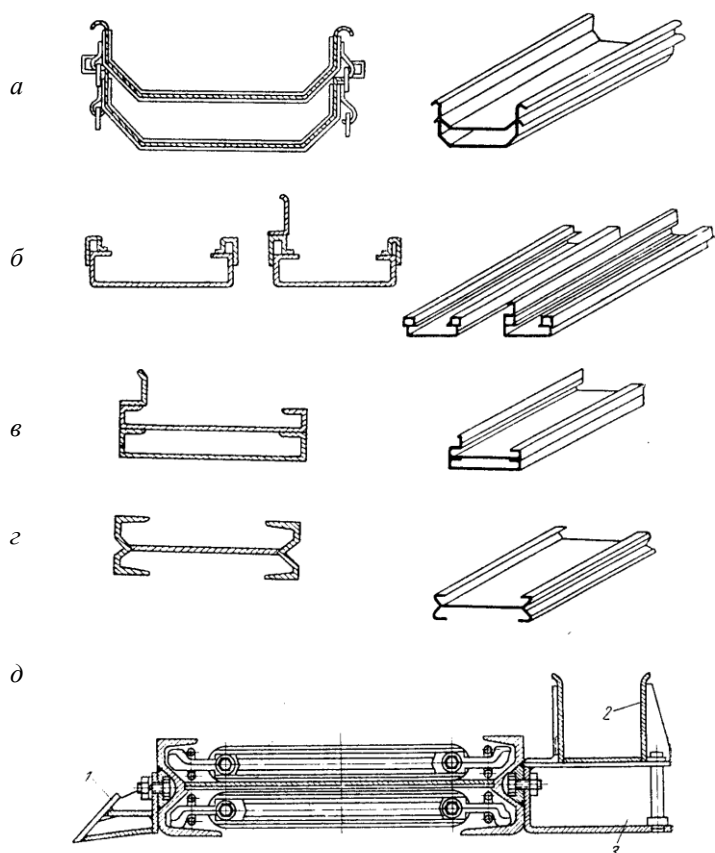


Рисунок 5.10 Элементы става скребкового конвейера: а – унифицированные рештаки одноцепного конвейера; б – рештаки конвейера для тонких пластов; в – рештаки двухцепного конвейера с закрытыми цепями; г, д – рештаки передвижного конвейера

ветвь угольной или породной мелочи, которая увлекается к хвостовой части става, и засоряет его, это вызывает напресовку горной массы в нижних направляющих и увеличение сопротивления движению. Поэтому находят применение также и закрытые рештаки, снабжённые смотровыми люками, вообще же надо отметить, что засорение направляющих имеет место не только на нижней, но и на верхней ветви. Поэтому доказана целесообразность вынесения цепей из направляющих, по которым пускают концы скребков, препятствующие вертикальным перемещениям ветвей. Замки стыков рештаков допускают взаимные отклонения в плоскости пласта до 4° , что и позволяет иметь изгибающийся став при фланговой передвижке, и до 3° в вертикальной плоскости.

Рештачный став должен быть прочным и жёстким, т.к. помимо нагрузок, вызванных процессом транспортирования, он испытывает нагрузки от использования в качестве опоры комбайна или струга. Для этого служит не только сам став, но и трубчатая направляющая. Кроме того рештаки испытывают нагрузки от навесного оборудования.

Если сравнить между собою рештаки первых и современных конструкций, то станет очевидным, насколько значительно расширились функции забойных конвейеров, которые перестали быть чисто транспортными средствами, а срослись со многими другими устройствами, выполняющими не транспортные функции.

Желоб конвейера с высокими скребками изготавливают по форме скребка прямоугольного, трапецеидального или полукруглого сечения. Для обеспечения доступа в конвейер желоб изготавливают из секций длиной 3...6 м, а в ряде случаев в крышках предусматривают смотровые люки. Толщину стенок желоба принимают 3... 6 мм.

Желоба для транспортирования абразивных материалов футеруют износостойким покрытием. Желоб трубчатых конвейеров изготавливают из труб с толщиной стенки 4...6 мм. Желоб конвейера с низкими скребками выполняют в виде единого сварного каркаса из листовой стали, подкрепленным профильным прокатом. Наиболее изнашиваемые части желоба - дно и криволинейные направляющие перехода трассы конвейера выполняют из сменных полос легированных сталей, подвергнутых термической обработке. Там, где это затруднено, применяют повышенную толщину стенок (8... 12 мм) или футеровку.

Привод скребкового конвейера (рис. 5.11) является движущим элементом скребков цепи. Основными составными частями привода является рама 1, к вертикальным листам которой присоединяются приводные блоки, состоящие из асинхронного электродвигателя 2, гидравлической муфты 3 и редуктора 4, а также составного блока (звёздочек).

В точке сбегания тягового органа возможно частичное заклинивание цепи звездочкой. Для предотвращения этого явления каждую звездочку снабжают сбрасывателем в виде вильчатой лапы, охватывающей нижнюю часть звездочки. Кроме того, на раме привода монтируют кронштейн для закрепления тяговой цепи комбайна, элементы крепления распорного устройства, литые износостойкие утюги для направления тягового органа на сопряжении днища решета с наклонным листом рамы, некоторую аппаратуру автоматики и др.

На приводах первых конструкций в качестве предохранительных применялись простейшие устройства в виде срезных валиков, фрикционных муфт и т.п., которые в дальнейшем были заменены гидравлической турбомуфтой. Последняя помимо предохранения привода и тягового органа от перегрузок облегчает пуск двигателя,

(так как момент сопротивления вращению ротора при малых оборотах равен нулю, а далее нарастает плавно) и, смягчая механическую характеристику применяемого асинхронного двигателя, способствует выравниванию нагрузки между отдельными двигателями, количество которых на одном конвейере может дойти до 4-х.

В настоящее время, как уже было указано, институтом «Донгипроуглемаш» разработаны скребковые конвейеры повышенной производительности (рис. 5.5), в приводе которых исключено применение турбомуфт. Их роль выполняет двухскоростной электродвигатель (0,35 и 1,07 м/с). При пуске конвейера привод развивает меньшую скорость и затем по определенной схеме управления переходит на большую рабочую скорость. При заштыбовке или дру-

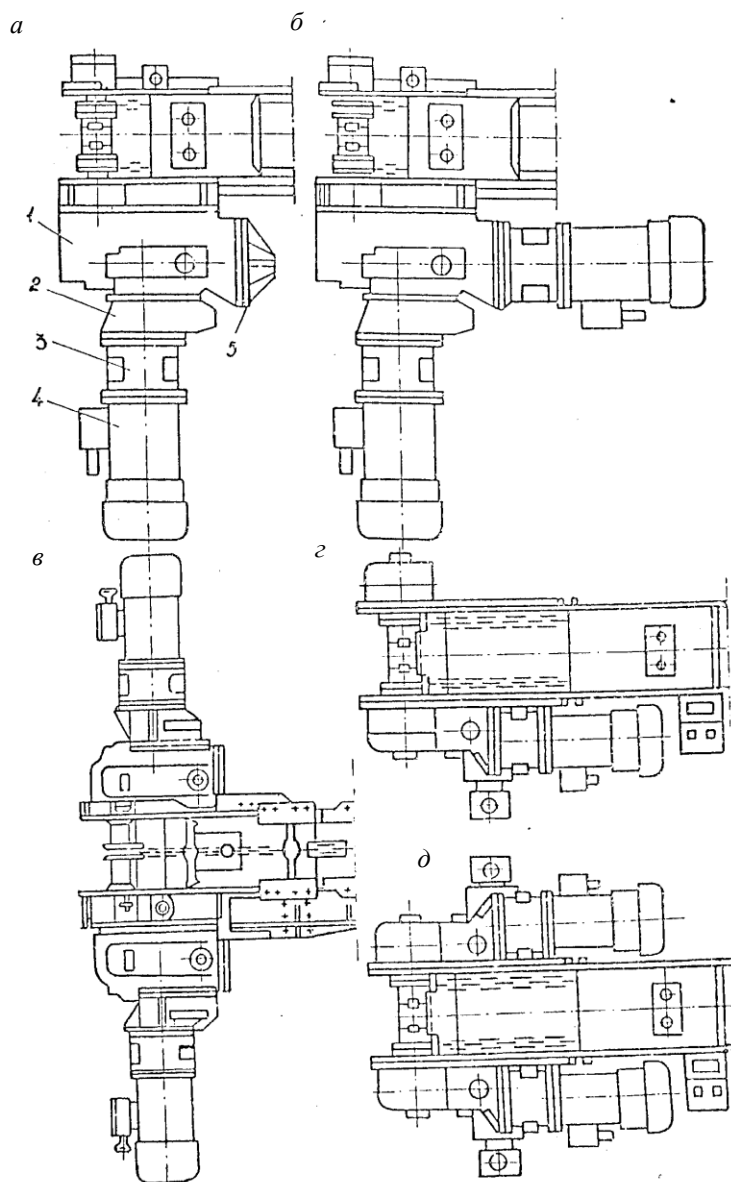


Рисунок 5.11 Расположение приводов на скребковых конвейерах

гом каком-либо увеличении сопротивления движению тягового органа привод переходит на низкую скорость и преодолевает сопротивление.

Выравниванию нагрузки между приводами, расположенными на противоположных концах конвейера, способствует также тяговый орган, обладающий свойствами упругого элемента.

Привод скребковых конвейеров с высокими скребками целесообразно устанавливать в конце грузенной ветви. Электродвигатель соединяется с редуктором втулочно-пальцевой муфтой, гидромуфтой или клиноременной передачей. Редуктор с приводными звездочками соединяется при помощи муфты или цепной передачи. Для повышения мощности конвейера могут устанавливать два, три или четыре привода в соответствии с принятой схемой сборки. Приводной механизм должен иметь предохранительное устройство, исключающее поломку конвейера в случае его перегрузки и при заклинивании цепи. Для этого устанавливают муфту предельного момента, предохранительные (срезные) пальцы или штифты.

Рамный лист, служащий дном рамного желоба для груза, может быть наклонным (с подъемом в сторону движения груза) или лежать в плоскости днища решетаков. Первый вариант позволяет размещать привод в лаве или вынести его на штрек. Второй вариант, называемый плосковерхим требует вынесения привода в штрек, что может быть обеспечено только при нижней подрывке не менее 0,8 м. Плосковерхий привод, представляющий собой принципиально новую конструкцию, позволяет комбайну выйти на штрек, что ощутимо снижает длину ниш или позволяет вообще работать без них.

Наиболее удобно располагать вынесенный на штрек привод на столе крепи сопряжения.

В различных типах приводов предусмотрено продольное или поперечное, одностороннее или двухстороннее, расположение приводных блоков (рис 5.11).

Из различных разработанных систем гидропривода предпочтение следует отдать объемному гидроприводу с высокомоментным гидромотором без промежуточного редуктора. Достоинствами такого привода являются малые габаритные размеры и возможность плавного регулирования скорости. Такие гидроприводы пока еще серийно не выпускаются.

В условиях возрастающих грузопотоков целесообразно, чтобы скребковые конвейеры работали на повышенных скоростях, превышающих 2,0 м/с. Однако при этом растут динамические нагрузки тягового органа при его заклинивании, нагрузки самого цепного зацепления и т.д.

Натяжные устройства (стационарные или накладные) на современных конвейерах располагают вблизи головного привода. Для создания требуемого натяжения один конец тягового органа должен быть закреплен. Это достигают стопорением головного вала храповым механизмом с ручным управлением, который устанавливают на редукторе или встраивают в него. Один конец тягового органа вблизи привода закрепляют (колодкой, жимком или крюком). Натя-

жение производят стяжным (тягальным) устройством, либо двигателем, который реверсируют и включают короткими толчками. Образовавшиеся на свободном конце отрезки цепи с лишними звеньями удаляют и заменяют укороченными отрезками.

5.3. Расчёт и проектирование скребковых конвейеров

5.3.1 Общие положения

Основы расчета и проектирования скребковых конвейеров те же, что и для ленточных конвейеров, но с учетом особенностей конструкции рабочих и тяговых органов, места и специфических условий их эксплуатации.

Проектирование и расчет выполняют в два этапа:

эскизное проектирование - проектный расчет и эскизная компоновка конвейера;

техническое проектирование - разработка чертежа общего вида конвейера, сборочных и рабочих чертежей узлов, проверочный расчет.

При этом следует соблюдать следующие правила и рекомендации:

1. Прототип конвейера выбирают на основе анализа существующих отечественных и зарубежных конструкций.

2. Уточняют основные свойства транспортируемых грузов, конфигурацию трассы (угла наклона участков), место и способ загрузки, общие и специфические требования к конструкции конвейера.

3. Определяют форму и длину канала транспортирования с учетом вида выработки (для шахтных конвейеров) и размеров помещения, в которых размещают конвейер, для встроенного конвейера – с учетом размеров отводимого для него места в общей компоновке технологической линии.

5.3.2. Основы расчета скребковых конвейеров

А). Для скребковых конвейеров с высокими скребками.

1. *Скорость транспортирования* принимают постоянной или регулируемой в определенном диапазоне в зависимости от назначения конвейера. Скорость движения тягового органа скребковых конвейеров меньше скорости движения ленты ленточных конвейеров в следствие больших потерь на трение.

2. Расчетная производительность скребкового конвейера, т/ч:

$$Q = 3600F\gamma v = 3600Bh\psi k_{\beta} v, \quad (5.1)$$

где F – расчетная площадь груза в желобе, м²; B , h – соответственно ширина и высота желоба, м; ψ - коэффициент заполнения желоба: 0,5...0,6 для легкосыпучих грузов и 0,7...0,8 для плохосыпучих грузов; k_{β} - экспериментально полу-

ченный коэффициент, зависящий от угла наклона желоба; ρ - плотность транспортируемого груза, т/м^3 ; v - скорость движения цепи, м/с .

Коэффициент соотношения ширины и высоты скребка

$$k_{\beta} = \frac{b_{ск}}{h_{ск}},$$

где $b_{ск}$ – ширина скребка, мм ; $h_{ск}$ – высота скребка, мм .

Коэффициент k_{β} выбирается по таблице 5.4.

Таблица 5.4

Значение коэффициента k_{β}

Груз	Угол наклона конвейера					
	0	10	20	30	35	40
Легкосыпучий	1,0	0,85	0,65	0,5	0,2	-
Плохосыпучий, кусковой	1,0	1,0	1,0	0,75	0,6	0,5

3. Обычно при проектировании конвейеров непрерывного действия необходимо выбрать геометрические параметры конвейера заданной производительности для транспортирования определенного груза. В зависимости от физико-механических свойств груза выбирают рабочую скорость транспортирования, определяют геометрические размеры скребка конвейера, способ их крепления.

4. По заданной производительности находят рабочую ширину желоба

$$B = \sqrt{\frac{(2...4)Q}{3600v\rho k_{\beta}\psi}}. \quad (5.2)$$

Полученную ширину желоба округляют по типовым размерам ширины скребка (по ГОСТ 7116-77 $b_{ск}=120...1200$ мм) с учетом зазора между желобом и скребком на каждую сторону по $5...15$ мм .

Высота скребка обычно больше высоты желоба на $25...50$ мм . Шаг скребка $t_{ск} = (2...4)h_{ск}$.

Вычисленная ширина желоба и шаг скребков должны быть проверены по кусковатости груза. Расстояние между скребками и ширина желоба должны удовлетворять условиям

$$t_{ск} \geq 1,5\alpha_{max}; B \geq k_c\alpha_{max}, \quad (5.3)$$

где k_c – коэффициент, зависящий от конструкции конвейера и характера груза: для двухцепных конвейеров и сортированных грузов $3...4$; для несортированных грузов $2...2,5$; для одноцепных конвейеров соответственно $5...7$ и $3...3,5$.

5. Типы приводного, натяжного, загрузочного и разгрузочного устройств предварительно выбирают с учетом общих и специфических требований, предъявляемых к конструкции, а также возможности использования стандартных и унифицированных узлов и элементов конструкции.

Суммарное сопротивление движению тягового органа скребкового конвейера, Н

$$W_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n W_i = W_{зр.н} + W_{зр.г} + W_{нор.н} + W_{нор.г}, \quad (5.4)$$

где W_i – сопротивление на i -м участке; n – число участков.

Сопротивление перемещению груза и тягового органа (цепи со скребками) на рабочем наклонном участке длиной $L_{зр.н}$

$$W_{зр.н} = L_{зр.н} g (q_{зр} + q_{ц}) (\omega' \cos \beta + \sin \beta), \quad (5.5)$$

где $q_{зр}$ – линейная плотность груза, кг/м; $q_{ц}$ – линейная плотность тягового органа, кг/м; ω' – коэффициент сопротивления перемещению груза по желобу: для скребковых конвейеров $\omega' = 0,3 \dots 1,0$; β – угол наклона ветви конвейера, град.

Сопротивление перемещению груза и тягового органа (цепи) на рабочем горизонтальном участке длиной $L_{зр.г}$

$$W_{зр.г} = L_{зр.г} g (q_{зр} + q_{ц}) \omega'. \quad (5.6)$$

Сопротивление движению порожней ветви тягового органа на горизонтальном участке длиной $L_{нор.г}$

$$W_{нор.г} = L_{нор.г} g q_{ц} \omega'_{ц}, \quad (5.7)$$

где $\omega'_{ц}$ – коэффициент сопротивления перемещения тягового органа: для катковых цепей $0,1 \dots 0,13$; для цепей без катков (перемещающихся скольжением) $0,25 \dots 0,4$ (большее значение принимают для конвейеров меньшей производительностью).

Сопротивление движению порожней ветви тягового органа на наклонном участке длиной $L_{нор.н}$

$$W_{нор.н} = L_{нор.н} g q_{ц} (\omega'_{ц} \cos \beta - \sin \beta). \quad (5.8)$$

Знак (-) указывает на то, что на рассматриваемом участке $W_{нор.н}$ является движущей силой, направленной в сторону движения тягового органа (рис. 5.12).

6. Расчетное тяговое усилие (окружная сила) на приводной звездочке

$$W_0 = (\omega'_0)^m \sum_{i=1}^n W_i = (\omega'_0)^m [W_{зр.н} + W_{зр.г} + W_{нор.н} + W_{нор.г}], \quad (5.9)$$

где $\omega'_0 = 1,05 \dots 1,1$ – коэффициент сопротивления на натяжной и отклоняющей звездочках, учитывающий потери в шарнирах цепи при их огибании и потери в подшипниках; m – число звездочек, кроме приводной.

7. Расчетная мощность приводного электродвигателя, кВт.

$$N = \frac{k_m W_0 v}{1000 \eta_0}, \quad (5.10)$$

где η_0 – КПД всего передающего механизма, включая приводные звездочки.

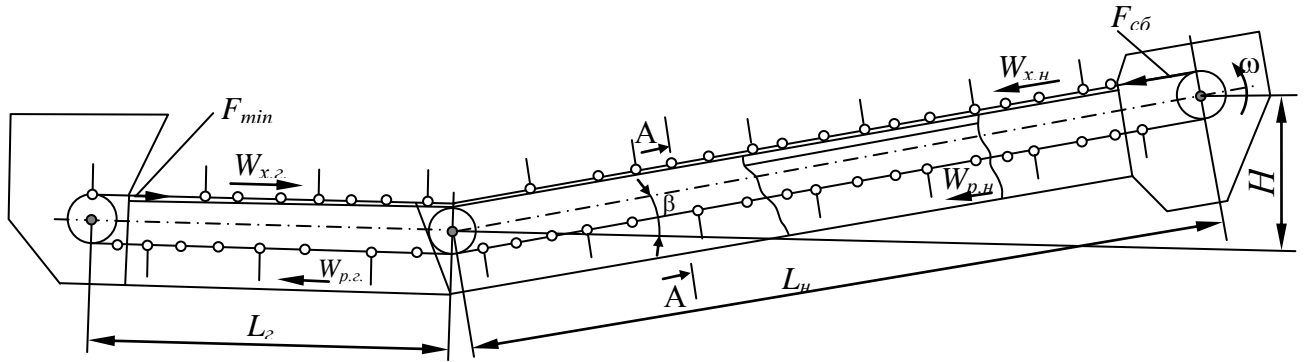


Рисунок 5.12 Схема скребкового конвейера

8. Определение усилий в тяговом органе.

Усилия в набегающей ветви тягового органа

$$S_{нб} = W_0 + S_{сб}. \quad (5.11)$$

Усилие в сбегающей ветви тягового органа в общем случае

$$S_{сб} = (1,0...1,15) S_{min}, \quad (5.12)$$

где S_{min} – минимальное натяжение тягового органа, Н.

В конкретном случае $S_{сб}$ можно определить суммированием всех сил, действующих на порожнюю ветвь цепи (рис. 5.13)

$$S_{сб} = S_{min} - W_{пор,2} + W_{пор,н} \quad (5.13)$$

В конвейерах с высокими скребками при недостаточном натяжении цепи скребок отклоняется назад под действием силы сопротивления перемещению порции груза.

Минимальное допустимое натяжение, обеспечивающее устойчивость скребка, то есть допустимое отклонение его на угол $[\theta] = 2...3^\circ$, пренебрегая массой скребка, можно определить из условия (рис. 5.13)

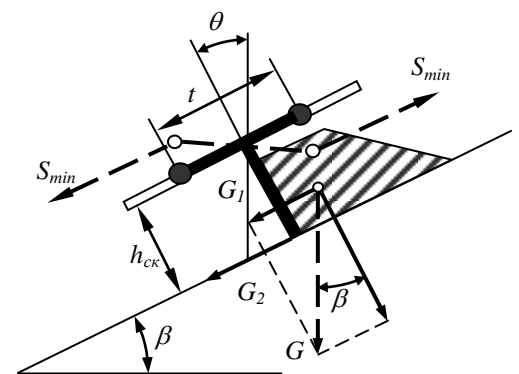


Рисунок 5.13 Схема сил, действующих на скребок

$$Wh_{ск} \cos \theta \leq S_{min} t \sin \theta,$$

где W – сопротивление движению груза, находящегося перед скребком; $h_{ск}$ – плечо приложения силы W .

Поскольку $W = g(q_{2p} + q_u) t_{ск} (\omega' \cos \beta + \sin \beta)$, то

$$S_{min} = g(q_{2p} + q_u) [(\omega' \cos \beta + \sin \beta) h_{ск}] \left(\frac{t_{ск}}{t} \right) \operatorname{tg} \theta. \quad (5.14)$$

Здесь t_{ck} и t – соответственно шаг чередования скребков и шаг цепи. Можно применить t_{ck} равное $(1...2)b_{ck}$ или $(t_{ck}$ равное $(4, 6, 8$ или $10)) \cdot t$ в зависимости от вида тяговой цепи.

9. Цепь подбирают по коэффициенту запаса прочности n относительно допустимой разрешающей нагрузки $[S_p]$, приведенной в стандарте (см. приложение).

При этом должно соблюдаться условие

$$S_p < [S_p]. \quad (5.15)$$

Расчетное разрешающее усилие в цепи, Н

$$S_p = S_{min}[n], \quad (5.16)$$

где $[n]$ – коэффициент запаса прочности: для горизонтальных конвейеров не ответственного назначения 5...6; для конвейеров ответственного назначения и с наклонными участками 7...10.

Максимальное усилие в цепи, Н

$$S_{max} = S_{нб} + S_{\delta}, \quad (5.17)$$

где S_{δ} – динамическое усилие в цепи, Н.

Поскольку шаг цепи t не известен, то ориентировочно принимают $S_{\delta} = S_{нб}$. Тогда

$$S_p = S_{max}[n] = 2 \cdot S_{нб}[n]. \quad (5.18)$$

Зная нагрузку S_p (см. приложение) выбирают цепь и, таким образом, получают значение t .

Далее уточняют действующую в цепи динамическую нагрузку:

$$S_{дин} = \left[\frac{6}{t} \cdot \frac{q_{2p} + c' q_{ц}}{g} \cdot \left(\frac{\pi \omega}{z} \right)^2 \right] g, \quad (5.19)$$

где c' – коэффициент, учитывающий уменьшение приведенной массы движущихся частей конвейера,

$$\begin{aligned} c' &\leq 2 && \text{при } L_k < 25 \text{ м;} \\ c' &\leq 1,5 && \text{при } L_k = 26 \dots 60 \text{ м;} \\ c' &\leq 1 && \text{при } L_k > 60 \text{ м;} \end{aligned}$$

z – число зубьев приводной звездочки; t – шаг цепи.

Расчетное разрывное усилие

$$S_p = S_{нб} + S_{дин}. \quad (5.20)$$

Проверка цепи заключается в уточнении коэффициента запаса прочности:

$$n = \frac{[S_p]}{S_p} \geq [n]. \quad (5.21)$$

10. Далее подбирают электродвигатель, определяют передаточное число и komponуют привод. Редуктор и соединительные муфты выбирают аналогично ленточным и пластинчатым конвейерам.

Б). Для скребковых конвейеров горных предприятий.

При расчете скребкового конвейера необходимо определить основные технические характеристики и параметры как: производительность конвейера, сопротивление движению тягового органа, натяжения тягового органа в характерных точках и допустимые нагрузки на тяговый орган, суммарную мощность привода, необходимое количество и тип двигателей привода

1. Определение производительности скребкового конвейера

1.1. *Теоретическая часовая производительность* горизонтального скребкового конвейера в общем виде рассчитывается по формуле:

$$Q_m = 3600Fv\rho, \text{ т/ч}, \quad (5.22)$$

где F – площадь поперечного сечения транспортируемого материала на решетке линейной секции конвейера, м^2 ; v – скорость движения материала, м/с ; ρ – плотность транспортируемого материала в насыпке, т/м^3 .

Площадь поперечного сечения транспортируемого материала следует рассчитывать по расчётным схемам (рис 5.14), при этом считают, что решетка заполнена до краёв (рис.5.14, а), а площадь направляющих не учитывают (рис.5.14, б). При этом

$$F = F_1 + F_2, \text{ м}^2. \quad (5.23)$$

В некоторых случаях для увеличения максимальной производительности увеличивают площадь поперечного сечения материала за счет установки дополнительного борта (рис.5.14, в).

Для схемы (рис.5.14, з), когда дополнительный борт отстоит далеко, F определяется по формуле :

$$F = F_1 + F_2 + 0,5F_3, \text{ м}^2. \quad (5.24)$$

Учитывая, что в струе транспортируемого материала часть объёма занимают цепь и скребки, а также учитывая порционность волочения материала, *теоретическую производительность* следует определять по формуле, в которой для учёта заполнения решетки вводится коэффициент заполнения ψ

$$Q_m = 3600F_p v \rho \psi, \text{ т/ч}, \quad (5.25)$$

где F_p – площадь поперечного сечения решетки, м^2 ; ψ – коэффициент заполнения решетки, равный 0,6 – 1,0 ($\psi=0,6$ – для горизонтальных забойных конвейеров).

1.2. Для наклонных конвейеров при транспортировании материала вниз заполнение решетки увеличивается и наоборот при движении материала вверх

заполнение решётки снижается. Поэтому в формулу (5.25) следует ввести поправочный коэффициент «С», который можно выбрать по данным таблицы 5.5.

Таблица 5.5

Значения поправочного коэффициента С

Угол β^0	-10 и ниже	-5 ⁰	0 ⁰	+10 ⁰	+20 ⁰
С	1,5	1,3	1,0	0,7	0,3

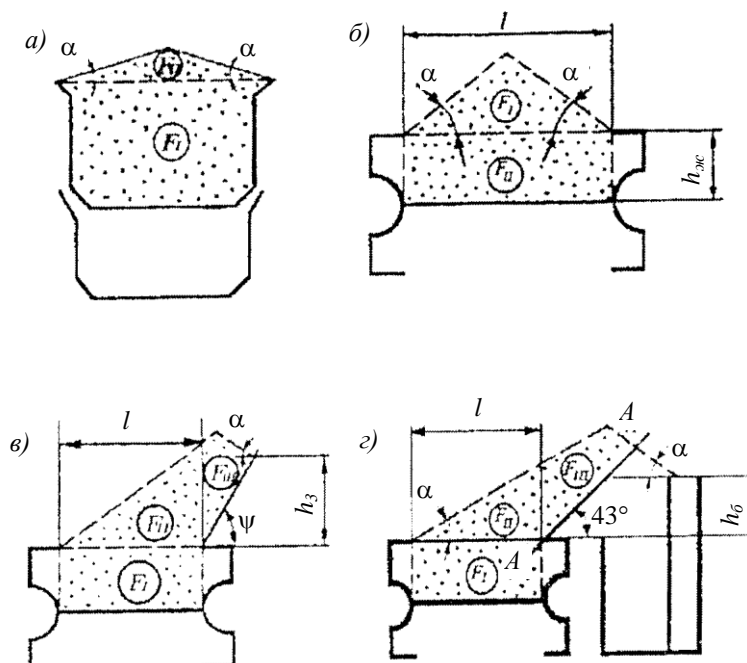


Рис. 5.14 Расчётные схемы для определения поперечных сечений материала на жёлобе.

$h_{жс}$ – высота жёлоба; l – расстояние между внешними кромками боковин жёлоба; $h_б$ – высота дополнительного борта; α - угол естественного откоса материала; ψ - угол наклона борта

В формулах (5.22) и (5.25) скорость движения материала v определяется из выражения:

$$v = v_0 \pm v_a, \text{ м/с}, \quad (5.26)$$

где v_0 – скорость движения цепи конвейера, м/с; v_a – скорость движения выемочного комбайна, перемещающегося вдоль конвейера, м/с.

Знак (+) применяется при противоположных направлениях транспортирования груза и движения выемочной машины, а знак (-) при их совпадении.

1.3. Потребная часовая производительность при известных условиях эксплуатации скребкового конвейера может быть ориентировочно определена по формуле

$$Q = 60mbv_a\rho_{\psi}, \text{ т/ч}, \quad (5.27)$$

где m – мощность пласта, м; b – глубина захвата выемочной машины, м; v_a – максимальная скорость подачи выемочной машины, м/мин; ρ_u – плотность угля в целике, т/м³.

2. Определение сопротивлений движению тяговой цепи конвейера

2.1. *Сопротивления движению* тягового органа на прямолинейных участках конвейера:

для гружёной ветви

$$W_{zp} = [(q\omega_{zp} + q_0\omega_0) \cos\beta \pm (q + q_0) \sin\beta] gL, \text{ Н}; \quad (5.28)$$

для порожней ветви

$$W_{nop} = q_0(\omega_0 \cos\beta \pm \sin\beta) gL, \text{ Н} \quad (5.29)$$

где q , q_0 – соответственно погонные массы груза и тягового органа, кг/м; ω_{zp} , ω_0 – соответственно коэффициенты сопротивления движению материала и тягового органа по жёлобу (например, для двухцепных конвейеров с вертикально замкнутой цепью $\omega_0=0,30$, $\omega_{zp}=0,7-0,8$); L – длина конвейера, м; β – угол наклона конвейера, град; g – ускорение свободного падения, равно $9,81 \text{ м/с}^2$.

В формулах (5.28) и (5.29) знак (+) применяется для восходящей ветви, а (-) – для нисходящей.

Погонная масса транспортируемого груза определяется по формуле:

$$q = \frac{Q}{3,6v}, \text{ кг/м}, \quad (5.30)$$

где Q – производительность конвейера, т/ч; v – относительная скорость движения тягового органа, определяется по формуле (5.26).

Значение q_0 выбирают по справочным таблицам или ориентировочно можно принять по формуле:

$$q_0 = k'_0 q,$$

де k'_0 – эмпирический коэффициент, $k'_0 = 0,6 \dots 0,8$ для двухцепных конвейеров.

2.2. *Сопротивления движению тягового органа на звёздочках и криволинейных участках конвейера.*

Дополнительные статические сопротивления движению тягового органа возникают при его прохождении по отклоняющим и приводным звёздочкам и определяются:

на хвостовой звёздочке

$$W_{36}^{x6} = kS_{H0}, \text{ Н}; \quad (5.31)$$

на приводной звёздочке

$$W_{зв}^{np} = k_{np}(S_{нб} + S_{сб}), \text{ Н} \quad (5.32)$$

где k - коэффициент потерь на хвостовой звёздочке (0,04...0,06); k_{np} - коэффициент потерь на приводной звёздочке (0,03...0,05); $S_{нб}$, $S_{сб}$ - натяжение тягового органа, соответственно в точках набегания и сбегания со звёздочки, Н.

2.3. Сопротивления движению тягового органа на криволинейных участках конвейера.

При применении изгибающихся передвижных конвейеров, например СП-202, в процессе их передвижки на новую дорогу наблюдаются криволинейные участки, на которых возникают дополнительные сопротивления из-за трения цепей о борта рештаков в местах их изгибов.

На рисунке 5.15. приведена схема изгибающегося скребкового конвейера в момент передвижки его нижней части на забой. Криволинейный участок от точки A до точки B длиной $L_{кр}$.

Натяжение тягового органа в точке B составит

$$S_B = S_A e^{f_\delta \alpha}, \text{ Н}, \quad (5.33)$$

где f_δ - коэффициент сопротивления движению тягового органа, обусловленный его трением о боковые стенки рештаков (0,3...0,4); α - суммарный угол изгиба криволинейного участка, рад.

Дополнительные сопротивления движению тягового органа на криволинейном участке ($A-B$) составит:

$$W_{кр} = S_B - S_A = S_A (e^{f_\delta \alpha} - 1), \text{ Н}. \quad (5.34)$$

Суммарный угол изгиба криволинейного участка

$$\alpha = 4 \arcsin \frac{b}{\sqrt{b^2 + L_{кр}^2}}, \text{ рад}, \quad (5.35)$$

где b - шаг передвижки конвейера, м; $L_{кр}$ - длина криволинейного участка, м.

$$L_{кр} = \sqrt{4bR - b^2}, \text{ м} \quad (5.36)$$

где R - радиус перегиба криволинейного участка, м.

$$R = \frac{l}{2 \sin \frac{\alpha'}{2}}, \text{ м} \quad (5.37)$$

где l – длина линейного рештака, м; α' - угол взаимного поворота рештаков в местах их соединения в горизонтальной плоскости (рис. 5.15, б), принимают равным 3° .

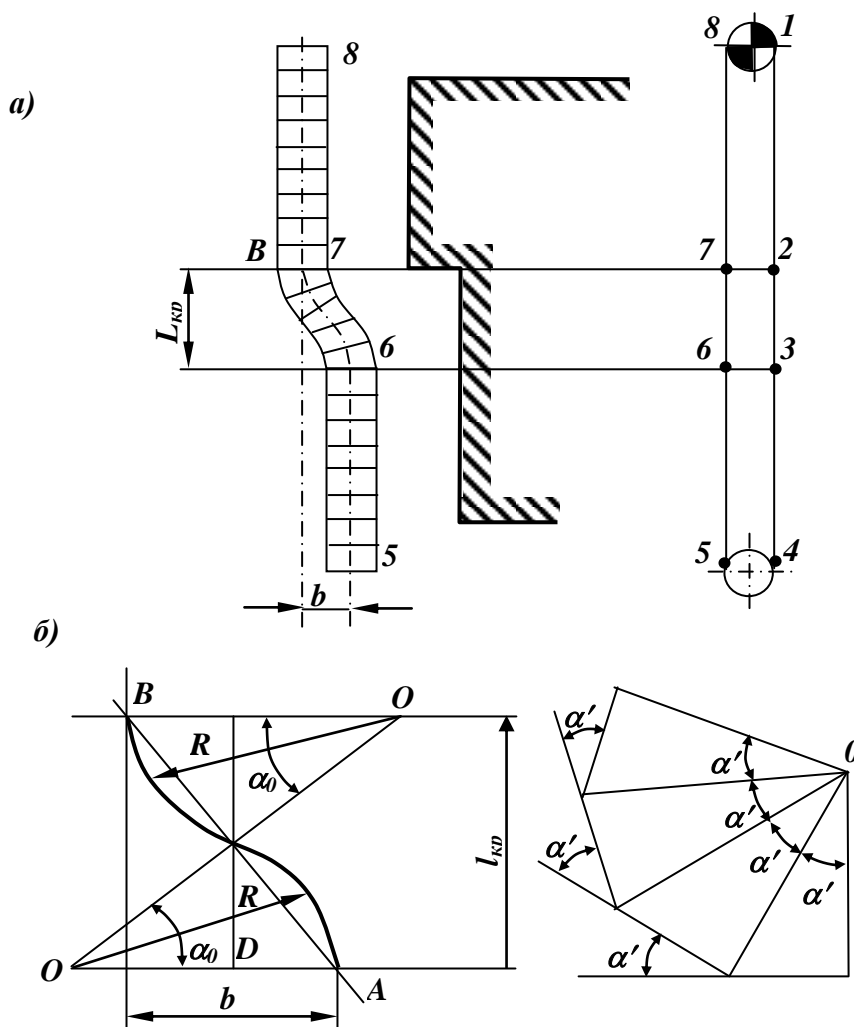


Рисунок 5.15 Схема изгибающегося скребкового конвейера а – схема конвейера в момент передвижки на забой; б – расчётная схема для определения параметров криволинейного участка

3. Натяжения тягового органа конвейера

Натяжение в каждой i -й точке контура скребкового конвейера равно натяжению в предыдущей точке ($i-1$) плюс сумма сопротивлений движению между этими точками:

$$S_i = S_{i-1} + \sum_{i=1}^n W_i, \text{ Н.} \quad (5.38)$$

Для схемы конвейера (рис. 5.16) натяжения в характерных точках составят:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}, \text{ Н;}$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = S_2 + kS_2 = (1 + k)S_2, \text{ Н}; \quad (5.39)$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4}, \text{ Н.}$$

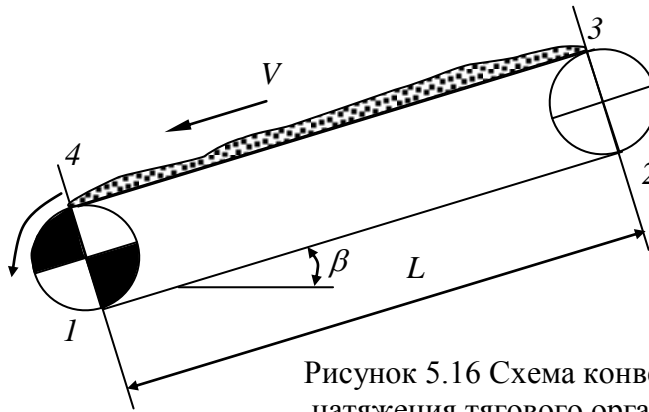


Рисунок 5.16 Схема конвейера для определения натяжения тягового органа для конвейера простого профиля

Для конвейера с изогнутой трассой (рис. 5.15) натяжения тягового органа следует определять по формулам:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = S_1 + q_0(\omega_0 \cos \beta \pm \sin \beta)L_{1-2}, \text{ Н};$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = S_2 + S_2(e^{f_0 \alpha} - 1), \text{ Н};$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = S_3 + q_0(\omega_0 \cos \beta \pm \sin \beta)L_{3-4}, \text{ Н};$$

$$S_5 = S_4 + W_{3e}^{xb} = S_4 + kS_4, \text{ Н};$$

$$S_6 = S_3 + W_{5-6} = S_5 + [(q\omega_{ep} + q_0\omega_0) \cos \beta \pm (q + q_0) \sin \beta]L_{5-6}, \text{ Н}; \quad (5.40)$$

$$S_7 = S_6 + W_{6-7} = S_6 + S_6(e^{f_0 \alpha} - 1), \text{ Н};$$

$$S_8 = S_7 + W_{7-8} = S_7 + [(q\omega_{ep} + q_0\omega_0) \cos \beta \pm (q + q_0) \sin \beta]L_{7-8}, \text{ Н.}$$

Точка с наименьшим натяжением тягового органа(цепи), расположена в месте сбегания цепи с приводной звездочки. Минимальное натяжение цепи для конвейеров с закруглениями на криволинейных участках трассы принимают равным 1500-2000Н.

4. Проверка тягового органа на прочность.

Допустимая нагрузка $S_{дон}$ на тяговый орган определяется по формуле:

$$S_{дон} = \frac{\lambda S_p i}{m_p}, \text{ Н}, \quad (5.41)$$

где λ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между цепями: для одноцепной $\lambda=1,0$; двухцепной штампованной $\lambda=0,63...0,67$; двухцепной круглозвенной $\lambda=0,83...0,91$; S_p - разрывное усилие одной цепи, Н; i - количе-

ство цепей в одном тяговом органе; m_p – расчётный коэффициент запаса прочности.

$$m_p = \frac{m_{ном}}{k_p k_m k_o k_{дин}}, \quad (5.42)$$

где $m_{ном}$ – номинальный коэффициент запаса прочности (при установившемся режиме $m_{ном}=5$; при пусковом режиме $m_{ном}=3$); k_p – коэффициент режима работы конвейера (весьма лёгкий – 1,2; лёгкий – 1,1; средний – 1,0; тяжёлый – 0,9; весьма тяжёлый – 0,8); k_m – коэффициент конфигурации трассы конвейера (для прямолинейной горизонтальной трассы $k_m=1,0$; для сложной трассы $k_m=0,85$); k_o – коэффициент ослабления сечения деталей цепи (при предельно допустимом износе $k_o=0,8\dots 0,9$); $k_{дин}$ – коэффициент динамических нагрузок (при скорости движения цепи до $v=0,1$ м/с $k_{дин}=1,0$; $v=0,1\dots 0,3$ м/с $k_{дин}=0,9$; $v>0,3$ м/с $k_{дин}=0,8$).

Условие прочности тягового органа выполняется, если :

$$S_{max} < S_{дон}.$$

где S_{max} – максимальное разрывное усилие, обусловленное характеристикой цепного тягового органа.

5. Определение мощности привода конвейера

При двигательном режиме работы суммарная мощность двигателей привода определяется по формуле:

$$N = \frac{k_m W_0 v}{1000 \eta} \text{ кВт}, \quad (5.43)$$

где $k_m = 1,1\dots 1,2$ – коэффициент запаса мощности; η – КПД привода; для призабойных конвейеров принимают равным 0,82...0,87.

При тормозном режиме:

$$N = \frac{k_m |W_0| v \eta}{1000} \text{ кВт}, \quad (5.44)$$

При этом общее тяговое усилие привода:

$$W_0 = W_{zp} + W_{nop} + W_{зв}^{xb} + W_{зв}^{np} + W_{кр}, \text{ Н}. \quad (5.45)$$

Необходимое число установленных на конвейере двигателей определяют из следующего выражения, округляя в большую сторону:

$$n = \frac{N}{N_q}, \text{ шт.} \quad (5.46)$$

где N_q – паспортная мощность двигателя, кВт (принимается по справочникам, каталогам заводов-изготовителей).

5.4. Пример расчета скребкового конвейера с высокими скребками

Исходные данные для расчета скребкового конвейера с верхней рабочей ветвью при транспортировании зерна:

длина конвейера	L , м	40
производительность конвейера	Q , т/ч	50
плотность груза	ρ , т/м ³	0,8
угол наклона конвейера	β , град	8
скорость движения тягового органа	v , м/с	0,4
количество цепей	i , шт.	1
коэффициент заполнения желоба,	ψ	
- для легкосыпучих грузов		0,5...0,6
- для плохосыпучих грузов		0,7...0,8
ширина желоба	B , мм	500
высота желоба	h , мм	160
высота скребка	h_c , мм	160
коэффициент сопротивления передвижению груза по желобу	W	0,3...1,0
коэффициент сопротивления передвижению цепи по желобу	W_u	0,35

Расчет

1. Принимаем расчетную схему, представленную на рис. 5.17.

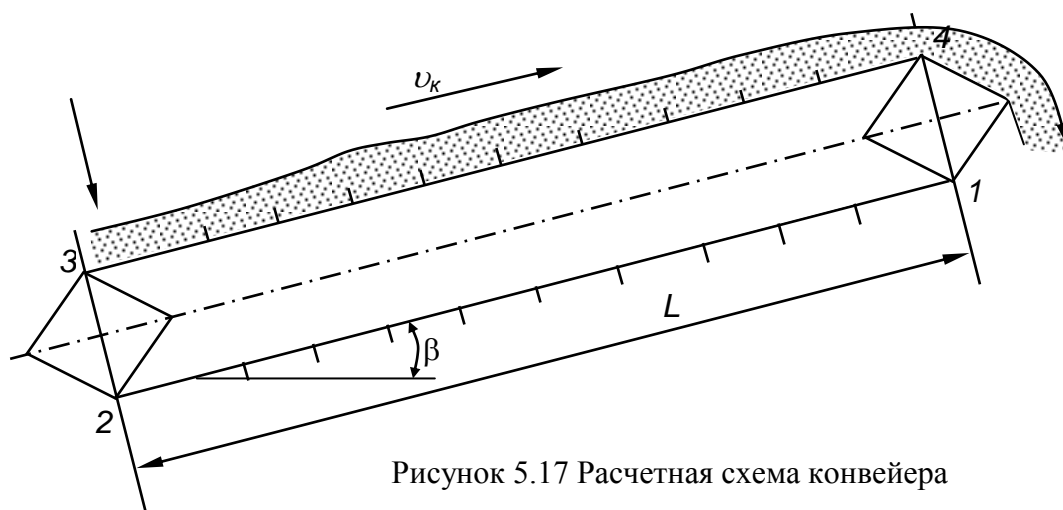


Рисунок 5.17 Расчетная схема конвейера

2. Определяем и принимаем следующие необходимые параметры и коэффициенты:

2.1. Коэффициент заполнения желоба ψ : 0,5...0,6 для легкосыпучих грузов; 0,7...0,8 для плохосыпучих грузов. Принимаем $\psi=0,6$.

2.2. Ширина желоба:

$$B = \sqrt{\frac{(2...4)Q}{3600v\rho k_b \psi}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 50}{3600 \cdot 0,6 \cdot 0,9 \cdot 0,4 \cdot 0,8}} = 0,491 \text{ м} \approx 500 \text{ мм.}$$

Принимаем $B=500$ мм.

2.3. Высота желоба:

$$\frac{B}{h} = 2,4 \dots 4, \text{ отсюда } h = \frac{B}{3} = \frac{500}{3} = 166,7 \text{ мм.}$$

Принимаем $h=160$ мм.

2.4. Высота скребка:

$$h_c = h + (0 \dots 50) = h + 0 = h = 160 \text{ мм.}$$

2.5. Шаг скребков:

$$t_c = (2 \dots 4)h_c = 2,5h_c = 2,5 \cdot 160 = 400 \text{ мм.}$$

2.6. Расстояние между скребками t_c и ширина желоба должны удовлетворять условиям:

$$t_c \geq 1,5a_{max}; \quad B \geq k_c a_{max},$$

где a_{max} – максимальный размер куска груза; $k_c = 6$ – коэффициент, зависящий от конструкции конвейера и характера груза: для двухцепных конвейеров и сортированных грузов $k_c = 3 \dots 4$; для несортированных грузов $k_c = 2 \dots 2,5$; для одноцепных конвейеров $k_c = 5 \dots 7$.

Так, в наших условиях груз сыпучий, равномерный, проверку шага скребков и ширины желоба не производим.

3. Определяем погонные нагрузки:

от груза

$$q_{gp} = \frac{Q}{3,6v} = \frac{50}{3,6 \cdot 0,6} = 23,1 \text{ кг/м}^3 = 227,0 \text{ Н/м;}$$

от движущихся частей (цепей и скребков):

$$q_{ц} = k_{ц} q_{gp} = 0,55 \cdot 23,1 = 12,7 \text{ кг/м} = 125 \text{ Н/м,}$$

где $k_{ц}$ – эмпирический коэффициент (для одноцепных конвейеров $k_{ц} = 0,5 \dots 0,6$; для двухцепных - $k_{ц} = 0,6 \dots 0,8$; для трехцепных - $k_{ц} = 0,7 \dots 1,0$).

4. Определяем натяжения тяговой цепи в характерных точках контура конвейера и сопротивления движению тягового органа.

Минимальное натяжение в скребковых конвейерах принимает в пределах 100...1000 кг в зависимости от плотности транспортируемого груза, его кусковатости и длины конвейера.

Принимаем $S_1 = 200 \text{ кг} = 1962 \text{ Н}$.

Натяжение в точке 2:

$$S_2 = S_1 + W_{nop} = 1962 + 1109 = 3071 \text{ Н,}$$

где

$$W_{nop} = q_{ц} l_0 \cos \beta \omega' - q_{ц} L \sin \beta = 125 \cdot 40 \cdot \cos 8^\circ \cdot 0,35 - 125 \cdot 40 \cdot \sin 8^\circ = 1109 \text{ Н.}$$

Натяжение в точке 3:

$$S_3 = k S_2 = 1,1 \cdot 3071 = 3378 \text{ Н,}$$

где $k = 1,1$ – коэффициент увеличения натяжения цепи при огибании звездочки.

Для конвейеров с высокими скребками натяжение цепи в точке наименьшего натяжения рабочей ветви (точка 3) проверяют из условия устойчивости скребка, которое должно удовлетворять условию:

$$S_3 \geq S_{3min} = \frac{Wh_1}{t_y} ctg \varepsilon,$$

где ε – угол отклонения звена цепи, принимают $\varepsilon \leq 2 \dots 3^\circ$; t_y – шаг цепи, мм (в нашем случае $t_y \leq 80$ мм); W – сопротивление перемещению порции груза между скребками, Н; h_1 – расстояние по высоте скребка от силы W до звена цепи (линии, переходящей через шарниры цепи), мм;

$$W = q_{zp} t_c \cos \beta \omega'_{zp} + q_{zp} t_c \sin \beta = 227,0 \cdot 0,4 \cdot \cos 8^\circ \cdot 0,35 + 227,0 \cdot 0,4 \cdot \sin 8^\circ = 47 \text{ Н.}$$

$$S_{3min} = \frac{47 \cdot 80}{80} ctg 8^\circ = 334 \text{ Н,}$$

где приближенно $h_1 = \frac{1}{2} h = \frac{1}{2} \cdot 160 = 80$ мм.

Условие соблюдено, так как $3378 = S_3 \geq S_{3min} = 334$ Н.

Натяжение в точке 4:

$$\begin{aligned} S_4 &= S_3 + (q_{zp} + q_y) \omega'_y \cos \beta L + (q_{zp} + q_y) \sin \beta L = \\ &= 3378 + (227,0 + 125) \cdot 0,35 \cdot \cos 8^\circ \cdot 40 + (227,0 + 125) \cdot \sin 8^\circ \cdot 40 = 10032 \text{ Н.} \end{aligned}$$

5. Тяговое усилие привода:

$$W_0 = S_4 - S_1 + (k - 1)(S_4 + S_1) = 10032 - 1962 + (1,1 - 1,0)(10032 + 1962) = 9269 \text{ Н.}$$

6. Установочная мощность:

$$N = k_3 \frac{W_0 v}{1000 \cdot 0,95} = 6,4 \text{ кВт.}$$

Принимаем электродвигатель типа 4А132М6У3 со следующими параметрами:

Мощность $N = 7,5$ кВт;

Частота вращения $n = 970$ об/мин;

Угловая скорость $\omega = 101,5$ рад/с;

$$\frac{M_{II}}{M_H} = 2; \quad \frac{M_{max}}{M_H} = 2,5; \quad GD^2 = 0,23 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Масса электродвигателя $G_d = 93$ кг.

7. Предварительно принимаем звездочку:

Диаметр делительной окружности $D_0 = 462,6$ мм;

Число зубьев $z = 9$;

Шаг $t = 80$ мм;

Частота вращения приводной звездочки:

$$n_{зв} = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 0,4626} = 24,8 \text{ об/мин.}$$

Передаточное число редуктора:

$$u_p = \frac{n_{эл.дв}}{n_{зв}} = \frac{970}{24,8} = 39,1.$$

Крутящий момент на валу приводной звездочки:

$$M_{кр} = W_0 \frac{D_0}{2} = 9269 \cdot \frac{0,4626}{2} = 2144 \text{ Н·м.}$$

Принимаем по каталогу редуктор типа 1Ц2У160 с параметрами:

- номинальная частота вращения входного вала n , об/мин	1500
- передаточное число, u_p	40
- допускаемый крутящий момент на выходном валу при работе редуктора в поворотном-кратковременном режиме (ПВ = 25%), $M_{кр}$, Н·м	2000
- масса редуктора, кг, не более:	
- с чугунным корпусом	95
- с алюминиевым корпусом	57
- коэффициент полезного действия, η	0,97

Фактическая частота вращения приводной звездочки и скорость движения цепи:

$$n_{зв.ф} = \frac{n_{эл.дв}}{u_{ред}} = \frac{970}{40} = 24,25 \text{ об/мин;}$$

$$v_{ф} = \frac{\pi D_0 n_{зв}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,4626 \cdot 24,25}{60} = 0,587 \text{ м/с.}$$

Так как предварительно принятая скорость цепи незначительно отличается от действительной (2,16 %), перерасчет параметров конвейера не производим.

8. Проверка тяговой цепи на прочность.

Скорость распространения упругой волны вдоль тягового органа для, соответственно, рабочей и холостой ветвей:

$$C_1 = \sqrt{\frac{E_0 g}{q_{ц} + \lambda_1 q_{зп}}} = \sqrt{\frac{1,8 \cdot 10^6 \cdot 9,81}{12,7 + 0,4 \cdot 23,1}} = 897 \text{ м/с;}$$

$$C_2 = \sqrt{\frac{E_0 g}{q_{ц}}} = \sqrt{\frac{1,8 \cdot 10^6 \cdot 9,81}{12,7}} = 1179 \text{ м/с,}$$

где $q_{ц}=12,7$ кг/м и $q_{зп}=23,1$ кг/м – погонные массы цепи и груза соответственно; $\lambda_1 = 0,4$ – коэффициент участия массы перемещаемого груза в неравномерном движении цепи; $E_0 = 1,8 \cdot 10^6$ кг – статическая жесткость предварительно принятой штампованной разборной цепи с шагом $t_{ц} = 80$ мм.

Статическая жесткость зависит от материала цепей и термообработки. Для расчетов следует принимать: для стали 30 ХГ СА $E_0 = 2,3 \cdot 10^6$ кг; для стали 45 Г2 $E_0 = 1,8 \cdot 10^6$ кг; для стали 40 Х $E_0 = 2,37 \cdot 10^6$ кг.

Средняя скорость распространения упругой волны:

$$C = \frac{2C_1C_2}{C_1 + C_2} = \frac{2 \cdot 897 \cdot 1179}{897 + 1179} = 1019 \text{ м/с.}$$

Период основного тона собственных колебаний:

$$t = \frac{4L_{\kappa}}{C} = \frac{4 \cdot 40}{1019} = 0,079 \text{ с.}$$

Период возмущающей силы:

$$2\tau = \frac{t_{\psi}}{\nu_{\phi}} = \frac{0,08}{0,587} = 0,136 \text{ с; } \tau = 0,068 \text{ с.}$$

Отношение периода основного тона к периоду возмущающей силы:

$$\frac{t}{2\tau} = \frac{0,079}{0,136} = 0,58.$$

Усредненный коэффициент сопротивления:

$$f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{q_{\text{зр}}f_1 + q_{\psi}f_2}{q_{\text{зр}} + q_{\psi}} + f_2 \right) = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{227 \cdot 0,4 + 125 \cdot 0,35}{227 + 125} + 0,35 \right) = 0,366,$$

где f_1 – коэффициент сопротивления движению материала по желобу, для пшеницы $f_1 = 0,4$; f_2 – коэффициент сопротивления движению скребковой цепи по желобу, $f_2 = 0,35$.

Коэффициент затухания собственных колебаний:

$$k = k_1k_2,$$

где $k_1 = 0,65 \dots 0,68$ – коэффициент отражения; k_2 – коэффициент прохождения;

$$k_2 = \frac{2}{1 + \frac{C_1}{C_2}} = \frac{2}{1 + \frac{1179}{897}} = 0,87.$$

Тогда $k = 0,65 \cdot 0,87 = 0,563$.

Динамическая нагрузка в цепи определяется по приближенной формуле:

$$S_{\text{дин}} = \frac{6\pi^2 (q_{\text{зр}} + c'q_{\psi})Lv_{\phi}^2}{gz^2t_{\psi}},$$

где c' – коэффициент, учитывающий уменьшения приведенной массы движущихся частей конвейера,

$$c' = 2 \quad \text{при } L_k < 25 \text{ м};$$

$$c' = 1,5 \quad \text{при } L_k < 25 \dots 60 \text{ м};$$

$$c' = 1 \quad \text{при } L_k > 60 \text{ м};$$

$$S_{дин} = \frac{6 \cdot 3,14^2 \cdot (227 + 1,5 \cdot 125) \cdot 40 \cdot 0,587^2}{9,81 \cdot 9^2 \cdot 0,08} = 5316 \text{ Н.}$$

Максимальное усилие в цепи при пуске:

$$S_{max} = S_4 + S_{дин} + S_{д.н} = 10032 + 5316 + 1181 = 16529 \text{ Н,}$$

где $S_{д.н}$ – динамическое усилие при пуске, определяемое по формуле:

$$S_{д.н} = m_k \frac{D_0}{2} \cdot \frac{E_{дв}}{u_p} \cdot \eta_m = 2074 \cdot \frac{0,4626 \cdot 108,8 \cdot 0,97}{2 \cdot 40} = 1181 \text{ Н,}$$

где $E_{дв}$ – угловое ускорение вала электродвигателя;

$$m_k = k_y \left[(2q_{ц} + q_{зп})L + k_c G_V \right] \frac{1}{g} = 0,9 \cdot [(2 \cdot 12,7 + 23,1) \cdot 40 + 0,6 \cdot 600] \cdot \frac{1}{9,81} = 211,4 \text{ кг} \cdot \text{с}^2/\text{м.}$$

где m_k – приведенная масса движущихся частей конвейера и груза; $k_y = 0,85 \dots 0,95$ – коэффициент, учитывающий, что окружная скорость части вращающихся масс меньше, чем v ; G_V – вес вращающихся масс конвейера (без привода); принимаем $G_V = 600 \text{ кг} = 5886 \text{ Н}$.

Угловое ускорение вала электродвигателя:

$$E_{дв} = \frac{M_{н.ср} - M_{см.н}}{I_{зп}} = \frac{16,96 - 5,64}{0,104} = 108,8 \text{ рад/с}^2,$$

где $M_{н.ср} = \psi_{ср} M_n = 2,25 \cdot 975 \cdot \frac{N}{n} = 2,25 \cdot 975 \cdot \frac{7,5}{970} = 16,96 \text{ кг} \cdot \text{м} = 166,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$

$$\psi_{ср} \approx \frac{\frac{M_n}{M_n} + \frac{M_{max}}{M_n}}{2} = \frac{2,0 + 2,5}{2} = 2,25;$$

$$M_{см.н} = \frac{W_0 D_0}{2u_p \eta_m} = \frac{9269 \cdot 4626}{2 \cdot 40 \cdot 0,97} = 5,64 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 55,3 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент инерции движущихся масс конвейера, приведенный к валу двигателя:

$$I_{пр} = \delta I_{р.м} + \frac{m_k R^2}{u_p^2 \eta_m} = 1,15 \cdot 0,024 + \frac{211,4 \cdot 0,2313^2}{40^2 \cdot 0,97} = 0,045 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

где $\delta = 1,15$ – коэффициент, учитывающий момент инерции деталей привода, вращающихся медленнее, чем вал двигателя.

$$I_{р.м} = I_p + I_m = 0,0059 + 0,0178 = 0,024 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$I_p = \frac{GD^2}{4g} = \frac{0,23}{4 \cdot 9,81} = 0,0059 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 - \text{момент инерции ротора электро-}$$

двигателя;

I_m – момент инерции муфты, $I_m = 0,0178 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$.

Время пуска конвейера:

$$t_n = \frac{I_{np}\omega}{M_{n.c.p} - M_{cm.n}} = \frac{0,45 \cdot 101,5}{16,96 - 5,64} = 0,4 \text{ с.}$$

Прочностные расчеты элементов скребковых конвейеров (валов, подшипников, муфт и т.п.) производить по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

5.5 Пример расчета шахтного передвижного изгибающегося скребкового конвейера

Исходные данные для тягового расчета изгибающегося скребкового конвейера с верхней рабочей ветвью для транспортирования угля из очистного забоя:

- длина конвейера, L , м	200
- выемочный комбайн	1К101У
- скорость подачи комбайна, v_a , м/мин	3,0
- величина захвата комбайна, b , м	0,8
- скорость движения тягового органа конвейера, v_0 , м/с	1,0
- угол наклона конвейера, β , град	2
- мощность угольного пласта, m , м	1,0
- разрывное усилие цепи конвейера, S_p , кН	430
- плотность угля в целике, ρ_u , т/м ³	1,35
- схема работы выемочного комбайна	челноковая

Расчет

1. Учитывая положительный угол наклона скребкового конвейера, принимают следующую расчетную схему конвейера (рис. 5.19):

2. Определяют необходимую часовую производительность забойного скребкового конвейера по формуле (5.27), учитывая исходные данные, определяющие условия эксплуатации (мощность пласта, величину и скорость подачи комбайна):

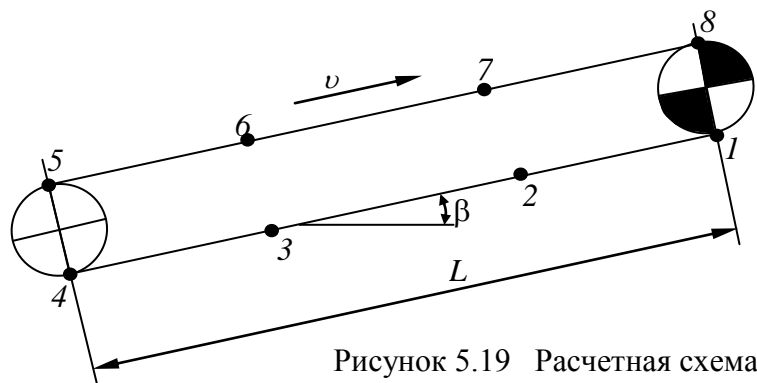


Рисунок 5.19 Расчетная схема скребкового конвейера

$$Q_T = 60mbv_a\rho_y = 60 \cdot 1,0 \cdot 0,8 \cdot 3,0 \cdot 1,35 = 194,4 \text{ т/ч.}$$

3. Определяют сопротивления движению тягового органа конвейера:

3.1. Сопротивления движению тягового органа на прямолинейных участках конвейера:

- для грузовой ветви конвейера, по формуле:

$$W_{zp} = [(q\omega_{zp} + q_0\omega_0)\cos\beta + (q + q_0)\sin\beta]gL = \\ = [(54 \cdot 0,75 + 37,8 \cdot 0,3) \cdot \cos 2^\circ + (54 + 37,8) \cdot \sin 2^\circ] \cdot 9,81 \cdot 200 = 107910 \text{ Н;}$$

- для порожней ветви, по формуле:

$$W_{nop} = q_0(\omega_0 \cos\beta - \sin\beta)gL = \\ = 37,8 \cdot (0,30 \cdot \cos 2^\circ - \sin 2^\circ) \cdot 9,81 \cdot 200 = 19648 \approx 19650 \text{ Н,}$$

где q, q_0 – соответственно погонные массы груза и тягового органа, кг/м; ω_{zp}, ω_0 – соответственно коэффициенты сопротивления движению материала и тягового органа по желобу (для двухцепных конвейеров с вертикально замкнутой цепью $\omega_{zp} = 0,75; \omega_0 = 0,30$);

Погонную массу транспортируемого груза определяют по формуле:

$$q = \frac{Q_T}{3,6v} = \frac{194,4}{3,6 \cdot 1} = 54 \text{ кг/м}$$

где v – относительная скорость движения тяговой цепи, м/с.

При работе комбайна по челноковой схеме выемка угля производится в обоих направлениях перемещения комбайна, потому при максимальной скорости подачи комбайна $v_a = 3 \text{ м/мин} = 3/60 \text{ м/с}$ относительная скорость составит:

- при движении комбайна по восстанию:

$$v = v_0 - v_a = 1,0 - 0,05 = 0,95 \text{ м/с}$$

- при движении комбайна по падению

$$v = v_0 + v_a = 1,0 + 0,05 = 1,05 \text{ м/с.}$$

Для расчетов принимаем среднюю скорость движения тягового органа $v=1 \text{ м/с}$.

Значение погонной массы тягового органа q_0 ориентировочно можно принять по формуле:

$$q_0 = k'_0 q = 0,7 \cdot 54 = 37,8 \text{ кг/м,}$$

где k'_0 – эмпирический коэффициент, равный $0,6 \dots 0,8$ для двухцепных конвейеров (принимаем $k'_0 = 0,7$).

3.2. Натяжения и сопротивления движению тягового органа на звездочках и криволинейных участках скребкового конвейера.

Радиус перегиба криволинейного участка конвейера согласно формуле:

$$R = \frac{l}{2 \sin \frac{\alpha'}{2}} = \frac{1,5}{2 \sin \frac{3^\circ}{2}} = 28,846 \approx 29 \text{ м},$$

где l – длина линейного рештака, $l = 1,5$ м; α' – угол взаимного поворота рештаков в местах их соединения в горизонтальной плоскости, (рис.5.14, б), принимают равным 3° .

Длина криволинейного участка.

$$L_{кр} = \sqrt{4bR - b^2} = \sqrt{4 \cdot 0,8 \cdot 29 - 0,8^2} = 9,6 \approx 10 \text{ м}.$$

Суммарный угол изгиба криволинейного участка:

$$\alpha = 4 \arcsin \frac{0,8}{\sqrt{0,8^2 + 10^2}} = 18^\circ 21' = 0,32 \text{ рад}.$$

Таким образом окончательно принимаем к расчету трассу изгибающегося конвейера длиной 210 м, с участком перегиба, при передвижке, равным 10 м.

3.3. Натяжение тягового органа в характерных точках.

Минимальное натяжение для конвейера с закруглениями на криволинейных участках трассы в месте сбега цепи с приводной звездочки принимаем:

$$S_{min} = S_1 = 2000 \text{ Н}.$$

Тогда, согласно (5.40), принимая длины участков $L_{1-2}, L_{3-4}, L_{5-6}, L_{7-8} = 100$ м, натяжения в остальных характерных точках будет равно:

$$S_2 = 2000 + 370,44 \cdot (0,3 \cdot \cos 2^\circ - \sin 2^\circ) \cdot 100 = 11814 \text{ Н};$$

$$S_3 = 11814 + 11814 \cdot (e^{0,35 \cdot 0,32} - 1) = 12950 \text{ Н};$$

$$S_4 = 12950 + 370,44 \cdot (0,3 \cdot \cos 2^\circ - \sin 2^\circ) \cdot 100 = 22764 \text{ Н};$$

$$S_5 = 22764 + 0,05 \cdot 22764 = 23902 \text{ Н};$$

$$S_6 = 23902 + [(529,2 \cdot 0,75 + 370,44 \cdot 0,3) \cdot \cos 2^\circ + (529,2 + 370,44) \cdot \sin 2^\circ] \cdot 100 = 77812 \text{ Н};$$

$$S_7 = 77812 + 77812 \cdot (e^{0,35 \cdot 0,32} - 1) = 85295 \text{ Н};$$

$$S_8 = 85295 + [(529,2 \cdot 0,75 + 370,44 \cdot 0,3) \cdot \cos 2^\circ + (529,2 + 370,44) \cdot \sin 2^\circ] \cdot 100 = 139205 \text{ Н}.$$

Схема натяжений тягового органа представлена на рис. 5.20.

Дополнительные статические сопротивления движению тягового органа возникают при его прохождении по отклоняющим и приводным звездочкам и криволинейным участкам определяются по формулам (5.31, 5.32 и 5.33):

- на хвостовой звездочке:

$$W_{36}^{x6} = k S_{н6} = k S_4 = 0,05 \cdot 22764 = 911 \text{ Н};$$

- на приводной звездочке:

$$W_{36}^{np} = k_{np} (S_{н6} + S_{с6}) = k (S_8 + S_1) = 0,04 \cdot (139205 + 2000) = 5649 \text{ Н};$$

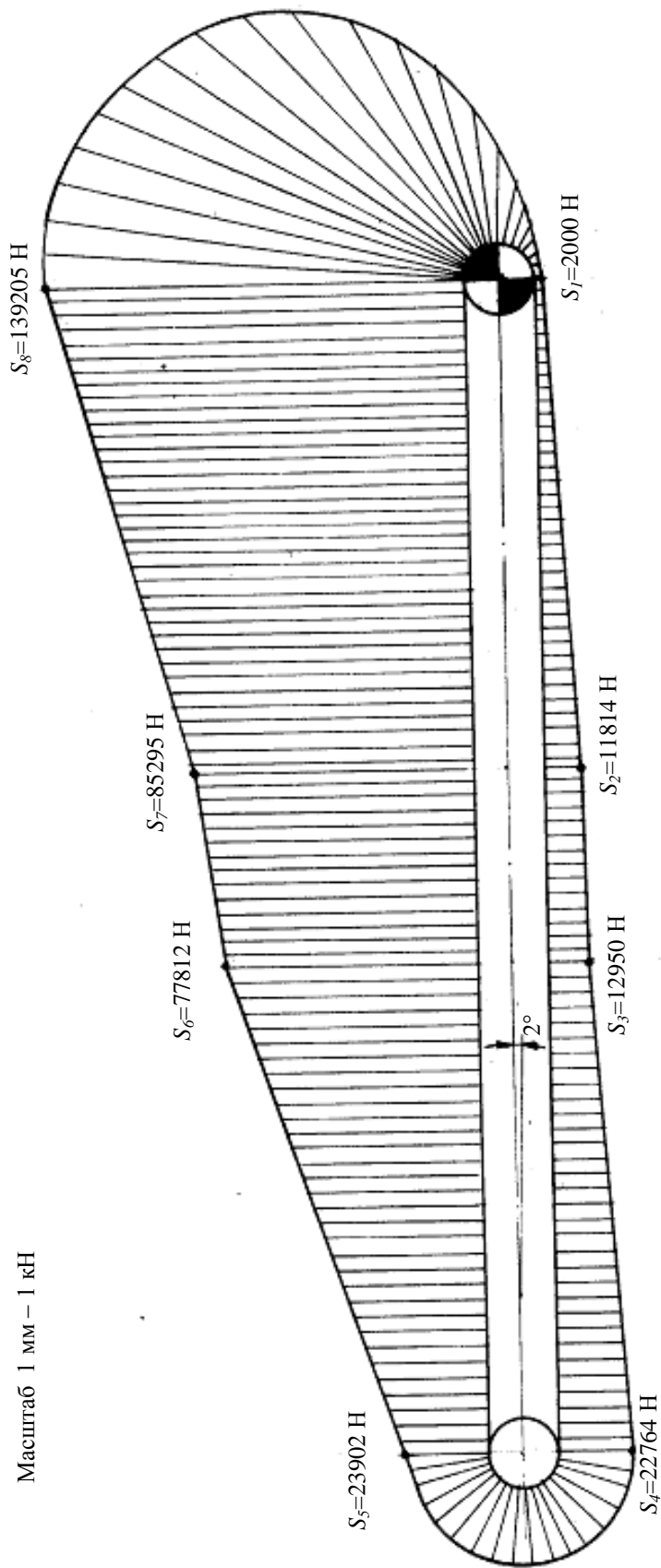


Рисунок 5.20 Схема конвейера и натяжение в характерных точках

- на криволинейных участках:

$$W'_{кр} = S_A (e^{f\delta\alpha} - 1) = S_2 (e^{f\delta\alpha} - 1) = 11814 \cdot (e^{0,35 \cdot 0,32} - 1) = 1063 \text{ Н};$$

$$W''_{кр} = S_A (e^{f\delta\alpha} - 1) = S_6 (e^{f\delta\alpha} - 1) = 77812 \cdot (e^{0,35 \cdot 0,32} - 1) = 7003 \text{ Н}.$$

3.4. Проверка тягового органа на прочность

Допустимая нагрузка $S_{дон}$ на тяговый орган определяется по формуле:

$$S_{дон} = \frac{\lambda S_p i}{m_p} = \frac{0,87 \cdot 430000 \cdot 2}{5,2} = 143855 \text{ Н},$$

где λ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между цепями для двухцепной круглозвенной цепи равен 0,87; S_p – разрывное усилие одной цепи 430000 Н; i – количество цепей, $i = 2$.

Расчетный коэффициент запаса прочности определим по формуле:

$$m_p = \frac{m_{ном}}{k_p k_T k_0 k_{дин}} = \frac{3}{1,0 \cdot 0,85 \cdot 0,85 \cdot 0,8} = 5,2,$$

где $m_{ном}$ – номинальный коэффициент запаса прочности, принимаем равным 3, как при пусковом режиме; k_p – коэффициент режима работы конвейера, принимаем равным 1, как при среднем режиме конвейера; k_T – коэффициент конфигурации трассы конвейера, принимаем равным 0,85, как для сложной трассы; k_0 – коэффициент ослабления сечения деталей цепи, принимаем равным 0,85, как для среднего износа цепи; $k_{дин}$ – коэффициент динамических нагрузок, принимаем при $v = 1$ м/с равным 0,8.

Условие прочности тягового органа выполняется, так как:

$$S_{max} < S_{дон} \text{ или } 139205 < 143855,$$

где S_{max} – максимальное разрывное усилие, обусловленное характеристикой цепного тягового органа, оно равно $S_8 = 139205$ Н.

3.5. Определение мощности привода конвейера

При двигательном режиме работы конвейера суммарная мощность двигателей привода определяем по формуле:

$$N = \frac{k_m W_0 v}{1000 \eta} = \frac{1,15 \cdot 142186 \cdot 1,0}{1000 \cdot 0,85} = 192 \text{ кВт},$$

где k_m – коэффициент запаса мощности, принимаем $k_m = 1,15$; W_0 – общее тяговое усилие привода, принимаем равным 142186 Н; η – КПД привода, принимаем равным 0,85.

$$W_0 = 107910 + 19650 + 911 + 5649 + 1063 + 7003 = 142186 \text{ Н}.$$

Необходимое число установленных на конвейере двигателей определяем из выражения (5.46): $n = \frac{N}{N_q} = \frac{192}{110} = 1,76 \approx 2$ шт. – при использовании электро-

двигателя типа ЭДКОФ 55/4–У5 мощностью $N_q = 110$ кВт (применяется в

скребковых конвейерах СП202; СП301 и др.); $n = \frac{N}{N_q} = \frac{192}{200} = 0,96 \approx 1$ шт. – при использовании электродвигателя польской фирмы «Дамель» S6535512/4 мощностью $N_q = 200$ кВт (применяется в скребковых конвейерах КСД27).

Вопросы для самоконтроля к главе 5

1. В чем заключается основное назначение скребковых конвейеров?
2. В чем различие конвейеров погружного и сплошного волочения?
3. По какому признаку классифицируют скребковые конвейеры для горных предприятий?
4. Укажите достоинства и недостатки разборных переносных конвейеров.
5. Перечислите основные технические характеристики разборных переносных конвейеров.
6. Назовите область применения неразборных передвижных скребковых конвейеров.
7. Назовите основные преимущества передвижных скребковых конвейеров.
8. Перечислите основные технические характеристики передвижных скребковых конвейеров.
9. Назовите типы скребковых конвейеров нового технического уровня повышенной производительности.
10. Опишите устройство разборных переносных конвейеров.
11. Опишите устройство неразборных передвижных конвейеров.
12. Какое функциональное назначение гидромуфты, ее устройство и принцип работы?
13. Какие типы скребковых конвейеров не имеют гидромуфты в составе привода?
14. Как можно изменять скорость движения тяговой цепи в скребковых конвейерах?
15. Как классифицируют тяговые цепи, их обозначение?
16. Опишите устройство рештачного става скребкового конвейера.
17. Опишите устройство натяжных устройств.
18. Как определяется производительность скребкового конвейера?
19. Какие возникают сопротивления движению тягового органа и как они определяются?
20. Что такое натяжение цепи? Как определяются натяжения тяговой цепи в характерных точках скребкового конвейера?
21. Как выразить условие прочности тягового органа?
22. Как определяется суммарная мощность привода конвейера при двигательном и тормозном режимах?

ГЛАВА 6

ПОДВЕСНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

6.1. Общая характеристика

Подвесной конвейер – это конвейер, у которого транспортируемые грузы находятся на подвесках и движутся вместе с ходовой частью по подвесному монорельсу сложного замкнутого контура.

По профилю трассы подвесные конвейеры бывают *одноплоскостные* горизонтально замкнутые, контур трассы которых располагается в одной горизонтальной плоскости и *пространственные*, имеющие повороты как в горизонтальной, так вертикальной плоскостях, располагаемых на разных уровнях в пространстве. Повороты в горизонтальной плоскости осуществляются при помощи поворотных устройств, а в вертикальной – при помощи поворотов подвесного пути.

По способу соединения тягового органа с транспортируемым грузом и характеру перемещения грузов подвесные конвейеры подразделяются на *грузонесущие, грузотолкающие, несущие-толкающие, грузоведущие и несущие-грузоведущие*.

По количеству приводов, одновременно приводящих в движение общий замкнутый контур тягового органа, бывают конвейеры *одноприводные* (с однодвигательным приводом) и *многоприводные* (с многодвигательным приводом). Выбор типа привода зависит от длины конвейера и массы транспортируемого груза. Длина одноприводных конвейеров составляет в среднем до 500 м; при большей длине (до нескольких километров) применяются многоприводные конвейеры.

Следует отметить, что все типы подвесных конвейеров имеют много общего в конструкциях отдельных элементов. Все типы конвейеров содержат тяговый орган, привод, поворотные и натяжные устройства. Существенное отличие имеют ходовые пути, тележки и ряд специфических сборочных единиц и элементов.

Подвесные конвейеры применяются для непрерывного внутрицехового и межцехового перемещения разнообразных штучных грузов (реже – сыпучих затаренных грузов) по транспортному или технологическому процессу в различных отраслях промышленности.

Характерные общие параметры подвесных конвейеров:

Производительность, шт./ч.....	100...6000
Скорость транспортирования, м/с.....	0,01...0,70
Длина транспортирования, м.....	5...500
Мощность привода, кВт.....	1...18
Масса груза, кг.....	1...8000
Длина груза (наибольшая), м.....	12

В отдельных случаях возможны отклонения от указанных значений параметров.

6.2. Устройство и проектирование грузонесущих конвейеров

Устройство. Подвесной грузонесущий конвейер (рис. 6.1) состоит из тягового органа 3, замкнутого по контуру трассы, с постоянно прикрепленными к нему каретками 2, к которым шарнирно подвешены подвески 4 с транспортируемым грузом 5. Тяговый орган с каретками и подвесками движется при помощи привода 6 по замкнутому пути 1, подвешенному к элементам здания или опорным конструкциям, поворачивается на поворотных устройствах 7 и натягивается натяжным устройством 8.

Элементы конвейера. Для конвейеров, расположенных в одной горизонтальной плоскости, *тяговым органом* может быть цепь или канат. Для конвейеров с пространственной трассой применяются специальные цепи (рис.6.2), которые имеют возможность поворачиваться как в горизонтальной, так и вертикальной плоскостях.

В ГОСТ 589–74 предусмотрен выпуск разборных цепей типа Р1 с вращающимися валиками и холодноштампованными звеньями (рис. 6.2, а) и типа 2 с фиксированными валиками и горячештампованными звеньями (рис. 6.2, б). Оба типа имеют одинаковые размеры, указанные в таблице 6.1. Угол поворота звеньев в плоскости продольных осей шарниров цепи составляет не менее $\varphi_{min} \geq 3^\circ$ (наибольший 12°).

Таблица 6.1

Техническая характеристика разборных цепей по ГОСТ 589 – 74

Тип цепи	Шаг цепи	Диаметр валика	Ширина звена	Шаг зацепления	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1м цепи, кг
	мм					
P2-80-106	80	12	30	160	106	3,2
P2-100-220	100	16	37	200	220	5,2
P3-160-400	160	24	59	320	400	9,1

Разборные цепи с шагом звена 80...160 мм имеет наибольшее применение (табл. 6.1).

Большое распространение получили цепи типа Р2. Цепи типа Р1 применяются на конвейерах с простой трассой и работающих в легких режимах. Нормальный ряд шагов звеньев разборных цепей: 63, 80, 100, 125, 160, 200 и 250 мм.

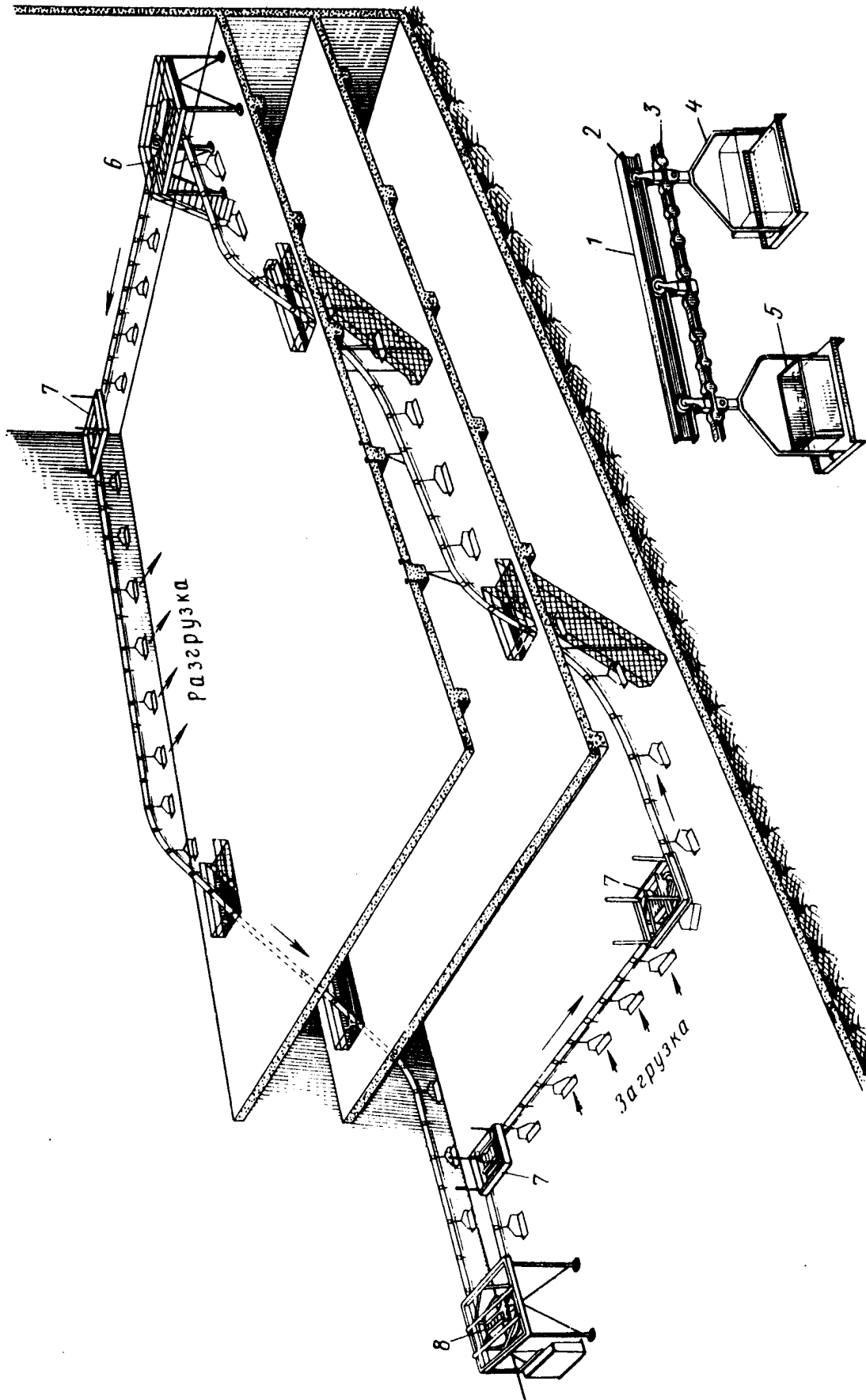


Рисунок 6.1 Общий вид подвешенного грузонесущего конвейера

Секционная цепь (рис. 6.2, в) имеет шарнирное соединение обычной цепи с кареткой при помощи специальных звеньев с дополнительным шарниром, ось которого расположена перпендикулярно к оси шарниров цепи и допускает поворот одной секции цепи в промежутке между каретками по отношению к другой на угол $15...50^\circ$. Соединение секции цепи с кареткой может иметь один или два шарнира.

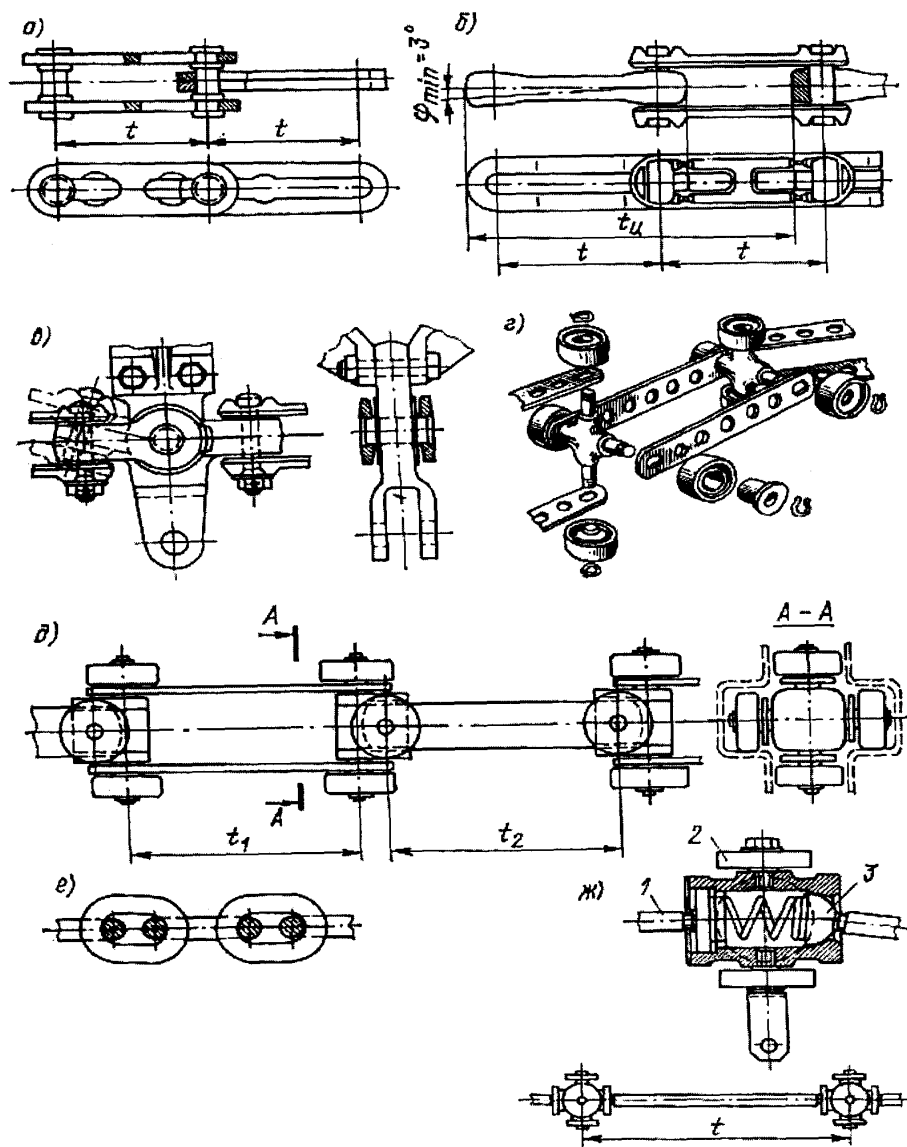


Рисунок 6.2 Тяговые цепи:

a – разборная холодноштампованная; *б* – разборная горячештампованная; *в* – секционная, *г* – двухшарнирная с сомкнутыми шарнирами; *д* – двухшарнирная с разомкнутыми шарнирами; *е* – круглозвенная; *ж* – стержневая; 1 – стержень; 2 – каток; 3 – шарнир

Достоинство секционной цепи – возможность применения вертикальных перегибов с максимальным радиусом (1...2 м) при использовании обычных одношарнирных цепей, недостатки – сложность конструкции ходовой части и звездочек, дополнительные нагрузки на каретку на вертикальном перегибе, усложнение привода. Шаг кареток 400...800 мм.

Двухшарнирные цепи (рис. 6.2, з, д) имеют вертикальные и горизонтальные шарниры в каждом звене. Оси шарниров могут быть расположены в одной плоскости (рис. 6.2, з) или раздвинуты по смежным звеньям (рис. 6.2, д). Цепь с сомкнутыми шарнирами имеет одинаковые шаги и радиусы поворотов в горизонтальной и вертикальной плоскостях, широкую унификацию деталей, большую универсальность применения и малые радиусы поворотов (0,6...1,0 м). Повороты в горизонтальной и вертикальной плоскостях выполняются по направляющим ходовым путям без каких – либо дополнительных устройств – звездочек, блоков и роликовых батарей. Двухшарнирные цепи получили широкое распространение в подвесных конвейерах легкого типа для транспортирования грузов с массой до 50...100 кг. Катки цепи часто выполняют из шарикоподшипника с пластмассовой обечайкой.

Круглозвенные цепи (ГОСТ 2319-81) из круглой стали диаметром 6...18мм применяются на конвейерах легкого типа с полезной нагрузкой на каретку до 500 Н (рис. 6.2, е). Недостатки круглозвенной цепи – повышенное изнашивание, сложность привода.

Стержневые цепи (рис. 6.2, ж) подобны секционным цепям, однако вместо каретки они имеют шарнирный узел с сомкнутыми шарнирами; применяются на конвейерах легкого типа. Шаг шарнирных узлов – 400...800 мм. В подвесных конвейерах наибольшее распространение получили цепи с шагом 80...200 мм включительно.

Типоразмер цепи выбирается по максимальному расчетному натяжению из условий прочности, выносливости и износа.

Выбор типа цепи должен удовлетворять условию:

$$S_{раз} \geq S_{max}n \quad (6.1)$$

где $S_{раз}$ – разрушающая нагрузка, Н; S_{max} – максимальное расчетное натяжение, Н; n – коэффициент запаса прочности на растяжение цепи.

Допускаемое натяжение горячештампованных термически обработанных разборных цепей по долговечности на основе рекомендованных значений давлений в шарнире цепи дано в табл. 6.2 для среднего режима работы конвейера.

Для других режимов работы надо величины, указанные в табл. 6.2 умножить на коэффициент режима работы (легкий режим на 1,1 ; тяжелый на 0,9).

Для цепей без термообработки допускаемые натяжения по долговечности примерно в два раза ниже значений, указанных в табл. 6.2.

Минимальная прочность цепи ограничивается разрушающей нагрузкой не более 400 кН (допускаемое натяжение до 40 кН), так как с увеличением натяжения значительно возрастает размер и масса ходовой части, направляющих путей и поддерживающих конструкций. При натяжении цепи более 40 кН целесообразно применение многоприводного конвейера.

Таблица 6.2

Допускаемые натяжения по долговечности термически обработанных горячештампованных разборных цепей (ГОСТ 589-74) для среднего режима работы конвейера

Условия работы конвейера	Скорость цепи, м/с	Допускаемое натяжение (кН) цепи с шагом звена, мм					
		80		100		160	
		Конфигурация трассы					
		пр.	сл.	пр.	сл.	пр.	сл.
Хорошие	$\leq 0,15$	10	9	15	13	35	32
	0,16...0,30	9	8	13	12	32	30
	$> 0,30$	8	7	12	11	28	26
Средние	$\leq 0,15$	9	8	13	12	32	30
	0,16...0,30	8	7	12	11	28	26
	$> 0,30$	7	6	10	9	23	21
Тяжелые	$\leq 0,15$	8	7	12	11	27	25
	0,16...0,30	7	6	10	9	23	21
	$> 0,30$	6	5	9	8	20	18

Примечание: Конфигурация трассы: пр. – простая с общим количеством поворотов в горизонтальной и вертикальной плоскостях не более 20; сл. – сложная, с более 20 поворотами

Каретки бывают грузовые (одинарные и траверзные) и опорные (поддерживающие). Грузовая каретка предназначена для крепления подвески с грузом и перемещения ее по подвесным путям. Опорная каретка устанавливается между грузовыми и служит для поддержания цепи и уменьшения ее провеса.

Каретки могут иметь жесткие (рис. 6.3) или шарнирные (у секционной цепи) крепления к тяговой цепи. По количеству катков каретки бывают однокатковые, двухкатковые и четырехкатковые.

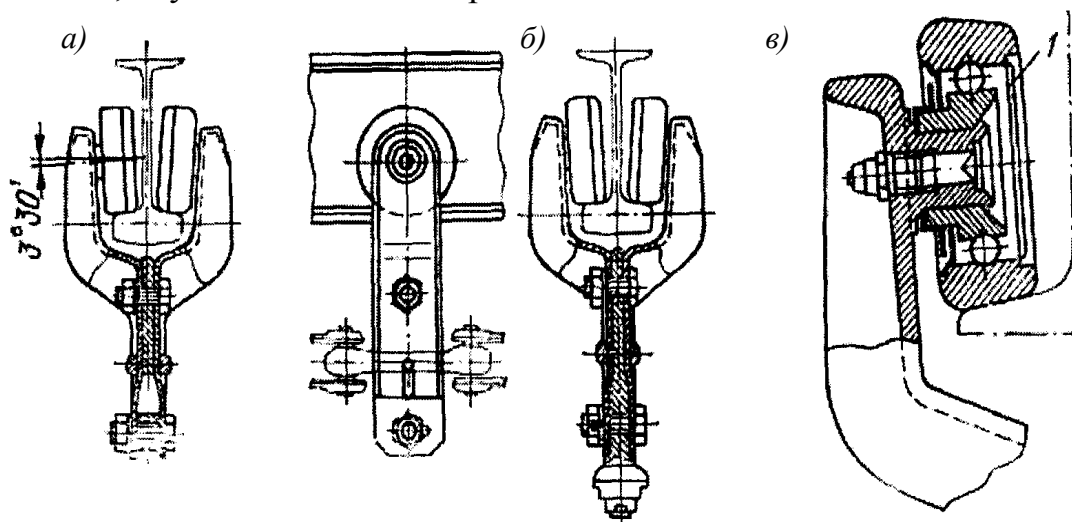


Рисунок 6.3 Каретки:
а – грузовая; б – опорная; в – узел катка-подшипника

Каретки классифицируются по расчетной нагрузке, профилю ходового пути и назначению. На конвейерах с двухшарнирными цепями каретки не применяются, подвески для груза крепятся к звеньям цепи или оси шарнирного узла.

На каретках современных конвейеров применяются катки – подшипники со сфероконическим ободом; детали катка одновременно служат деталями шарикоподшипника.

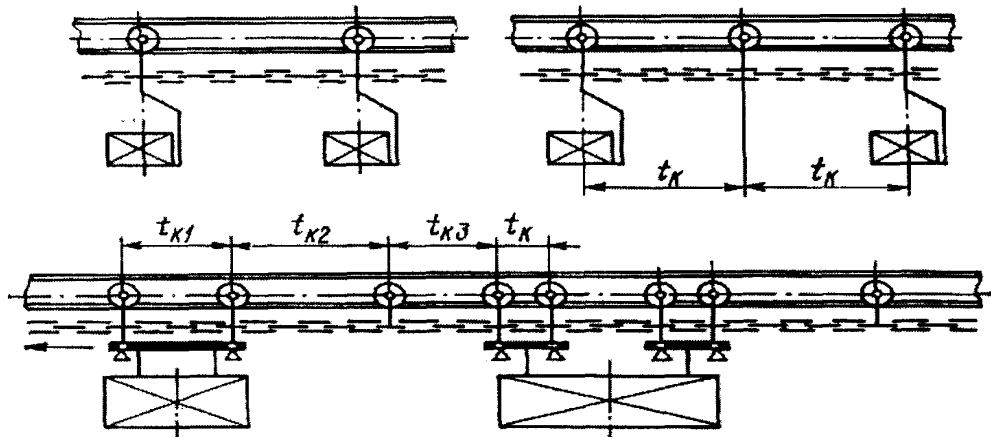


Рисунок 6.4 Схема расстановки кареток на тяговой цепи

Расстояние между каретками (шаг кареток) на тяговой цепи (рис. 6.4) определяется шагами цепи и подвесок с грузами и величиной радиуса вертикальных поворотов пути конвейера, если они имеются на его трассе (с уменьшением шага кареток – радиус уменьшается).

Для конвейеров с пространственной трассой шаг кареток принимается не более 800...960 мм (6...10 шагов цепи). Если шаг подвесок больше этих значений, то между грузовыми каретками устанавливают опорные каретки.

Для конвейеров с одноплоскостной трассой максимальный шаг кареток ограничивается лишь необходимостью ликвидации повышенного провисания цепи и может достигать до 1200...1600 мм.

Нормальный шаг кареток (мм) по ГОСТ 5946-79:

Для цепи с шагом звена $t_y=80..160^*$	320	480	640	800
Для цепи с шагом звена $t_y=100..200^*$	400	600	800	1000
Для цепи с шагом звена $t_y=160..320^*$	640	960	1000	1280

Значения, отмеченные звездочкой, применяются только для траверсных кареток.

На горизонтальном прямолинейном участке пути на грузовую каретку действует нагрузка P_{Γ} (Н):

$$P_{\Gamma} = G_{\Gamma} + G_n + q_y t_k = g(m_{\Gamma} + m_n + m_y t_k) \quad (6.2)$$

где G_{Γ} и G_n – сила тяжести, соответственно, груза и подвески, Н; q_y – линейная нагрузка от 1 м цепи, Н/м; m_y – масса 1 м цепи, кг; t_k – шаг кареток, м; m_{Γ} и m_n – массы груза и подвески, соответственно, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Нагрузка на опорную каретку на горизонтальном прямолинейном участке пути:

$$P_{on} = q_{ц} t_{к}.$$

На горизонтальном повороте пути возникает центростремительное ускорение, а на груз, перемещаемый на подвеске, действует центробежная сила, стремящаяся отклонить груз от центра поворота. Возникает момент, перераспределяющий нагрузки на катки каретки. При скоростях меньше 0,5 м/с эти нагрузки можно не учитывать. На вертикальном повороте (рис. 6.5) на каретку действуют нормальная составляющая от сил тяжести груза, подвески и цепи и дополнительные нагрузки P_A или P_B от натяжения тяговой цепи, направленные по радиусу дуги перегиба.

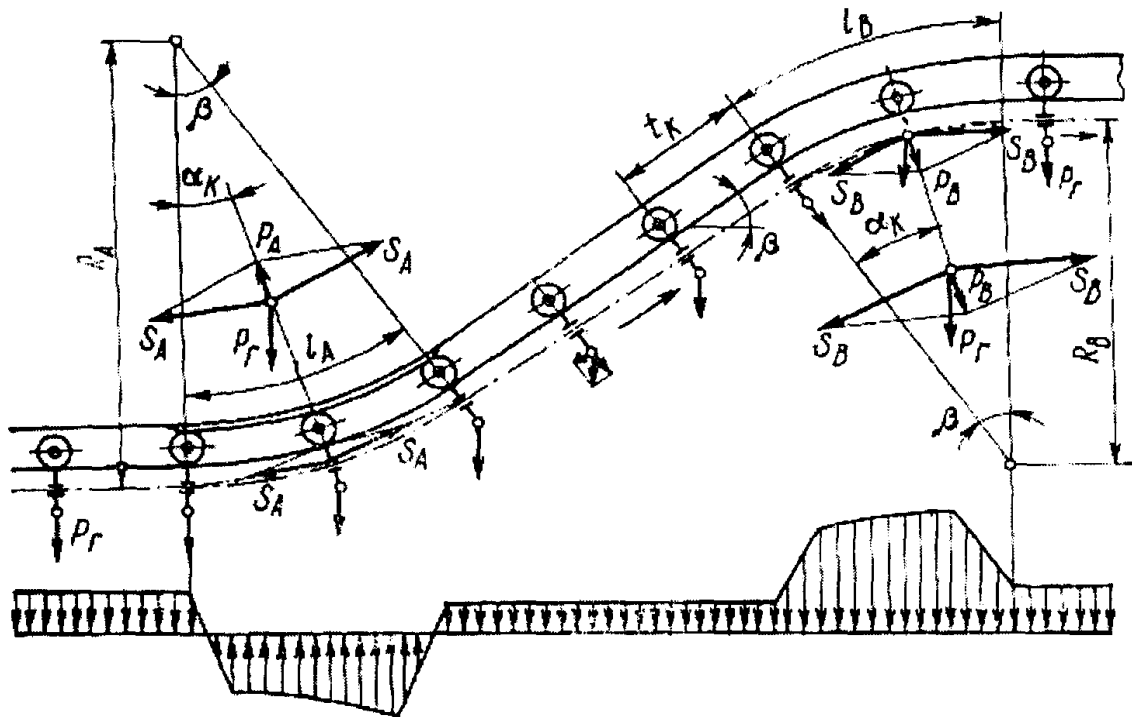


Рисунок 6.5 Схема нагружения кареток на вертикальном повороте пути конвейера

На дуге l_A с выпуклостью вниз P_A направлена вверх и вычитается из составляющих сил тяжести, а на дуге l_B с выпуклостью вверх P_B направлена вниз и складывается с ними:

$$P_A = -\frac{S_A t_{к}}{R_A} = k_{к} S_A;$$

$$P_B = \frac{S_B t_{к}}{R_B} = k'_{к} S_B,$$

где S_A и S_B – соответственно натяжение цепи в конце дуг l_A и l_B , Н; R_A и R_B – радиусы изгиба цепи, м; $t_{к}$ – шаг кареток, м; $k_{к} = \frac{t_{к}}{R}$ – коэффициент соотношения шага кареток и радиуса поворота.

Графики значений P в зависимости от шага кареток и радиуса поворота цепи даны на рис. 6.6.

При расположении кареток с разными шагами, в том числе и при траверсном подвешивании груза (рис. 6.4),

$$P_{B.T.} = S \sin \frac{\Theta + \gamma}{2}, \quad (6.3)$$

где $\frac{\Theta}{2} = \arcsin \frac{t_k}{2R}$ и $\frac{\gamma}{2} = \arcsin \frac{t_{k1}}{2R_B}$;

t_k и t_{k1} – шаги кареток, м.

Нагрузка на грузовую каретку на наклонном участке вертикального поворота:

$$P_B = P_\Gamma \cos \beta,$$

где β – угол наклона участка путей конвейера между нижней и верхней дугами закруглений.

На конвейере с одноплоскостной трассой максимальная нагрузка на грузовую каретку определяется по формуле (6.2) при небольших значениях ее членов:

$$P_{\Gamma max} = (m_{\Gamma max} + m_{n max} + m_{ц} t_{k max}) g$$

На конвейере с пространственной трассой максимальная нагрузка на каретку будет на верхней дуге вертикального поворота с наибольшим натяжением цепи S_{max} и соответствующим ему радиусом поворота R :

$$P_{max} = P_{\Gamma max} \cos \alpha_K + P_{B max} = P_{\Gamma max} \cos \alpha_K + \frac{S_{max} t_{k max}}{R_{min}} \quad (6.4)$$

где $\frac{\alpha_K}{2} = \arcsin \frac{t_k}{2R}$.

В каждом кругообороте цепи по пространственной трассе нагрузка на каретку изменяется в определенных пределах от минимума до максимума в соответствующем времени действия (рис. 6.7).

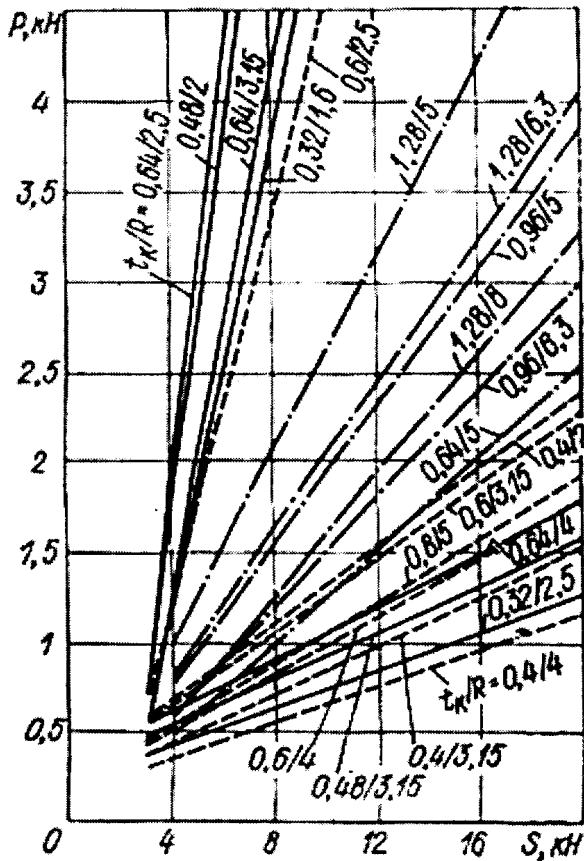


Рисунок 6.6 К определению нагрузки на каретку на дуге вертикального поворота цепи с шагом:

- 80 мм;
- 100 мм;
- · - · - · 160 мм.

Элементы каретки – кронштейны, катки и их оси – рассчитываются по максимальным нагрузкам; подшипники качения – по эквивалентным нагрузкам в соответствии с графиком нагружения по рис. 6.7.

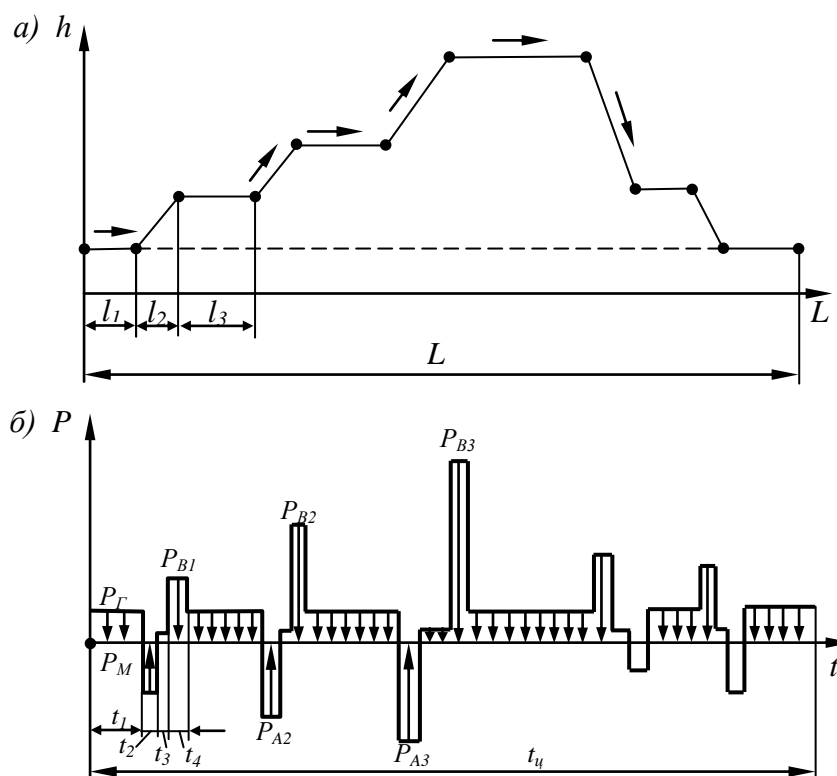


Рисунок 6.7 График нагрузки на каретку за один цикл работы конвейера:
 а – диаграмма контура трассы;
 б – диаграмма нагрузки в зависимости от времени цикла

При проектировании конвейеров используют типовые или стандартные каретки с заданной статической расчетной нагрузкой P_p , равной предельной грузоподъемности. По расчетной нагрузке определяют возможно допускаемую полезную нагрузку P_d от массы груза для конкретного проектируемого конвейера с учетом его скорости, температурных условий и режима работы:

$$P_d = P_p k_1 k_2 k_p \quad (6.5)$$

где k_1 , k_2 , k_p – соответственно коэффициенты скорости, температуры окружающей среды и режима работы.

Значения коэффициента k_1 в зависимости от скорости цепи конвейера приведены ниже:

Скорость цепи конвейера, м/с	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,3	0,4
Коэффициент k_1	0,80	0,70	0,60	0,55	0,50	0,45	0,42

Значения коэффициента k_2 в зависимости от температуры окружающей среды следующие:

Температура окружающей среды, °С	До 125	125	150	175
Коэффициент k_2	1,0	0,95	0,91	0,87

Масса полезного груза (кг), подвешенного к одной каретке (включая и массу подвески):

для одноплоскостного конвейера

$$m_z = \frac{P_\partial}{g} \quad (6.6)$$

где P_∂ – допустимая нагрузка на каретку для проектируемого конвейера, Н:

$$m_{n \approx} \frac{P_\partial - P_{max}}{g} \quad (6.7)$$

Если заданная масса груза превышает значение масс, определяемых по формулам (6.6) и (6.7), то груз подвешивают на траверзе, прикрепляемой к двум или четырем кареткам (рис. 6.4.).

Масса груза, подвешиваемого на траверзе:

$$m_T \approx k_{Tp} n_k \frac{P_D - P_{BTmax}}{g}, \quad (6.8)$$

где k_{Tp} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки на каретки (для конвейеров с одноплоскостной трассой $k_{Tp} = 0,9$; с пространственной трассой $k_{Tp} = 0,75$); n_k – количество кареток, на которые подвешивается траверза (обычно $n_k = 2 \dots 4$ шт.); P_{BTmax} – дополнительная нагрузка по формуле (6.3), Н (для одноплоскостной трассы $P_{BTmax} = 0$).

Для изменения направления движения тягового органа на горизонтальных поворотах служат *поворотные устройства* (рис. 6.8 и 6.9), выбор типа которых зависит от конструкции тягового органа, его натяжения, радиуса и угла поворота (табл. 6.3).

Основные размеры поворотных устройств со звездочкой и блоком (как рекомендация) даны в табл. 6.4.

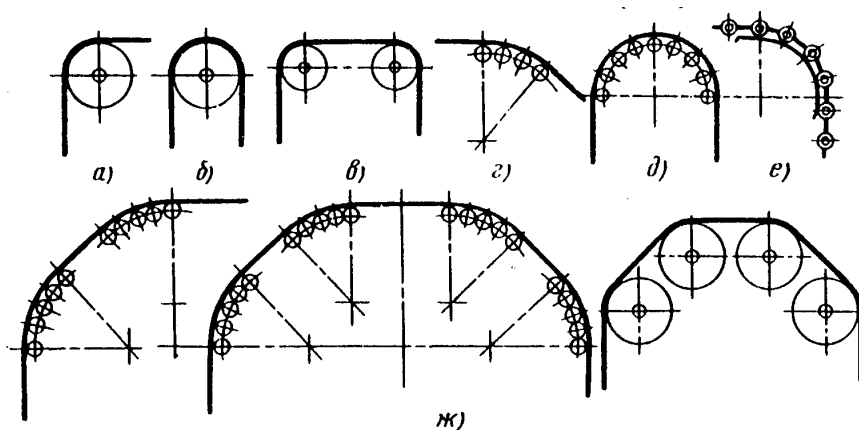


Рисунок 6.8 Горизонтальные повороты трассы конвейера при помощи: *a, б, в* – блоков или звездочек; *г, д* – роликовых батарей; *е* – направляющих путей; *ж* – нескольких батарей, блоков, звездочек (для длинных траверс и цепей толкающих конвейеров)

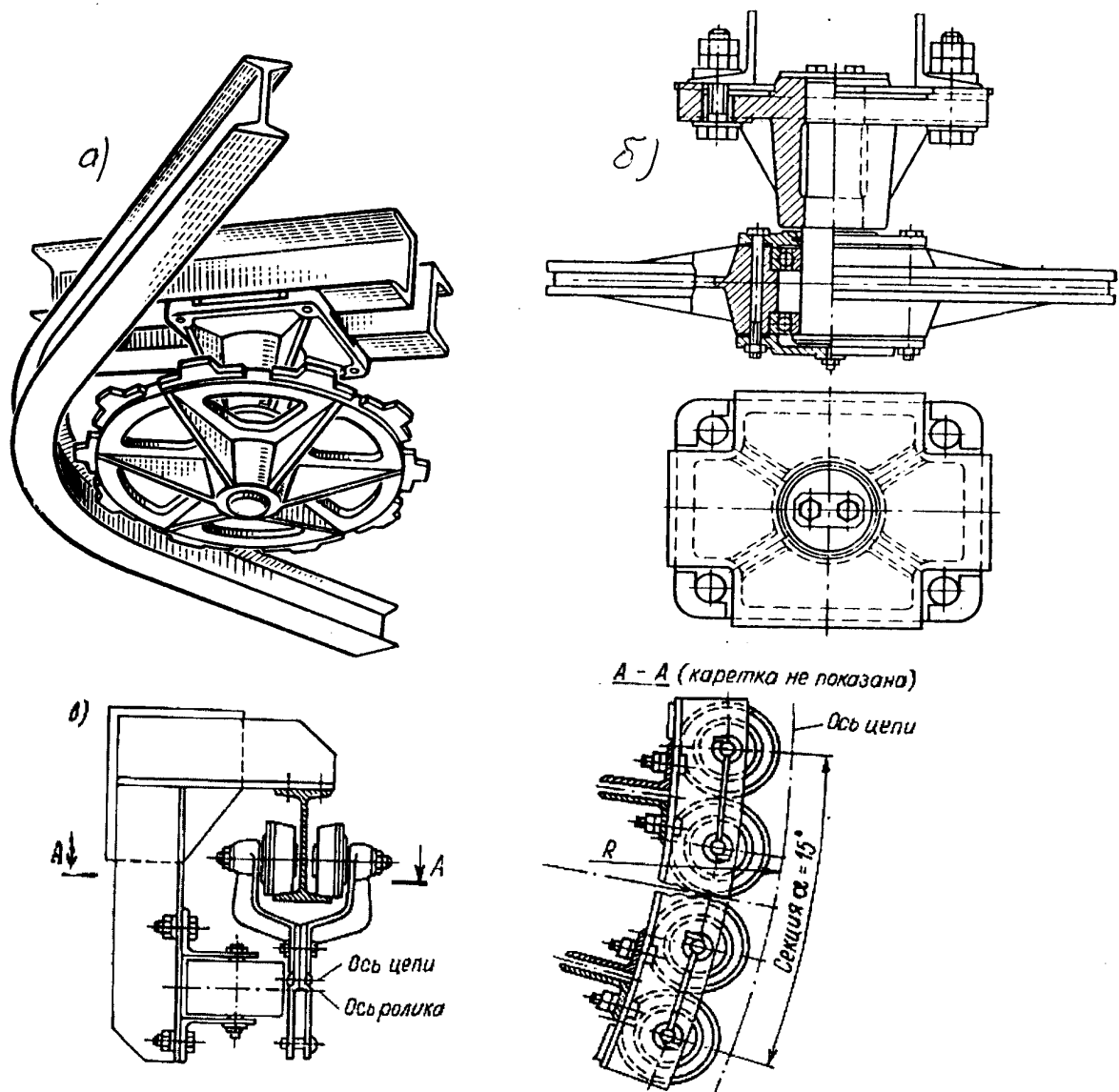


Рисунок 6.9 Поворотное устройство со звездочкой (а), блоками (б) и роликовой батареей (в)

Нормальный ряд поворотных устройств (роликовых) приведен в ГОСТ 5946–79. Наиболее простым и долговечным является устройство с поворотным блоком, оно рекомендуется для широкого применения. Поворотные устройства устанавливаются на стойках с консолями, на кронштейнах, тягах и конструкциях, подвешиваемых к перекрытию здания.

Направляющим или ходовым называют путь конвейера, по которому движутся каретки, поддерживающие цепь и подвески с грузами. Конфигурация направляющего пути определяется трассой конвейера.

Пути изготавливаются из балок двутаврового сечения (ГОСТ 8239–72), фасонных, гнутых профилей. Балки пути подвешиваются к конструкциям здания или к отдельным поддерживающим стойкам. Отдельные участки пути (длиной 3...6 м) соединяются друг с другом при помощи стыков – неподвижных и раздвижных.

Неподвижные стыки выполняются сварными, болтовыми или комбинированными. Раздвижные стыки применяют на участках путей, примыкающих к натяжному устройству, и в качестве температурных стыков на конвейерах, проходящих через сушильные или холодильные камеры, а также в зоне температурных стыков конструкций зданий и в местах примыкания галерей к зданию. Стыки располагаются не далее чем на 1...1,5 м от крепления путей.

Радиус поворотного устройства определяется графически в зависимости от габаритов и шага расстановки грузов с соблюдением необходимых зазоров. Для длиномерных грузов (длиной 3...12 м) применяются специальные поворотные устройства, обеспечивающие плоскопараллельное движение грузов на повороте.

На вогнутых кривых вертикальных поворотов путей ставятся направляющие контршины (рис. 6.10, а) для устранения повышенного подъема кареток.

Таблица 6.3

Рекомендации по выбору типа поворотного устройства

Поворотное устройство	Тяговой элемент	Диапазон радиусов поворота, м	Область применения
Звездочка	Цепи- пластинчатая, разборная, секционная	0,20 – 0,85	Повороты на угол до 180° с повышенным натяжением цепи (более 60% от допускаемого предела)
Блоки с гладким ободом и с выемкой	Цепи- пластинчатая, разборная, круглозвенная; канат	0,18 – 0,80	Повороты на угол до 180° с пониженным натяжением цепи (до 60% от допускаемого предела натяжения при отсутствии выемки и до 80% - при наличии выемки в ободке блока для среднего звена разборной цепи)
Роликовые батареи	Цепи- пластинчатая, разборная, круглозвенная, секционная	0,63 – 2,50	Повороты на 15, 30, 45, 90 и 180° с большим радиусом при пониженном натяжении (до 50% от допускаемого)
Направляющие пути	Цепи- двухшарнирная, стержневая	0,5 – 2,0	Повороты на угол 180° в пределах допускаемой нагрузки на катки цепи.

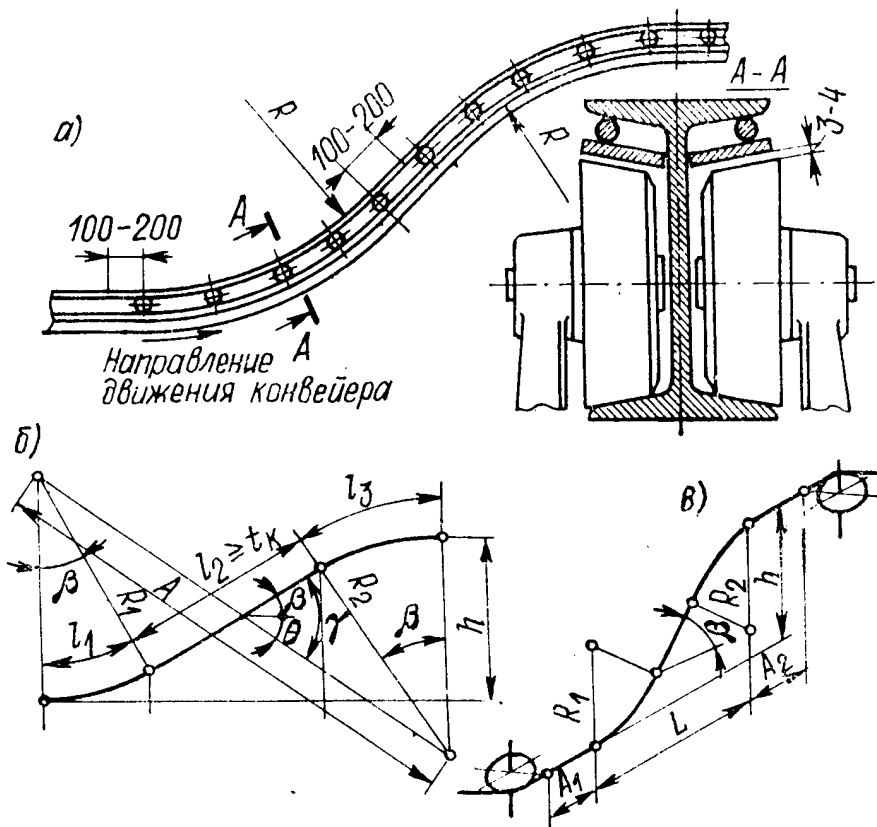


Рисунок 6.10 Схемы для расчета геометрических размеров блоков пути на вертикальных поворотах (а и б) и при сочетании вертикального и горизонтального поворотов (в)

Таблица 6.4
Основные размеры поворотных устройств на звездочках и блоках подвесных конвейеров с разборной цепью (ГОСТ 5946 - 79)

Шаг звена цепи, мм	Число зубьев звездочки, шт	Диаметр делительной окружности звездочки	Диаметр блока	Радиус горизонтального поворота
		мм		
80	8	413,5	377	203
	10	514,9	479	254
	13	667,7	633	331
	16	820,6	787	408
	20	1022,0	989	509
100	6	390,7	-	189
	8	516,9	-	253
	10	643,6	600	318
	13	834,6	792	414
	16	1025,7	984	510
	20	1277,5	1238	637
160	6	625,7	-	302
	8	827,1	-	406
	10	1029,8	965	509
	13	1335,4	1273	663
	16	1641,2	1581	817

Минимальный радиус R_{min} поворота разборной цепи в вертикальной плоскости

$$R_{min} \geq \frac{t_{kmax}}{2 \sin \frac{\varphi}{2}},$$

где t_{kmax} – наибольший шаг кареток, м; φ - угол поворота звеньев цепи в вертикальной плоскости продольных осей шарниров, град.

Рекомендуемые значения радиусов вертикальных поворотов двутаврового пути конвейера со стандартными разборными цепями в зависимости от величины натяжения в зоне поворота даны в табл. 6.5.

Таблица 6.5

Рекомендуемые значения радиусов вертикальных поворотов по оси двутаврового пути конвейеров с разборными цепями (ГОСТ 989 – 74)

Шаг цепи, мм	Натяжение цепи на повороте, % от допускаемого								
	до 50			75			100		
	При отношении шага кареток к шагу звена цепи – $t_k/t_{ц}$								
	4	6	8	4	6	8	4	6	8
80	1,60	2,00	2,50	2,0	2,50	3,15	2,50	3,15	4,0
100	2,5	3,15	3,15	2,5	3,15	4,0	3,15	4,0	5,0
160	4,0	5,0	6,3	5,0	5,0	6,3	5,0	6,3	8,0

Минимальный радиус R_{cmin} поворота секционной и стержневой цепей или каната для пути из двутавра:

$$R_{cmin} \geq \frac{t_{kmax}}{2 \sin \frac{\varphi_0}{2}}$$

где φ_0 - наибольший угол взаимного поворота секций цепи из условия обеспечения зазора не менее 25...50 мм от деталей цепи до нижней кромки балки пути; обычно $\varphi_0 = 20...30^\circ$.

Рекомендуется принимать $R_c = 1,25...2,5$ м при шаге кареток 0,6...1,0 м. Для двухшарнирных цепей $R \geq 0,63...1,25$ м.

Геометрические размеры балок пути на вертикальном повороте (рис. 6.10, б) подсчитывают по следующим формулам при заданных значениях R_1 , R_2 , β и h :

$$a_1 = R_1 \sin \beta;$$

$$a_2 = [h - (1 - \cos \beta)(R_1 + R_2)] \operatorname{ctg} \beta;$$

$$a_3 = R_2 \sin \beta;$$

$$L = a_1 + a_2 + a_3;$$

$$l_1 = 0,0175R_1\beta; \quad l_2 = \frac{a_2}{\cos \beta}; \quad l_3 = 0,0175R_2\beta$$

Обозначения величин даны на рис. 6.10, б. Обычно принимают для унификации и упрощения изготовления путей $R_1 = R_2 = R$.

Во избежании перегиба звеньев цепи в двух направлениях длина прямого участка l_2 между криволинейными участками должна быть не менее шага кареток, т.е. должны быть выдержаны условия:

$$l_2 \geq t_{kmax}; \quad L \geq (R_1 + R_2) \sin \beta + t_k \cos \beta.$$

При расчете все размеры берутся по линии центра тяжести путевой балки.

Минимальная длина горизонтальной проекции L_{min} длины перегиба в зависимости от требуемой высоты h при радиусах $R_1 = R_2 = R$ и $l_2 \geq t_k$ определяется по формуле:

$$L_{min} = 2R \sin \beta + [h - 2R(1 - \cos \beta)] \operatorname{ctg} \beta.$$

При сочетании горизонтального поворота с вертикальным (рис. 6.10, в) необходимо между начальными и конечными точками того и другого оставлять прямые участки длиной:

$$A_1 = A_2 \geq 1,5 t_{kmax}$$

При заданном номере профиля пути конвейера типовой конструкции проектанту необходимо определить максимальные допускаемые расстояния между креплениями различных участков пути конвейера.

На вогнутых кривых вертикальных поворотах путей ставятся направляющие контршины (рис. 6.10, а) для устранения повышенного подъема кареток.

Минимальный радиус R_{min} поворота разборной цепи в вертикальной плоскости

$$R_{min} \geq \frac{t_{kmax}}{2 \sin \frac{3}{2} \varphi}$$

Пролет балки пути определяют из расчета на прочность от поперечного и местного изгиба (допускаемое напряжение для стали Ст. 3 $\sigma_n = 120$ МПа, для стали 14Г2 $\sigma_n = 140$ МПа), деформации (прогиб не более $\frac{1}{500}$ длины пролета) и устойчивости (коэффициент запаса $n_y \geq 2$). Расчетные нагрузки – силы тяжести груза, подвесок, ходовой части и балки пути в самом опасном расположении – в пролете.

Приводы подвесных конвейеров. По характеру изменения скорости движения тягового органа различают приводы с постоянной скоростью, плавно изменяемой и ступенчато изменяемой скоростями. Плавное изменение скорости достигается при помощи применения вариатора скорости, гидромотора или электродвигателя постоянного тока. Ступенчатое изменение скорости возможно при помощи набора сменных передач редуктора или многоскоростного электродвигателя.

По способу передачи тягового усилия различают приводы с передачей усилия зацеплением при помощи зуба звездочки или толкателя приводной цепи и фрикционные (для каната и круглозвенной цепи). Приводы, передающие тяговое усилие зацеплением, бывают угловые со звездочкой (рис. 6.11, а-г) и прямолинейные (рис. 6.11, д) – со специальной приводной цепью с толкателями («гусеничные»). Первые устанавливаются на повороте трассы на некоторый угол, а вторые – на прямолинейных участках трассы конвейера.

По количеству приводных элементов приводы бывают одинарные – с одной приводной звездочкой или приводной цепью (6.11, а-д) и объединенные с одной трансмиссией на две – три приводные звездочки (рис. 6.11, е, ж) или приводные цепи. По количеству приводных двигателей приводы разделяют на однодвигательные и многодвигательные (рис. 6.11, ж).

Угловой редукторный привод с постоянной скоростью (рис. 6.12) состоит из приводной звездочки 2, укрепленной на вертикальном валу 1 редуктора 3, входной вал которого упругой муфтой 4 или клиноременной передачей соединен с электродвигателем 5. На приводах с переменной скоростью между электродвигателем и редуктором устанавливают вариатор скорости или коробку скоростей.

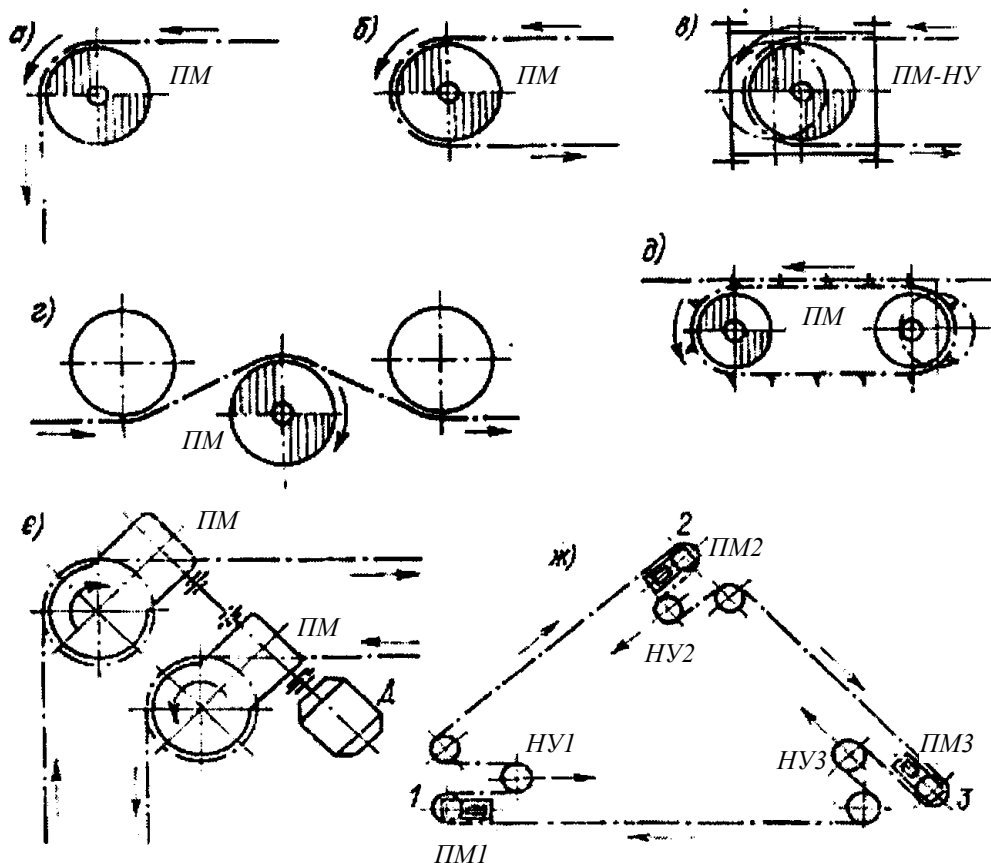


Рисунок 6.11 Приводы: а-г – угловые с различными углами поворота; д – прямолинейный; е – объединенный; ж – многодвигательный; ПМ – приводной механизм; Д – электродвигатель; НУ – натяжное устройство

Характеристика редукторных приводов дана в табл. 6.6. Приводная звездочка имеет 8.....20 зубьев (табл. 6.6); профиль зуба звездочки по ГОСТ 593-75.

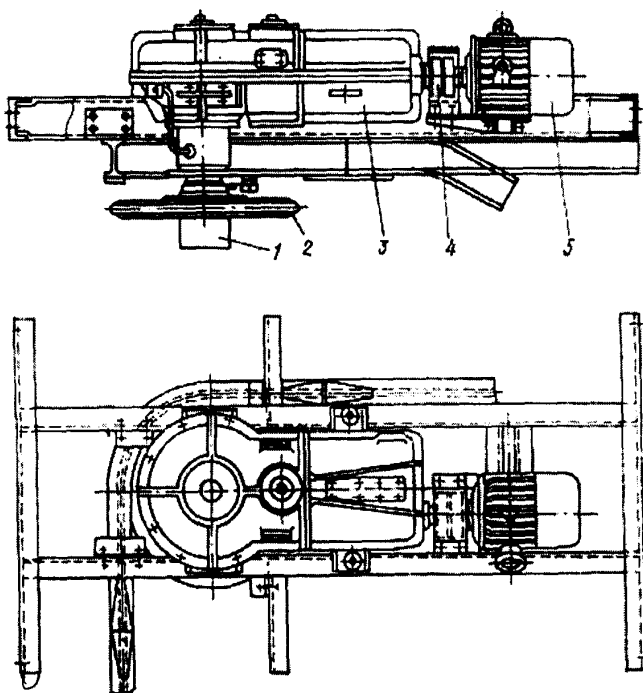


Рисунок 6.12 Угловой редукторный привод

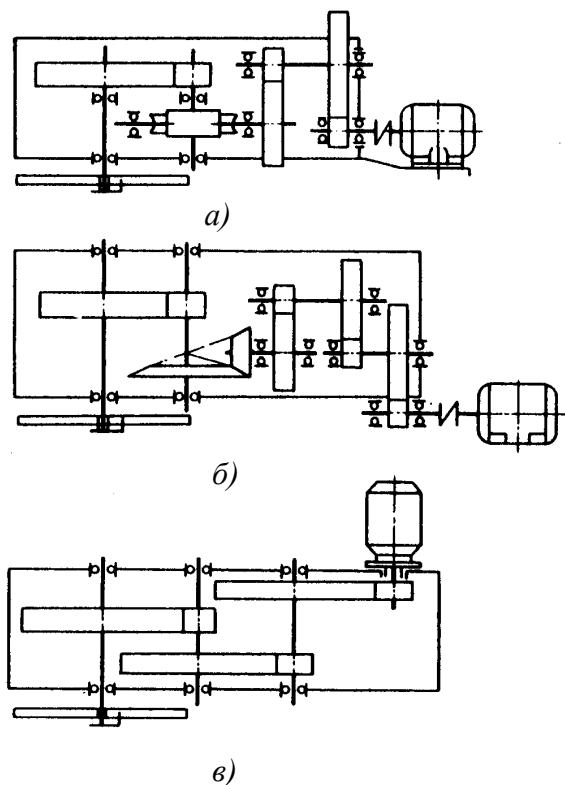


Рисунок 6.13 Кинематические схемы редукторных приводов

Кинематические схемы наиболее распространенных редукторных приводов показаны на рис. 6.13, а их характеристика в табл. 6.6 и приложении.

Наиболее известны следующие типы редукторов с червячной и цилиндрическими зубчатыми передачами (рис. 6.13, а); с цилиндрическими зубчатыми передачами и фланцевым двигателем, расположенным вертикально (рис. 6.13, в); с конической и цилиндрическими зубчатыми передачами (рис. 6.13, б; 6.12.)

Угловой привод – натяжка (рис. 6.11, в) устанавливается на подвижной раме – тележке, соединенной с натяжным устройством, и применяется на конвейерах с малым тяговым усилием (до 5 кН).

Прямолинейный привод (рис. 6.14) состоит из приводной 1 и натяжной 4 звездочек, на которые надета приводная цепь 5 с толкателями 6, упорного направляющего рельса 8 и роликовой батареи 7. Приводная звездочка вращается от редуктора 2, соединенного с электродвигателем 3. Натяжная звездочка натягивает при помощи винтового натяжного устройства приводную цепь и компенсирует изменения ее длины при износе.

Толкатели приводной цепи на участке между направляющим рельсом и роликовой батареей входят в зацепление со звеньями тяговой цепи и приводят ее в движение.

Прямолинейные приводы применяются на конвейерах с разборными, двухшарнирными и стержневыми цепями.

У современного прямолинейного привода (см. рис. 6.14) механизмы размещаются на подвижной раме 9, снабженной опорными 10 и направляющими 11 катками и пружинным упором 12. Подвижная рама может перемещаться на этих катках внутри неподвижной рамы 13. Ход рамы соответствует тяговому усилию, уравновешенному силой упругости пружин. При повышении допускаемого усилия рама, передвигаясь, действуя на концевой выключатель и конвейер останавливается.

Прямолинейный привод (рис. 6. 11, д) по сравнению с угловым имеет следующие преимущества: меньший диаметр приводной звездочки, а следовательно, - меньшие величины крутящегося момента, передаточного числа и размеров механизма при одном и том же тяговом усилии и скорости конвейера; возможность установки на любом горизонтальном прямолинейном участке трассы; повышенную долговечность и простоту ремонта. Недостатками его являются некоторая сложность и повышенная стоимость из – за наличия дополнительной звездочки и приводной цепи.

Таблица 6.6

Характеристика редукторных приводов ГПКИ Союз – проммеханизация

Параметр	Тип редуктора			
	КДВ160	КДВ200М2	КДВ250М2	КДВ350М2
Максимальный крутящий момент на валу приводной звездочки, кНм	0,8	1,6	4,0	10,0
Диапазон скоростей движения цепи конвейера, м/с	0,12..0,4	0,1..0,4	0,1...0,37	0,1...0,37
Максимальная консольная нагрузка на тихоходном валу редуктора, кН	5	9	14	32
Общая масса редуктора, кг	145	250	360	1250
Общий расчетный КПД редуктора	0,9	0,9	0,9	0,9

В современных конвейерах наиболее широкое применение имеет прямолинейный привод. От места расположения привода на общем контуре трассы конвейера зависят величины тягового усилия и натяжения цепи и общая надежность работы конвейера.

Чтобы получить оптимальные величины тягового усилия и натяжения цепи, привод должен быть расположен непосредственно после длинных тяжело нагруженных горизонтальных участков или больших подъемов груза (в наивысшей точке загруженной части конвейера) так, чтобы на участках конвейера, имеющих большое число поворотов и других пунктов местных сопротивлений тяговый орган имел малые натяжения, чтобы абсолютные вели-

чины сил сопротивления, прямо пропорциональные коэффициентам сопротивлений, были минимальными.

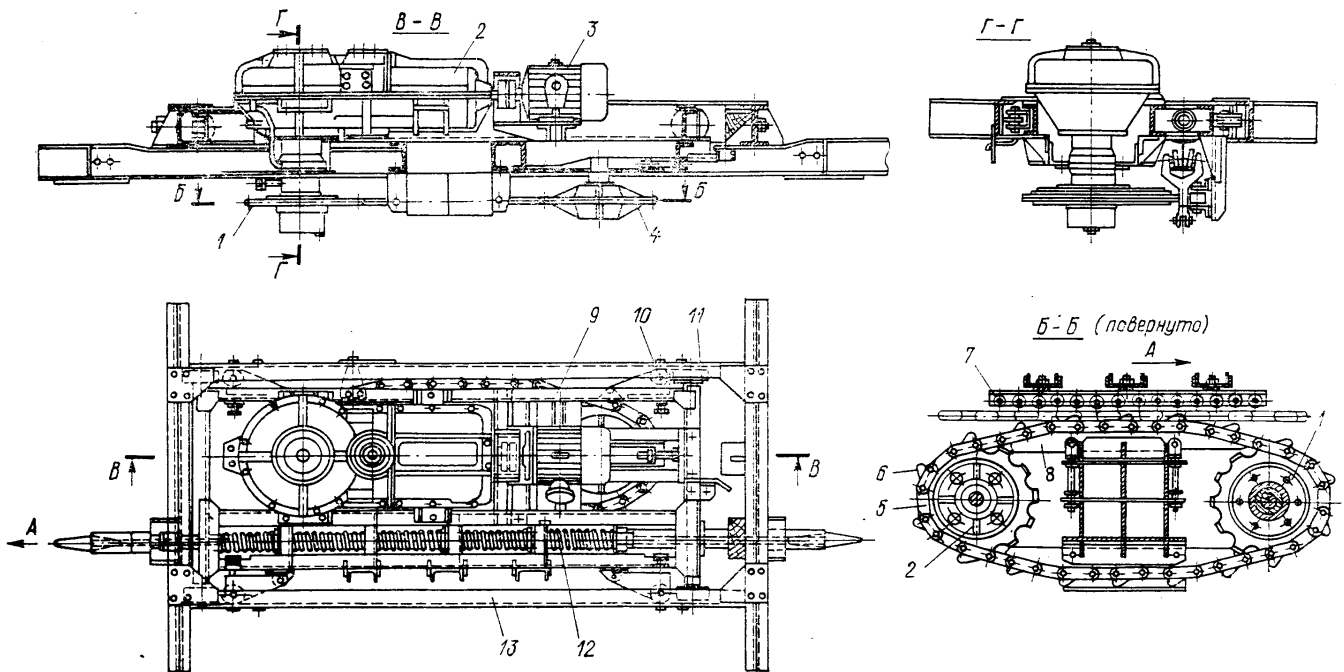


Рисунок 6.14 Прямолинейный привод

Для создания первоначального натяжения тяговой цепи (500...2000 Н), компенсации ее вытяжки вследствие износа, температурных изменений длины служат *натяжные устройства*, устанавливаемые на повороте трассы конвейера на 180°. Натяжные устройства бывают винтовые, пружинно-винтовые, пневматические, гидравлические и грузовые.

Полный ход натяжной тележки обычно равен 250...600 мм для цепей и 500...800 мм для каната.

Усилие, необходимое для передвижения натяжной тележки:

$$P_H = S_n + S_{n+1} + W_{T.H},$$

где S_n и S_{n+1} – натяжение тягового органа, сбегавшей и набегающей ветвей натяжной звездочки или блока, Н; $W_{T.H}$ – сопротивление передвижению натяжной тележки, Н.

Масса натяжного груза (кг):

$$m_H = \frac{P_H}{g\eta_{\delta}^a},$$

где η_{δ} – КПД одного отклоняющегося блока ($\eta_{\delta} \approx 0,95$); a – количество отклоняющих блоков, шт.

Натяжное устройство устанавливают в зоне малых натяжений, на повороте непосредственно после привода или после спуска, расположенного за приводом по ходу конвейера.

Транспортируемый груз подвешивают или укладывают на *подвеску* (рис. 6.15, 6.16), являющуюся грузонесущим элементом конвейера. Подвеска должна быть прочной, удобной для загрузки и разгрузки, надежной и безопасной при перемещении грузов по горизонтальным и наклонным участкам трассы. Подвески загружают и разгружают вручную (грузы массой 5...8 кг), полуавтоматически и автоматически.

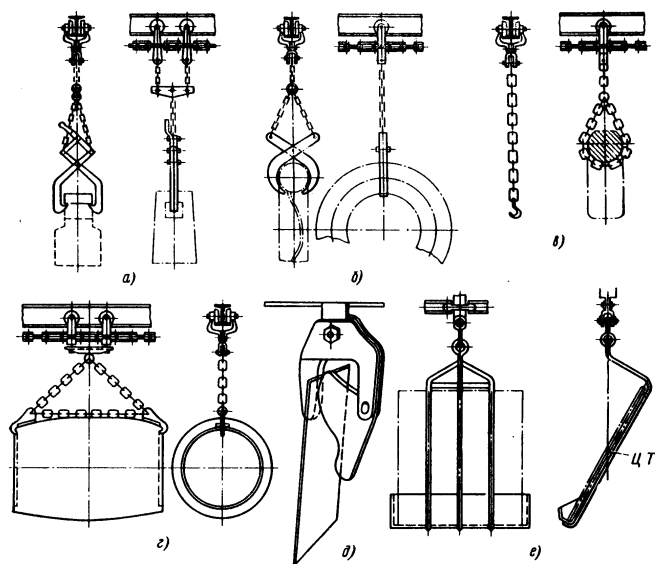


Рисунок 6.15 Подвески:
a, б – рычажные; *в, г* – стропные;
д, е – для листовых грузов

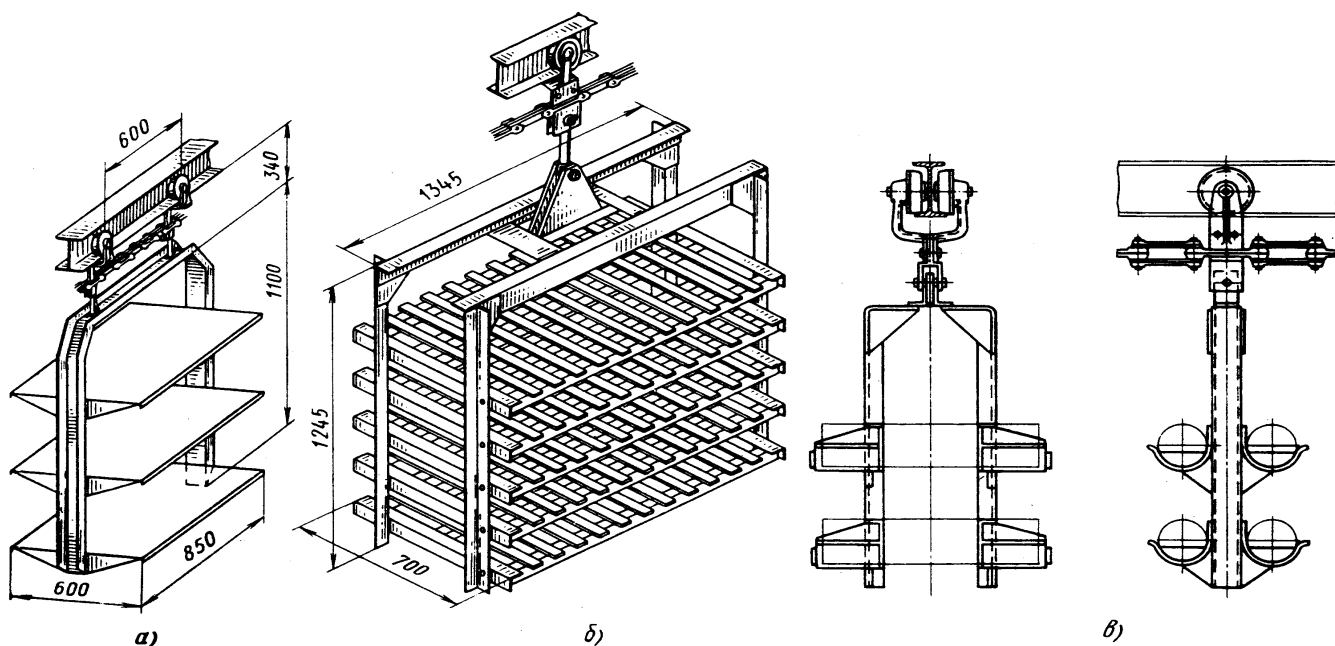


Рисунок 6.16 Многополочные подвески-этажерки:
a – для мелких деталей; *б* – для литейных стержней; *в* – для круглых изделий

При полуавтоматической загрузке (рис 6.17) и разгрузке подвесок основные трудоемкие операции выполняются самим конвейером в процессе его движения, а работник отцепляет, зацепляет или направляет груз. Для полуавтоматической загрузки и разгрузки часто используют спуски и подъемы трассы.

Автоматическая загрузка подвесок в общем виде складывается из следующих операций: грузы, в заданном порядке, подаются к месту загрузки конвейера; проходящие подвески устройством автоматического адресования включают погрузочное приспособление, которое автоматически подготавли-

вает груз к захвату его подвесной или непосредственно навешивает его на проходящую подвеску конвейера.

При автоматической разгрузке подвесок операции производятся в следующей последовательности: при загрузке подвески грузом системой автоматического адресования задается пункт-адрес его разгрузки; перед прибытием к месту загрузки подвеска на ходу конвейера элементом автоматического адресования включает необходимый исполнительный механизм, при помощи которого подвеска наклоняется, поворачивается, опрокидывается и освобождается от груза или же груз передается на какое-либо стационарное или подвижное устройство вне конвейера.

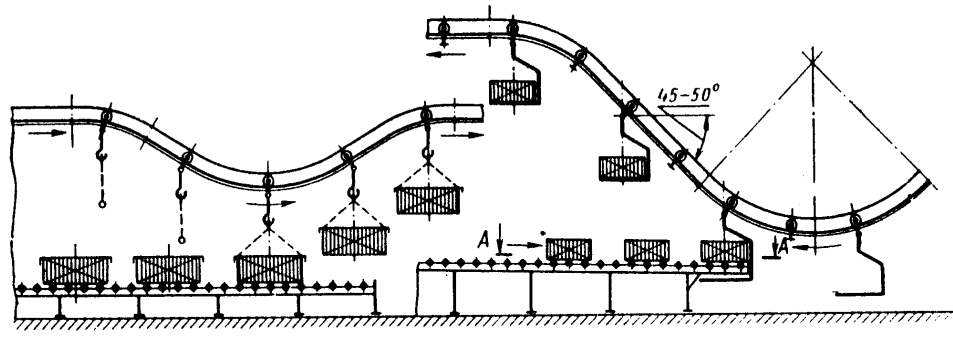
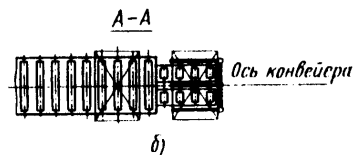


Рисунок 6.17 Загрузки подвесок с роликового конвейера на участке вертикального перегиба:

а – полуавтоматическая,
б – автоматическая



На рис. 6.18 показаны способы разгрузки подвесок грузонесущих конвейеров.

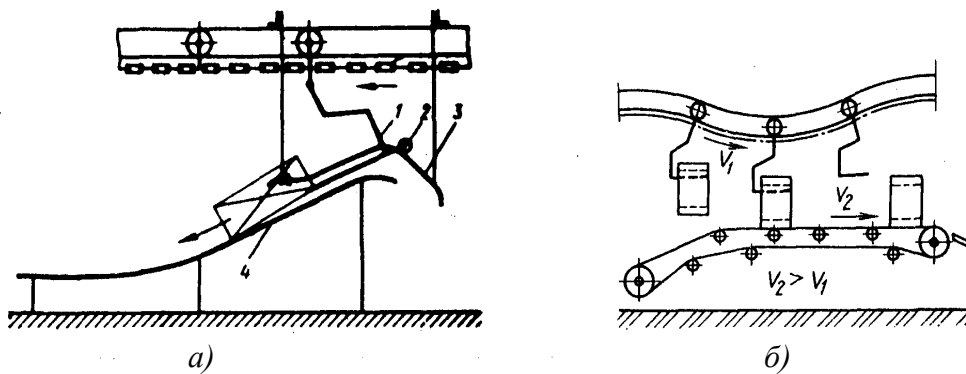


Рисунок 6.18 Разгрузка подвесок:
а – полуавтоматическая с отклонением подвески на направляющей шине; *б* – автоматическая; 1 – подвеска; 2 – ролики; 3 – направляющие шины; 4 – наклонный столб

6.3. Устройство и проектирование толкающих конвейеров

Подвесной толкающий конвейер (рис. 6.19) состоит из замкнутого тягового элемента 7 с прикрепленными к нему каретками 6, движущимися по верхнему ходовому (тяговому) пути. Тяговый элемент с каретками приводится в движение приводом 14. К тяговому элементу между каретками (иногда к кареткам) прикреплены толкатели 4, которые перемещают тележки 10 с подвесками 11 для транспортируемого груза по грузовому пути 13, расположенному параллельно тяговому пути 12 в вертикальной или горизонтальной плоскости. Тяговый и грузовой пути соединяют друг с другом хомутами 15 и подвешивают к перекрытию зданий или к отдельным металлоконструкциям. Так как ходовые пути конвейера подвешиваются к конструкциям, а тележки с грузом перемещаются при помощи толкателей, то такой конвейер называется подвесным толкающим.

У подвесного толкающего конвейера, в отличие от грузонесущего, тяговый элемент не прикреплен к тележке с подвеской для груза и движется по отдельному тяговому пути. В этом случае появляется возможность свободно включать и отключать тележки от тягового элемента, переводить их на ответвление путей при помощи автоматически управляемых передаточных устройств и останавливать на ходу конвейера в тех или иных местах трассы при помощи специальных остановок или автостопов.

Тяговый элемент (цепь) имеет такую же конструкцию, как и у подвесных грузонесущих конвейеров и может изгибаться в горизонтальной и вертикальной плоскостях, что позволяет толкающему конвейеру иметь не только горизонтальную, но и пространственную трассу. Повороты тяговой цепи в горизонтальной плоскости осуществляются поворотными устройствами или направляющими путями (рис. 6.8 и 6.9), а в вертикальной плоскости – при помощи вертикальных перегибов тягового и грузового пути 16 (рис. 6.19). Грузовые пути конвейера могут иметь ответвления 17 от основного приводного контура трассы в любую сторону в горизонтальной плоскости для вывода тележек на приводной контур другого конвейера.

Передача тележек с одного уровня высоты на другой возможна по вертикальному перегибу с наклонными участками тяговых и приводных путей или при помощи опускной секции грузового пути. Опускная секция представляет собой отрезок грузового пути конвейера, перемещаемый вертикально вверх и вниз подъемным механизмом (подъемником).

По расположению тягового и грузового путей и тяговой цепи различают толкающие конвейеры вертикального (рис. 6.19, б; 6.20, а) и горизонтального (рис. 6.20, б) строения. По характеру расположения толкателей известны конвейеры с соосными (рис. 6.19), чаще вертикального строения и реже с боковыми (рис. 6.20) толкателями.

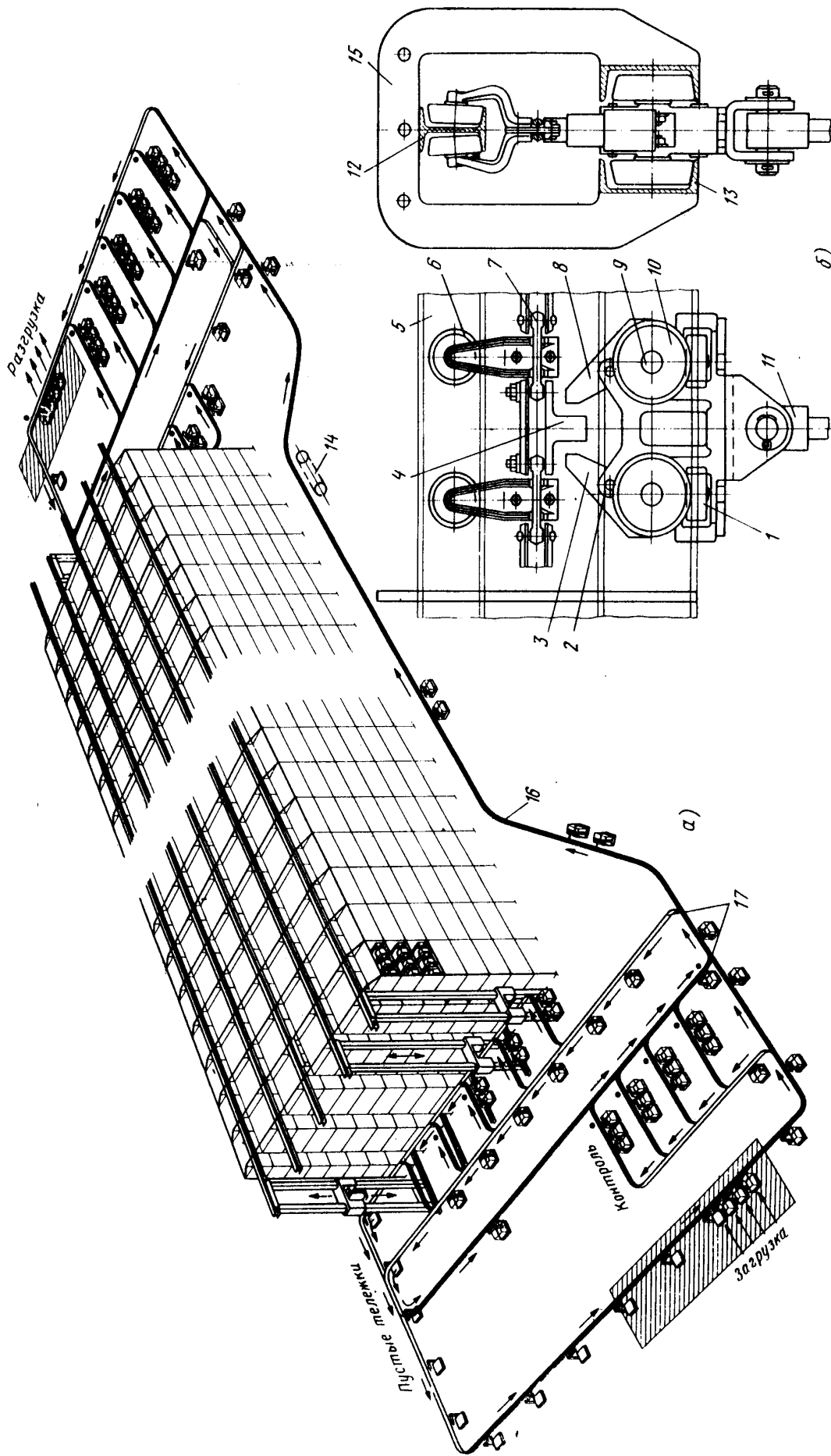


Рисунок 6.19 Подвесной толкающий конвейер:
а — общий вид; *б* — ходовая часть с кареткой, толкателем и тележкой

Грузовые тележки могут передвигаться внутри (рис. 6.19 и 6.20) и снаружи (рис. 6.21) грузовых путей. Конвейеры с наружным расположением тележек имеют увеличенную высоту поперечного сечения и наиболее целесообразны для тележек большой грузоподъемности (≥ 1250 кг).

Толкающие конвейеры с передвижением тележек внутри профиля грузового бывают двухпутные (рис. 6.19-6.21) и однопутные (рис. 6.22)

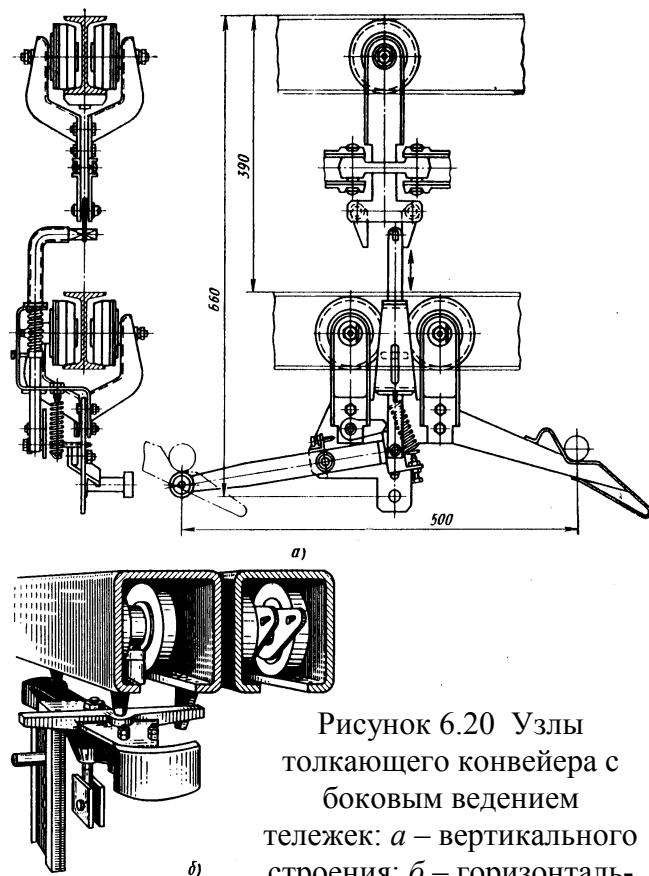


Рисунок 6.20 Узлы толкающего конвейера с боковым ведением тележек: а – вертикального строения; б – горизонтального строения

У однопутного конвейера тяговые и грузовые пути размещаются на одних и тех же путевых балках. По наружным поверхностям верхних полок швеллеров движется цепь с каретками, а по внутренним поверхностям нижних полок перемещается грузовая тележка. В этом случае уменьшается масса ходовой части и путей конвейера, сокращается его высота и снижается стоимость.

Грузоподъемность однопутных конвейеров обычно не превышает 500 кг. Основной недостаток однопутных конвейеров – малая унификация с грузонесущими конвейерами вследствие низкого расположения тяговой цепи. Этот недостаток можно устранить, расположив цепь над катками кареток

(рис. 6.22). Такое расположение цепи позволяет применять поворотные устройства и гусеничные приводы такой же конструкции, как и у грузонесущих конвейеров, т.е. значительно повысить возможности унификации оборудования.

Характерная особенность современных толкающих конвейеров – транспортирование грузов на траверзах (сцепках) с двумя и более тележками, оснащенных механизмом самоотцеплений от толкателя (самоотцепом – автоматом).

Применение автостопов значительно расширяет возможности остановки и складирования грузов на протяжении всей трассы конвейера, но заметно усложняет конструкцию ходовой части и поворотных устройств (рис. 6.8, жс) и организацию и управление транспортным потоком грузов. Толкающий конвейер может объединить в одну автоматизированную систему отдельные различные по ритму транспортные и технологические линии, причем основ-

ная (циркуляционная, распределительная) грузовая трасса конвейера, по которой движется полный комплект подвесок с грузами, получается единой, несмотря на многочисленные разветвления, объединяемые несколькими тяговыми трассами. Это исключает необходимость перегрузок грузов при передаче их с одной линии на другую и позволяет обеспечить бесперегрузочное транспортирование изделий по всему технологическому процессу от первой до последней рабочей операции.

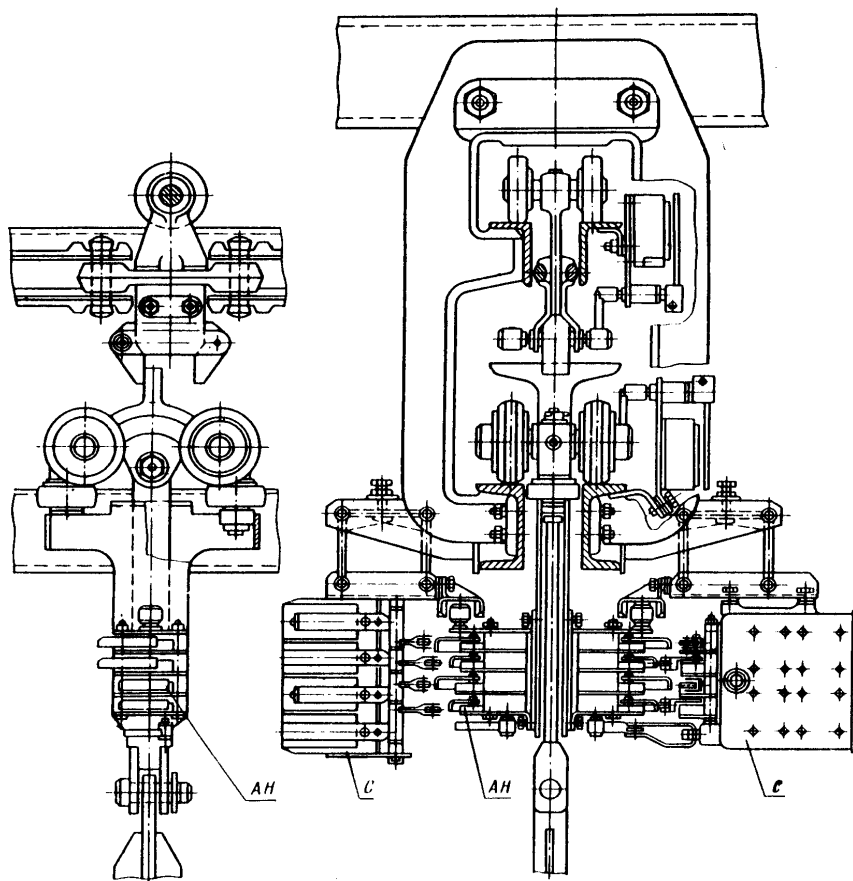


Рисунок 6.21 Толкающий конвейер конструкции Союзпроммеханизации с верхним расположением кареток и тележек: АН – адресоноситель; С - считыватель

Примерная схема принципиальной компоновки отдельных элементов оборудования системы подвесных толкающих конвейеров (основного – распределительного $K1$ и вспомогательного $K2$, $K3$ и $K4$) показана на рис. 6.23.

Автоматическая передача тележек с грузами с путей основного конвейера $K1$, на пути вспомогательных конвейеров $K2$, $K3$, $K4$ и обратно выполняется при помощи передаточных установок (передач) со стрелочными переводами при угловых передачах и без них при прямых передачах.

Вывод тележек с одного конвейера на другой при помощи той или иной передачи дает возможность выполнять в общей транспортной системе различные по ритму технологические операции: разделять и комплектовать различные грузы в заданном технологическом порядке необходимых оборотных операций; организовывать одноярусные и многоярусные подвижные промежуточные склады на подвесках, автоматически снабжающие в заданном порядке сборочные линии грузами необходимой номенклатуры; изменять шаги и скорости движений подвесок при сохранении единого ритма выпуска продукции.

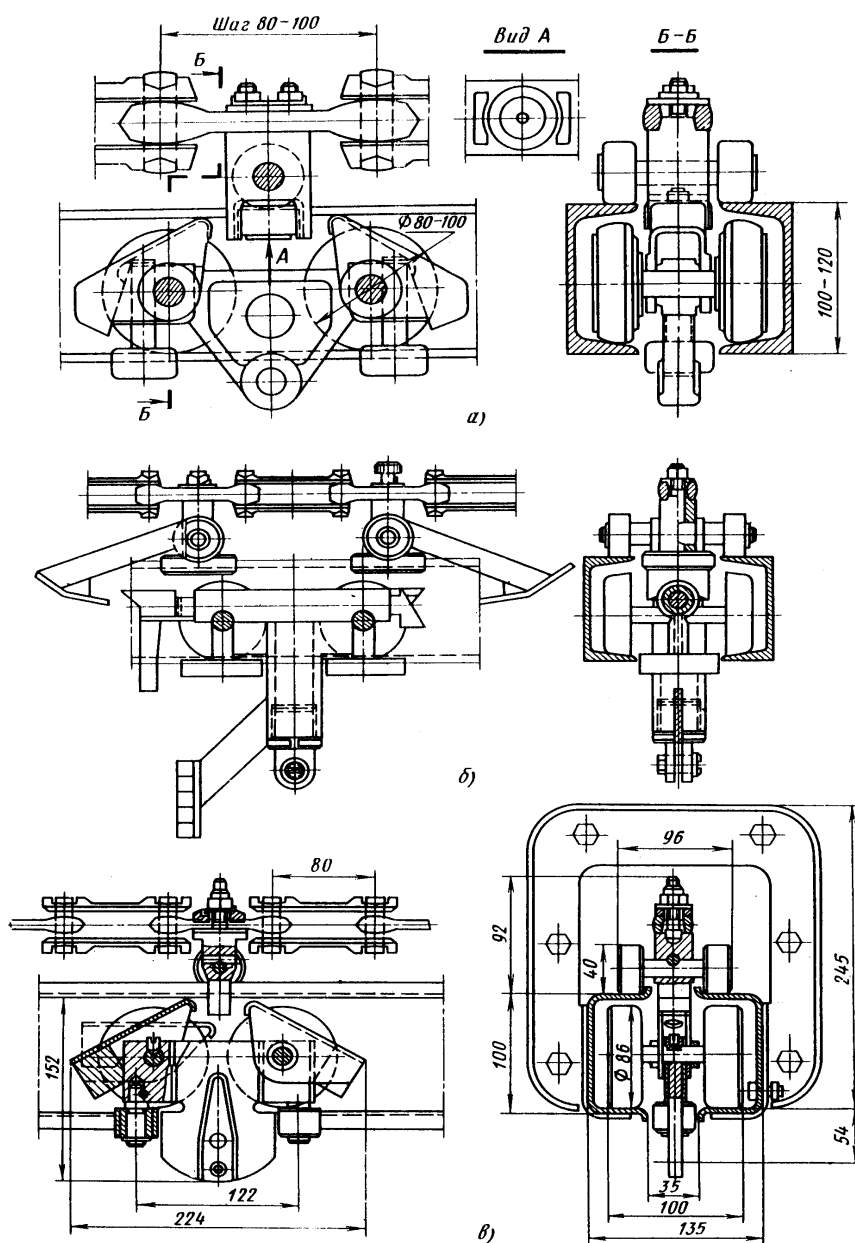


Рисунок 6.22 Ходовая часть однопутных толкающих конвейеров:
 а, б – с путями из швеллеров; в – с путями из гнутых профилей

Распределение грузов по отдельным ответвлениям и управление передачами производят при помощи устройств автоматического адресования: на тележках устанавливают адресоноситель, настроенный на заданный адрес, а перед передачами на трассе конвейера устанавливают считыватели *C1, C2, C3.....Ci* с соответствующей настройкой.

Наряду с большими достоинствами толкающие конвейеры по сравнению с грузонесущими имеют следующие основные недостатки: сложность конструкции и управления, повышенную стоимость, массу путей и ходовой части на единицу длины транспортирования (в 1,5.....2,5 раза для одного и того же типоразмера), увеличенные габаритные размеры сечений конвейера по высоте, повышенный расход энергии. Поэтому применение толкающих конвейеров целесообразно только тогда, когда поставленные в задании задачи не может решить более простой по конструкции грузонесущий конвейер с автоматическим адресователем.

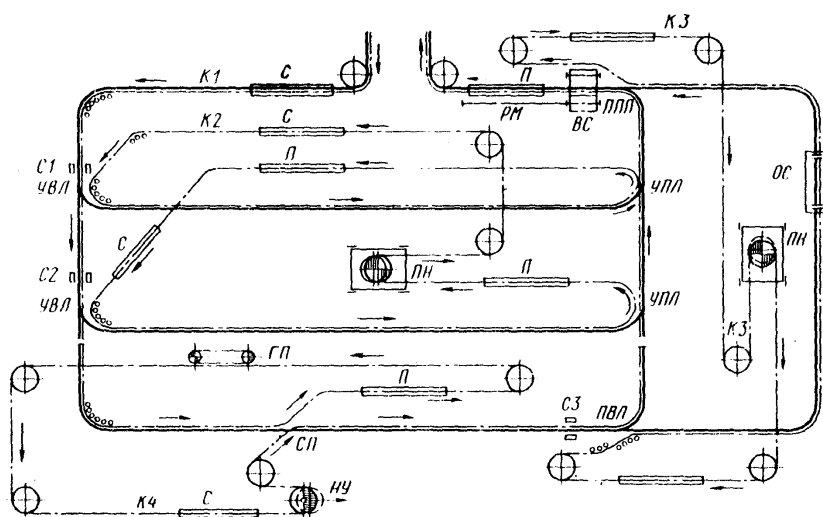


Рисунок 6.23 Примерная компоновка трассы системы подвесных толкающих конвейеров: *K1, K2, K3, K4* – конвейеры системы; *C1, C2* – считыватели адреса; *ПН* – привод-натяжка; *ГП* – гусеничный привод; *ВС* – выдвижная секция; *ОС* – опускная секция; *РМ* – ремонтный путь; *НУ* – натяжное устройство; *П* – подъем; *С* – спуск. Передачи: *УВЛ* – угловая, встречная, левая; *ППП* – прямая, попутная, правая; *СП* – сквозная правая; *ПВП* – прямая, встречная, правая.

Применение толкающих конвейеров экономически наиболее целесообразно на транспортно – технологических линиях для одновременного транспортирования, выполнения технологических операций и складирования различных грузов – изделий в автомобильно–тракторной, авиационной, электротехнической, радиоэлектронной, химической и многих других отраслях промышленности. Основное оборудование толкающих конвейеров унифицировано с грузонесущими конвейерами. Главный параметр конвейера – грузоподъемность тележки. Масса груза, транспортируемая на единичной тележке,

доходит до 125 кг, а при траверсном подвешивании груза на цепи с четырьмя и более тележками – до 5...7 т. Общая протяженность толкающих конвейеров на современных автомобильных заводах составляет 100 км, соотношение длин грузонесущих и толкающих конвейеров 1:1 и 2:1.

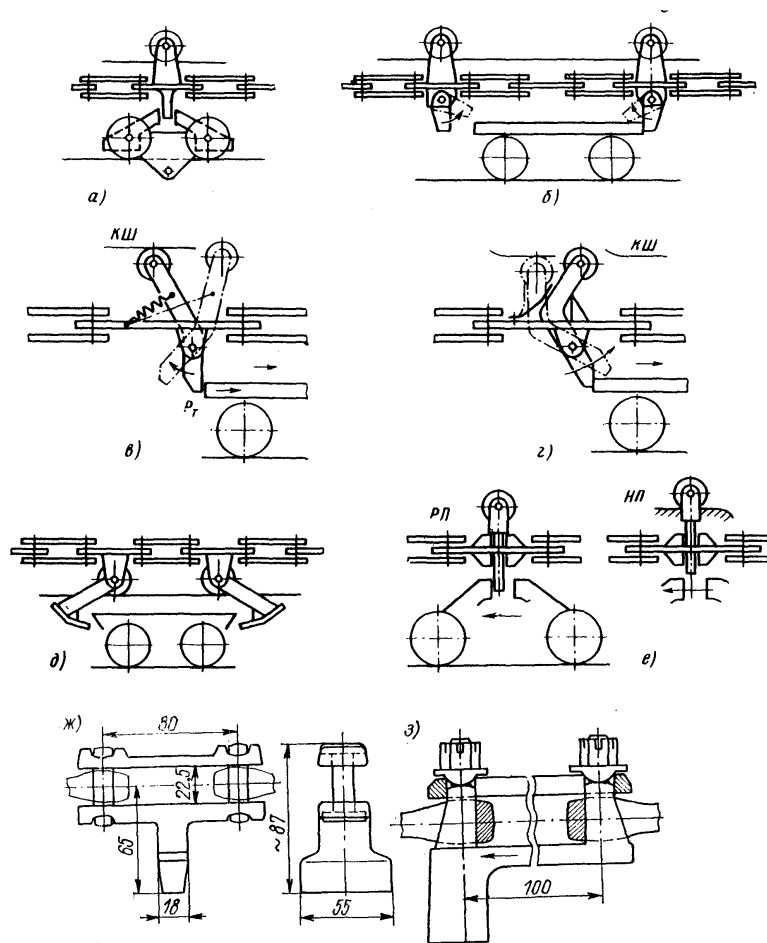


Рисунок 6.24 Толкатели:

а,б – неуправляемые с жестким упором; в – неуправляемый с упругим упором;
 г,д – управляемые поворотные; е – управляемые выдвижные;
 ж – жесткий симметричный; з – жесткий несимметричный; РП – рабочее положение;
 НП – нерабочее положение; КШ – контршина

Элементы оборудования толкающего конвейера. Тяговым элементом подвесных толкающих конвейеров, как правило, служат цепи: разборная с шагом звена 80, 100 и 160 мм или двухшарнирная с шагом 160...200 мм таких же конструкций, как и для грузонесущих конвейеров. Известны случаи применения круглозвенных цепей и очень редко каната.

Каретки современных толкающих конвейеров имеют такую же конструкцию, как и для грузонесущих конвейеров (рис. 6.3). Некоторое конструктивное различие имеют каретки однопутных конвейеров (рис. 6.22).

Для проталкивания (ведения) грузовой тележки служит толкатель, который укрепляется на звене тяговой цепи (чаще всего между двумя каретками) или непосредственно на основании кронштейна каретки и, соприкасаясь

с упором тележки, передвигает ее по грузовым путям. Толкатель может иметь жесткое (рис. 6.24, а) или шарнирное крепление к звену цепи или каретке (рис. 6.24, б).

Жесткий толкатель требует наличия на тележке двух шарнирных упоров: переднего, ведущего, отклоняемого только против движения цепи, и заднего – удерживающего, отклоняемого только в сторону движения цепи. Толкатель, подходя к тележке, свободно отклоняет задний упор, располагается между упорами (зазор 15...20 мм) и, упираясь в ведущий упор, двигает тележку. Шарнирный толкатель (их обычно два – ведущий и предохранительный, рис. 6,24, б) взаимодействует с жестким упором тележки и применяется сравнительно редко, главным образом, в качестве управляемого толкателя. Ширина рабочей части толкателя и ведущего упора тележки выбирается таким образом, чтобы обеспечить возможно большее выталкивание тележки на ответвлениях грузового пути от зоны действия толкателя конвейера основной трассы в зону действия толкателя конвейера отводного пути и наоборот. Такая передача тележки с толкателя на толкатель наиболее рациональна для тележек с грузом массой не более 300...500 кг, когда эксцентричное приложение усилия толкания тележки создает сравнительно небольшой момент перекоса тележки. С увеличением момента возникает опасность заклинивания тележки на ответвлении.

Для выполнения производственных операций, складывания или накопления требуется остановить одну или несколько тележек на ходу конвейера, т.е. отсоединить тележку от движущейся цепи. На практике наибольшее применение получили два способа – останов тележки при помощи управляемого толкателя или выдвигного ведущего упора тележки с механизмом автостопа (рис. 6.25).

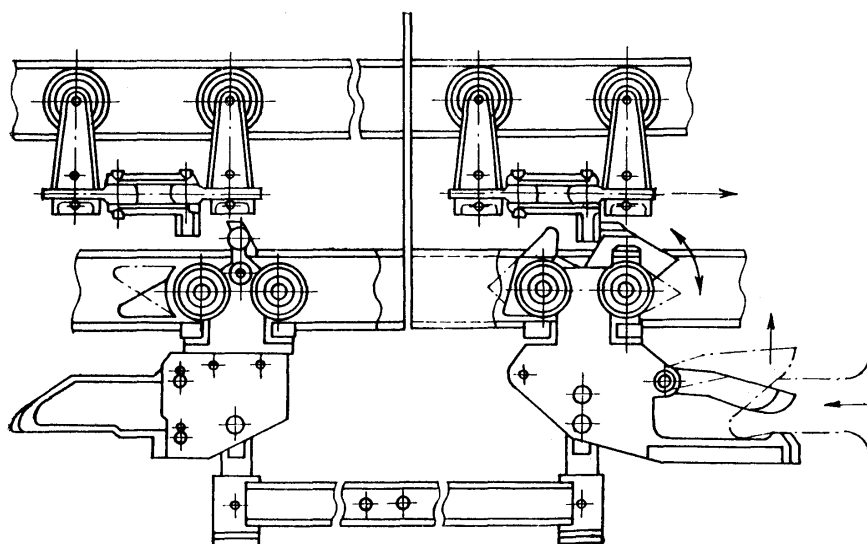


Рисунок 6.25 Двухтележечный цепь с механизмом автостопа

Толкатель рассчитывается на изгиб по максимальному усилию толкания (Н), определенному по формуле:

$$P_{T.K max} = k_3 P_T (\sin \beta_{max} + C \cos \beta_{max}),$$

где k_3 – коэффициент запаса, учитывающий дополнительные сопротивления при трогании тележки с места и от ее возможного перекоса ($k_3 = 1,25 \dots 1,6$); $P_T = G_T + G_n + G_2$ – наибольшая общая нагрузка на тележку от тележки G_T , подвески G_n и транспортируемого груза G_2 , Н; β_{max} – наибольший угол наклона грузового пути на трассе конвейера; C – наибольший коэффициент сопротивления движению тележки.

Звено цепи с толкателем рассчитывают на растяжение от суммарного воздействия натяжений цепи и усилия толкания и на изгиб от момента, вызванного приложением усилия толкания.

Тележка служит для перемещения прикрепленной к ней подвески с грузом по грузовым путям. Наибольшее распространение получили тележки с четырьмя безребордными катками, с жестким креплением осей и центральным введением (рис. 6.25).

Катки тележки изготавливаются из стали с термообработкой (твердость обода 40...45 HRC) и монтируются на шарикоподшипниках. В современных конструкциях тележек применяют катки – подшипники тех же конструкций и типоразмеров, что и для кареток грузонесущих конвейеров (рис. 6.3).

Диаметры катков тележек в диапазоне грузоподъемностей от 50 до 125 кг выбираются в пределах от 50 до 125 мм, база тележки – 100...180 мм.

На прямолинейном горизонтальном участке трассы на катки тележки действует нагрузка

$$P_T \approx G_T + G_n + G_2 = g(m_T + m_n + m_2),$$

где G_T , G_n и G_2 – соответственно силы тяжести, подвески и груза, Н; m_T , m_n и m_2 – массы тележки, подвески, груза соответственно, кг.

Так как точки приложения усилия толкания тележки толкателем и точки подвеса груза расположены на некотором расстоянии друг от друга, то при движении тележки возникает момент, стремящийся повернуть тележку относительно оси передних катков. Усилие толкания тележки на горизонтальных участках сравнительно невелико (менее 5% от P_T), поэтому этим моментом можно пренебречь и считать, что катки тележки нагружены равномерно. Тогда масса полезного груза (кг) для конвейера с одноплоскостной трассой составит

$$m_2 = \frac{P_{Д.Т}}{g},$$

где $P_{Д.Т}$ – допустимая нагрузка на тележку в зависимости от конкретных условий работы конвейера, определяемая по формуле (6.5) на основе номи-

нальной расчетной нагрузки на тележку P_p , заданной конструктором оборудования конвейера.

На наклонном участке вертикального поворота грузового пути конвейера с пространственной трассой усилие толкания тележки значительно возрастает и соответственно увеличивается момент опрокидывания тележки. Величина момента зависит от соотношения размеров базы тележки a , и расстояния b от точки толкания до оси шарнира крепления к ней подвески с грузом (рис. 6.23). Составив уравнение моментов относительно осей A и B , после некоторых преобразований и упрощений получим формулы для определения нагрузок R_A – на заднюю и R_B – на переднюю пару катков тележки.

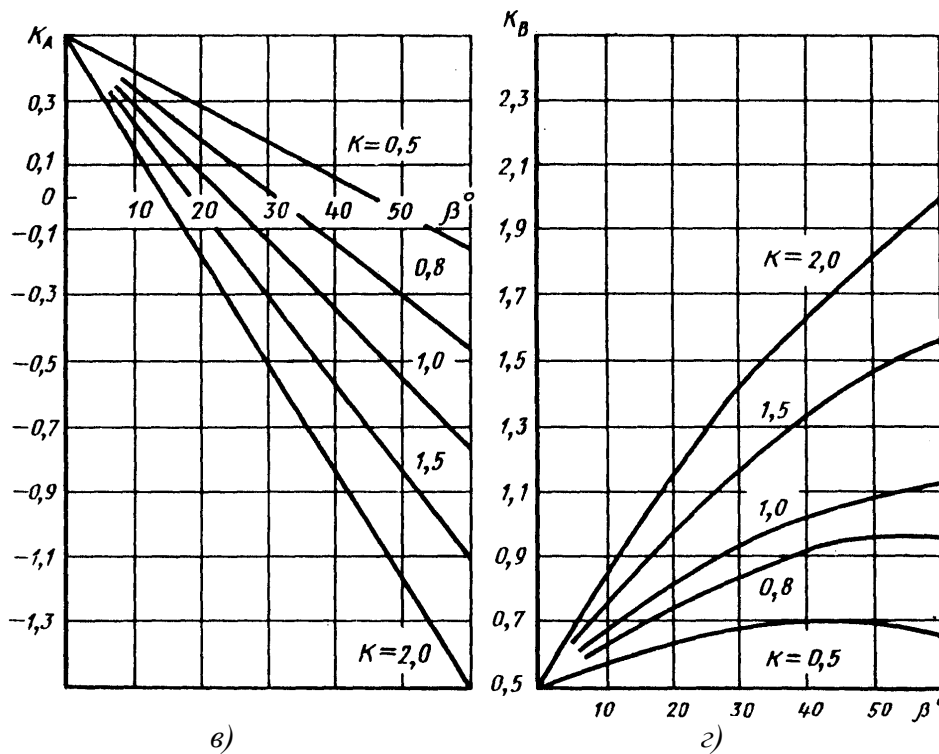
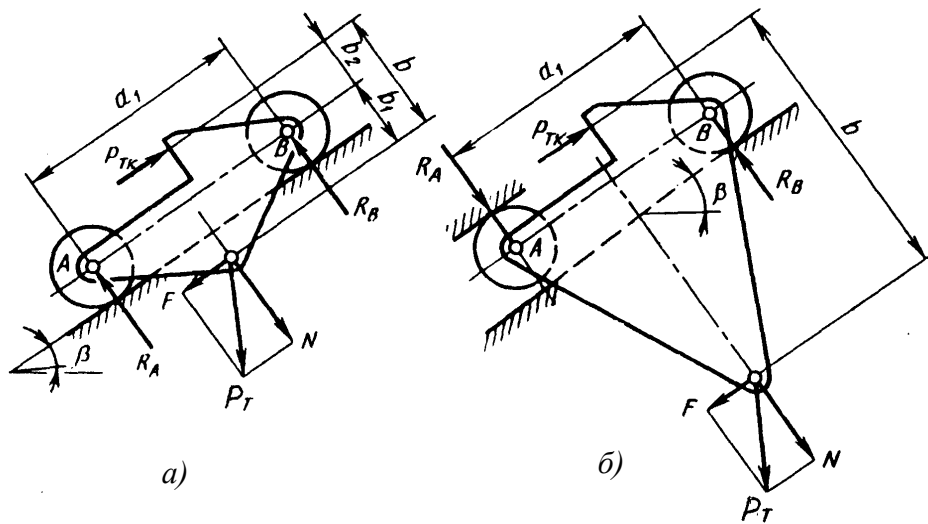


Рисунок 6.26 Схемы нагрузок на катки тележки (а и б) и изменение коэффициентов K_A и K_B в зависимости от угла наклона пути конвейера

$$R_A = P_T(0,5 \cos \beta - k \sin \beta) = K_A P_T;$$

$$R_B = P_T(0,5 \cos + k \sin \beta) = K_B P_T,$$

где k – коэффициент отношения высоты подвешивания груза v к базе тележки a_1 ($k = v/a_1$); K_A и K_B – коэффициенты определения нагрузки на катки тележки $K_A = 0,5 \cos \beta - k \sin \beta$; $K_B = 0,5 \cos \beta + k \sin \beta$.

Анализ вышеприведенных формул показывает следующее:

1. С увеличением угла наклона путей участка подъема груза давление на переднюю пару катков возрастает, а на заднюю уменьшается до нуля, затем меняет направление и возрастает (для участков спуска будет то же самое, но катки A будут передними, а катки B – задними);

2. Давление на катки резко возрастает с увеличением коэффициента k . Конструктивный коэффициент k является важным параметром величины нагрузок на катки и их распределения между катками. При проектировании тележки надо стремиться к снижению коэффициента k . В существующих отечественных и зарубежных конструкциях $k = 0,55 \dots 1,30$.

Масса полезного груза (кг) для конвейера с пространственной трассой:

$$m_n \leq \frac{1}{g} P_{Д.Т} \frac{1}{2k_s k_n},$$

где k_n – коэффициент возможной неравномерности распределения нагрузок между катками тележки ($k_n = 1,1 \dots 1,2$).

Подшипники катков тележки рассчитывают на эквивалентную нагрузку в соответствии с графиком изменения нагрузок за цикл работы конвейера (рис. 6.27).

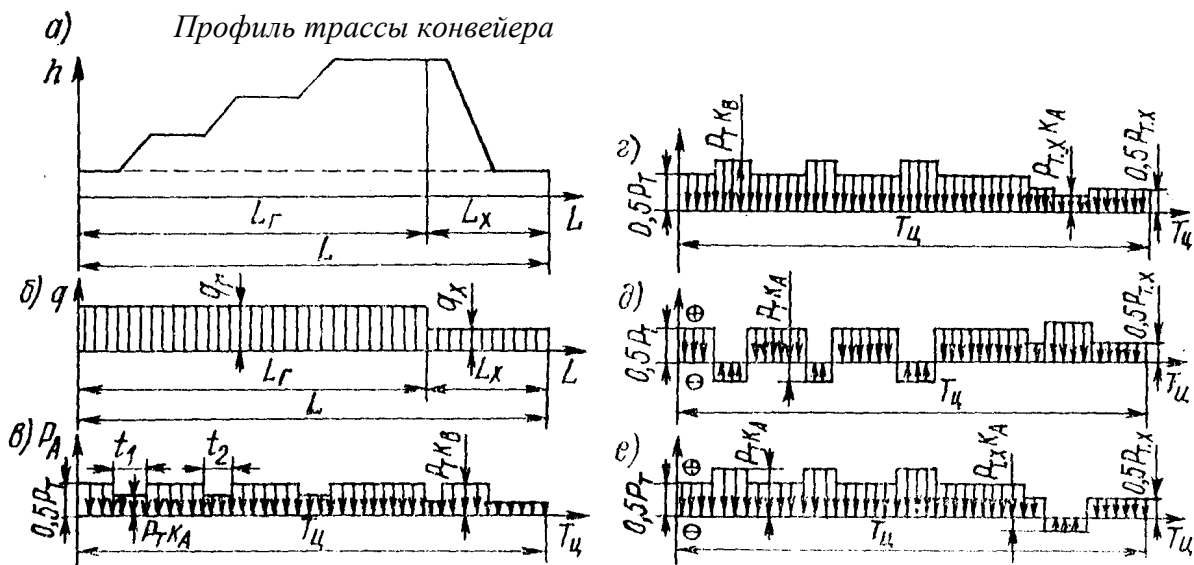


Рисунок 6.27 Схемы нагрузок за цикл работы конвейера: линейных на трассе конвейера (а, б); в, г – на передние и задние катки тележек при нагружении по рис. 6.26, а; д, е – то же, при нагружении по рис. 6.26, б

Грузы, имеющие большие габаритные размеры и массу, транспортируют на нескольких тележках, соединенных друг с другом одной или двумя траверзами (сцепами). Такие тележки называют траверзными. Сцепы бывают двухтележечными (рис. 6.25 и 6.28) и трехтележечными и состоят из головной и концевой (возможно и промежуточной) тележек и траверзы-спарника. Головная тележка имеет управляемый ведущий и предохранительный упоры и механизм автостопа для выключения ведущего упора.

Известны конструкции сцепов с управляемыми толкателями. Концевая тележка имеет выключатель и ведущий упор, если требуется перемещение сцепок на передаче с доталкиванием. Длина сцепа (400...1000 мм) ограничивается пределом его свободной проходимости на поворотах и передачах, поэтому длинный сцеп целесообразно комплектовать из нескольких коротких тяг-спарников. Применение сцепов обуславливает определенную систему складирования грузов (определяет шаг складирования) и позволяет не только последовательное, но и параллельное расположение длиномерных грузов (рис. 6.28). Параллельное ведение сцепов позволяет увеличить емкость складов и значительно сократить длину сушильных, окрасочных и других камер, через которые конвейер проводит грузы.

При применении сцепа масса полезного груза не повышается прямо пропорционально увеличению количества тележек, что является большим недостатком сцепов. Грузоподъемность сцепа ограничивается тяговой способностью толкателя и дополнительными нагрузками на катки на наклонных участках вертикальных поворотов пути.

Так как прочность толкателя и звена цепи в месте его крепления, обуславливающая его тяговую способность, - величина постоянная для каждого типоразмера цепи, то чем больше угол наклона путей конвейера, тем меньше допускаемая масса груза. Кроме того, при движении сцепов по горизонтальным и вертикальным поворотам возникают заметные динамические нагрузки.

Эффективность применения сцепов для конвейеров с пространственной трассой резко снижается с увеличением угла наклона путей и зависит от количества тележек, а главным образом от допускаемой нагрузки на толкатель.

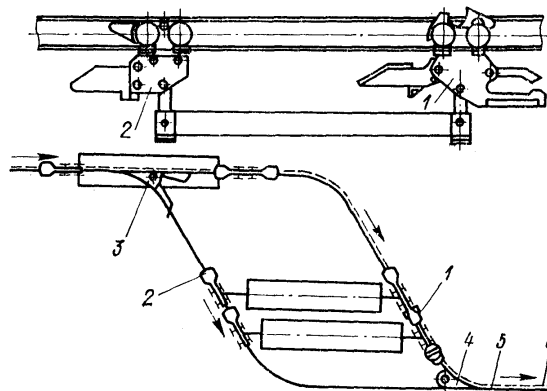


Рисунок 6.28 – Двухтележечный сцеп для параллельного ведения и складирования: 1 – тележка головная; 2 – тележка концевая; 3 – стрелка встречная; 4 – стрелка попутная; 5 – пути; 6 - цепь

Для конвейеров с тележками грузоподъемностью до 125 кг включительно ходовые *пути* целесообразно изготавливать из фасонных гнутых профилей из листовой стали толщиной 2,5...4 мм.

Для конвейеров среднего и тяжелого типа *пути* изготавливают из прокатных балок двутаврового и швеллерного профилей из стали 30Г. Пути собираются из отдельных секций длиной 3...6 м, соединенных друг с другом болтами на смежных концевых хомутах. Балки путей рассчитывают на поперечный изгиб, местный изгиб полок под катками тележек и кареток и изгибное кручение от эксцентричного расположения катков тележек относительно вертикальной оси сечений профиля, проходящей через его центр изгиба. Допускаемая деформация путей – не более 1/500 пролета.

Передаточное устройство (передача) предназначается для перемещения тележки или сцепа тележек с одного конвейера системы на другой, например, с распределительного конвейера на вспомогательный и наоборот. При непосредственной передаче тележек с толкателя одного конвейера на толкатель другого передаточный механизм отсутствует и вместо него используется тяговая цепь одного из конвейеров.

В зависимости от направления перемещения тележки с одного конвейера на другой различают передачи угловые (правую и левую) и прямые. Правую и левую угловые передачи применяют при расположении трасс передающего и принимающего конвейеров под некоторым углом (обычно 90^0 или 60^0), прямую передачу применяют при прямолинейной трассе конвейера, когда подвеска на передаче не изменяет своего направления и движется по прямолинейному пути, например, передачи – сквозная правая СП, прямая встречная правая ПВП и прямая попутная правая ППП на рис. 6.23. Передачу, распределяющую тележки на две (реже три) пути, когда тележка движется навстречу острию пера стрелки, называют встречной (например, передача угловая встречная левая УВЛ на рис. 6.23). Передачу, направляющую тележки с попутным отклонением стрелки (два, три потока объединяются в один) называют попутной (например, передача угловая попутная левая УПЛ на рис. 6.23).

Приводом встречной стрелки могут быть один или два электромагнита (например, МИ5200Е или 4200Е), пневмоцилиндр или линейный асинхронный двигатель. Последний обеспечивает повышенный радиус включений (до 10 млн.). Привод стрелки включается по импульсу считывателя от элементов информации адресносителя системы автоматического адресования тележек. Попутная стрелка не имеет привода и перо стрелки переводится направляющим роликом тележки.

Остановом называют механизм для остановки тележки в заданном месте грузового пути конвейера. Остановы бывают одиночные и групповые (многопозиционные). Групповые остановки размещаются на складских путях и состоят из головного, промежуточных и концевого остановов, работающих во взаимной согласованности, последовательно один за другим. Групповые

остановы применяют на складских путях конвейеров, у которых тележки не имеют механизма автостопа. Одиночные остановы используют на конвейерах с тележками, имеющими механизмы автостопа, обеспечивающие остановку группы тележек. Выдача тележек с участка их накопления производится после выключения останова. Приводами останова служит электромагнит или пневмоцилиндр.

Грузоподъемной (опускной) секцией называют механизм для вертикального (рис. 6.29, а) или горизонтально-вертикального (передвижная секция (рис. 6.29, б) перемещения отрезка грузового пути с тележкой или со сцепом тележек с одного уровня высоты трассы на другой или же для подачи груза непосредственно на рабочее место.

Ввод и вывод тележки на опускной участок пути производится тяговой цепью конвейера или специального механизма, установленного на этом

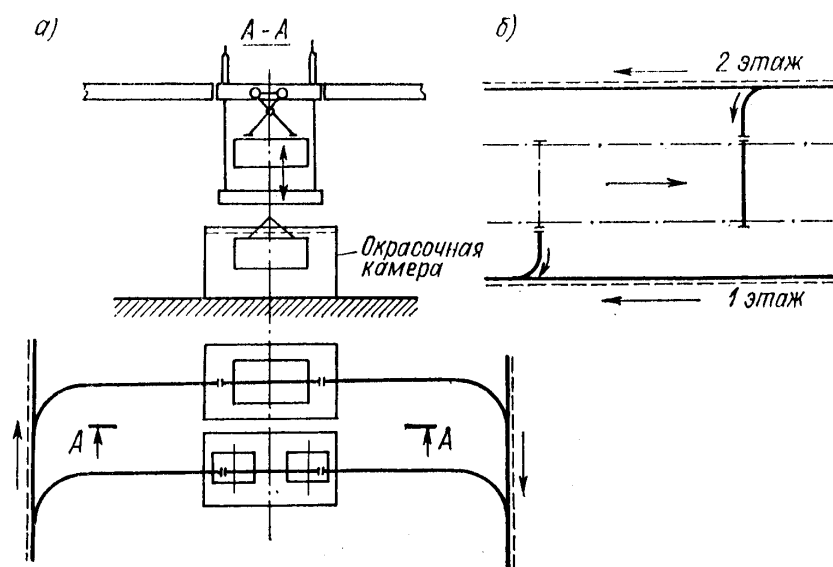


Рисунок 6.29 Схемы опускных секций различных исполнений

участке. Тележки на опускной секции фиксируются остановами и блокировочными устройствами, обеспечивающими безопасное положение и перемещение тележек.

Основными параметрами опускной секции являются грузоподъемность, определяемая массой груза (200...500 кг); высота подъема (1...5 м); длина опускного участка пути, определяемая размером груза и длиной сцепа (0,6...2,0 м); скорость подъема – транспортная (0,16...0,32 м/с) и посадочная (0,10...0,12 м/с).

Передвижная секция (рис. 6.29, б) предназначена для перемещения груза на одном и том же уровне высоты в горизонтальной плоскости к рабочему месту или на ремонтный участок. Она состоит из тележки с двумя отрезками грузового пути. Тележка перемещается по направляющим балкам при помощи цепного привода.

На толкающем конвейере применяются те же *предохранительные устройства*, что и на грузонесущих конвейерах. Кроме того, на подъемах и спусках устанавливаются ловители тележек, случайно отсоединившихся от толкателей.

Для обеспечения контроля, взаимной согласованности и очередности работы отдельных устройств (останова, привода стрелки, механизма передачи) и исключения возникновения аварийных положений на конвейере в зоне передач и ответвлений устанавливаются *датчики путевой автоматики*. Датчик в общем виде состоит из рычага-щупа и бесконтактного (реже – контактного) устройства, включенного в электросхему управления конвейером. При воздействии движущейся цепи, толкателя, тележки или подвески на щуп датчик передает этот сигнал на пульт управления и обуславливает определенную блокировку положения и движения тележки на передаче ее с одного конвейера на другой.

Бесконтактным электрическим устройством служит обычно индуктивный датчик с бесконтактным переключателем нормально закрытого или нормально открытого исполнения в комплекте с реле. Различают в основном три унифицированных типа датчиков путевой автоматики: датчик тележки, датчик толкателя и датчик свободного толкателя. Каждый из них имеет аналогичные конструкции, приспособленные для взаимодействия с соответствующим элементом конвейера.

В толкающих конвейерах помимо обеспечения автоматической загрузки и разгрузки подвесок автоматическое адресование служит для распределения тележек по ответвлениям (заданному маршруту следования), количественного и номенклатурного учета транспортируемых грузов, контроля их движения и включения некоторых технологических устройств. Выбор системы автоматического адресования и ее параметров обуславливается назначением конвейера и необходимым количеством адресов, т.е. транспортно-технологическим маршрутом, по которому должны следовать тележки с грузами – изделиями согласно заданному производственному процессу. Наиболее перспективными следует считать бесконтактные, например, магнитные системы адресования.

Подвесной несущо-толкающий конвейер (рис. 6.30) представляет собой сочетание грузонесущего и толкающего конвейера; на транспортных участках трассы он работает как грузонесущий конвейер, а на участках складирования, распределения, остановок грузов и других операций, которые невозможно выполнить на непрерывно-движущемся грузонесущем конвейере, он работает как толкающий конвейер.

У несущо-толкающего конвейера (рис. 6.30) распределение трассы на несущую (*ГН*) и толкающую (*Т*) зависит от его назначения.

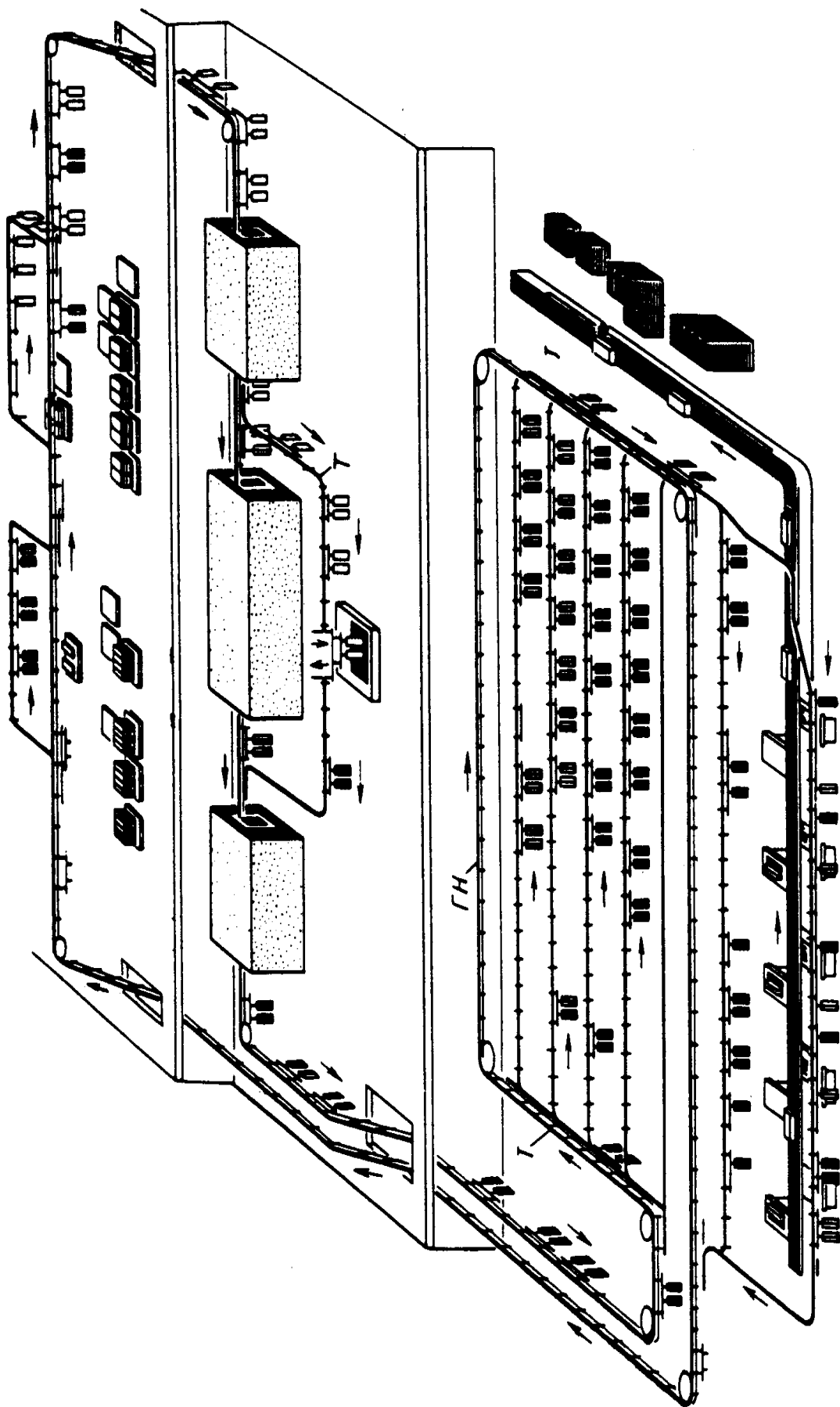


Рисунок 6.30 Схема несущо-толкающего конвейера

Участки с грузовыми путями могут размещаться в любом месте трассы конвейера, например, у межцехового конвейера трасса внутри цехов может иметь двухпутные участки толкающего типа, а между цехами (транспортная часть) – грузонесущие. Возможна также автоматическая передача тележек с одного приводного контура общей трассы перемещения на другие, с различными режимами и параметрами. У несущо-толкающего конвейера вертикальные перегибы путей всегда бывают только с тяговыми путями, без грузовых. Это также снижает стоимость конвейера и упрощает его эксплуатацию.

Подвеска (рис. 6.31) с грузом подвешивается к тележке, каретка имеет фасонный крюк-толкатель, который может передавать тележку по грузовым путям, как обычный толкатель, или транспортировать ее в подвешенном состоянии при отсутствии грузовых путей, как на грузонесущем конвейере.

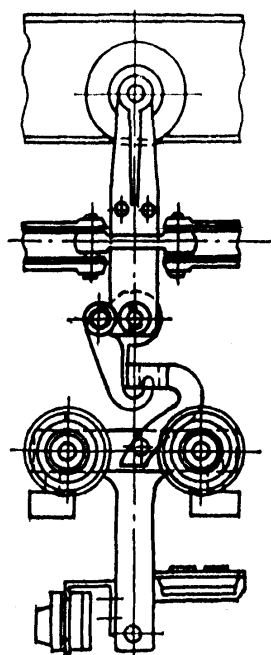


Рисунок 6.31 Подвеска несущо-толкающего конвейера

Несущо-толкающие конвейеры рекомендуется применять для транспортирования грузов массой от 50 до 500 кг при скорости движения цепи до 0,2 м/с в тех случаях, когда конвейер в значительной части предназначен для транспортных целей, например, при межцеховом транспорте, а участки с проталкиванием груза технологического назначения имеют сравнительно малую протяженность, например, менее 40% длины общей трассы конвейера, а также при реконструкции существующих грузонесущих конвейеров.

Подвесной грузоведущий тележечный конвейер (рис. 6.32) состоит из тележки 1, на которую укладываются транспортируемые грузы, штыря или штанги 2, при помощи которого тележка соединяется с тяговой цепью 3, движущуюся на каретках 4 по подвесному пути 5. Тележки на четырех (иногда на трех или шести) катках движутся по полу производственного помещения. Передние катки тележки имеют поворотную ось («рояльного» типа), а задние – жестко прикрепленные обоймы. Это обеспечивает хорошую проходимость тележек на поворотах трассы.

Соединение тележки с тяговой цепью может быть постоянное, сомкнутое (рис. 6.32, а) и разомкнутое (рис. 6.32, б). При сомкнутом соединении штанга тележки постоянно сцеплена тягой или крюком 2 с кареткой тяговой цепи. Вывод тележки из постоянного контура трассы возможен только при помощи расцеплений крюка 2 с тяговой цепью и дальнейшее движение тележки возможно только от какого-либо другого механического агрегата или вручную.

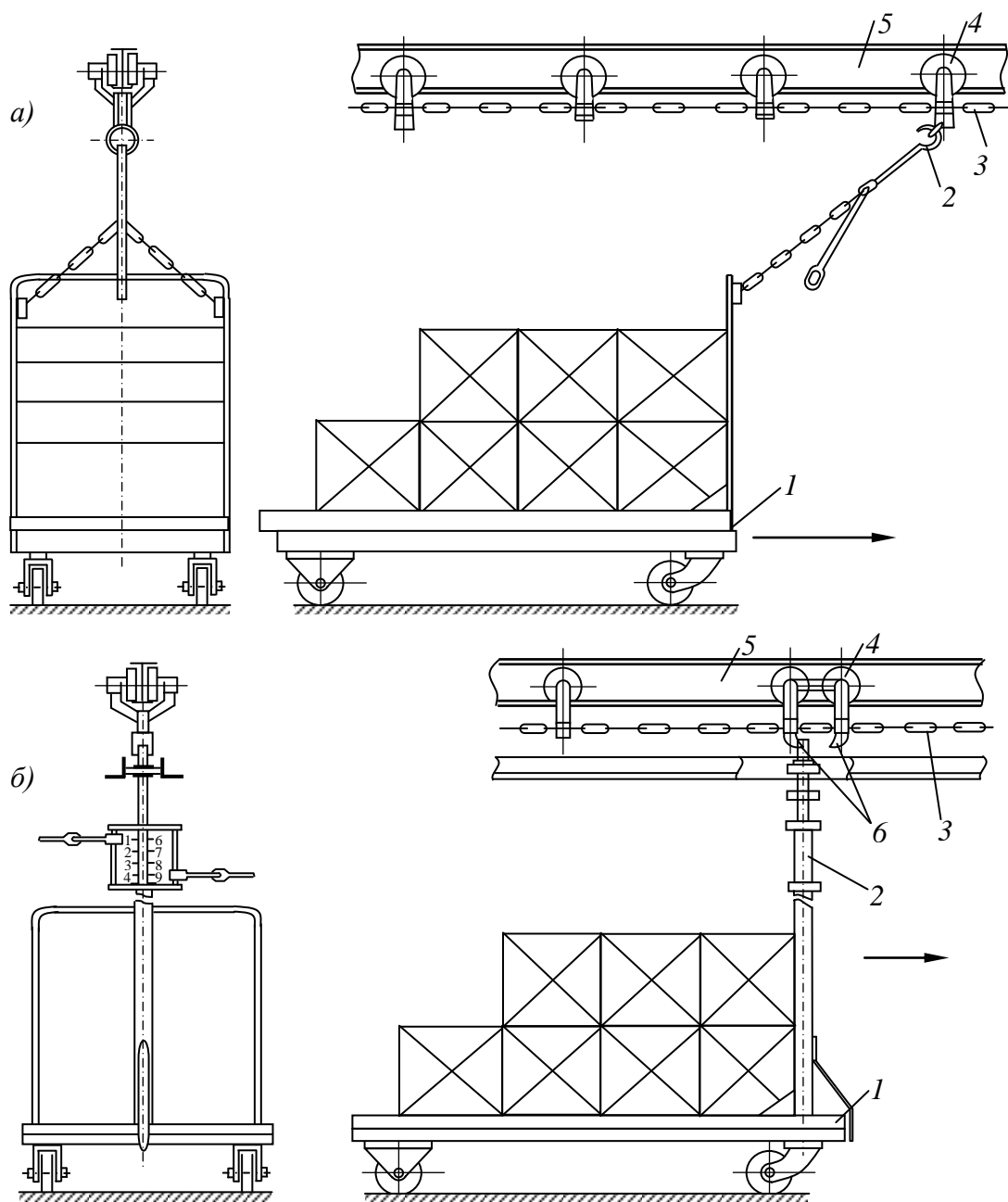


Рисунок 6.32 Подвесной грузоведущий конвейер

При разомкнутом соединении тележка не имеет постоянного соединения с тяговой цепью и приводится в движение при помощи штыря толкателя б, так же, как у подвесного толкающего конвейера, тележка движется по полу, а у толкающего – по подвесным путям.

При разомкнутом соединении с цепью тележка по переводным стрелкам может отводиться с трассы основного контура цепи на различные ответвления и передаваться на контур тяговой цепи другого конвейера при помощи системы автоматического адресования, подобно подвесным толкающим конвейерам.

Грузонесущие тележечные конвейеры любого типа легко взаимодействуют со средствами напольного периодического транспорта – авто- и электротележками и автопогрузчиками различных типов, автомашинами и кранами – штабелерами. Все погрузочно-разгрузочные операции с грузами могут выполняться этими машинами в едином транспортно-производственном цикле. Имеется широкая возможность комплексного транспортирования пакетированных грузов на поддонах. На грузоведущих конвейерах применяются тележки стандартных типов, они могут быть снабжены подъемной платформой или специальными погрузочно-разгрузочными устройствами.

Расположение грузов на устойчивой тележке, движущейся по полу, позволяет грузоведущему конвейеру иметь скорость до 0,7 м/с и транспортировать грузы массой до 1000 кг. Увеличение грузоподъемности ограничивается опрокидывающим моментом, возникающим из-за верхнего приложения тягового усилия. Длина транспортирования достигает 1 км и более.

Грузоведущие конвейеры имеют оборудование, пути и системы автоматического адресования и управления такие же, как и у грузонесущих конвейеров. Горизонтальные повороты трассы выполняются на роликовых батареях по радиусу 5...6 м; на подъемах и спусках в вертикальной плоскости тележки движутся по наклонному полу с углом наклона до 6...8°.

Грузоведущие конвейеры применяются на транспортно-технологических операциях в цехах предприятий различных отраслей промышленности, на механизированных складах, железнодорожных платформах вокзалов, в аэропортах и многих других предприятиях с массовым перемещением штучных грузов и контейнеров на большой площади.

Подвесные грузоведущие конвейеры изготавливаются с широкой унификацией оборудования грузонесущих подвесных конвейеров.

Подвесной несущо-грузоведущий конвейер (рис. 6.33) предназначен для бесперегрузочного транспортирования изделий по нескольким этажам зданий и обеспечения крутого подъема и спуска на коротком отрезке трассы. Это обусловило создание конвейера комбинированной конструкции (подвесного грузонесущего и грузоведущего), который на одних участках трассы (на крутых подъемах и спусках) работает как грузонесущий, а на других – как грузоведущий. Первым приближением к решению этой задачи было использование кареток грузоведущего конвейера в промежутке между тележками для подвески к ним отдельных грузов (рис. 6.33, а). Однако такое решение не полностью удовлетворяло предъявляемым требованиям. Поэтому в дальнейшем тележку стали крепить к каретке при помощи рычажного захвата (рис. 6.33, б): при повороте рукоятки захвата тележка поднимается, подвешивается к каретке и в подвешенном состоянии транспортируется как подвеска на грузонесущем конвейере. В необходимом месте рукоятку поворачивают в другую сторону, подвеска-тележка опускается на пол помещения и транспортируется по полу, как на грузоведущем конвейере. Однако такая

конструкция приемлема только для легких грузов массой до 50 кг, которые можно приподнять рычажным захватом.

В конструкции несуще-грузоведущего конвейера, указанного на рис. 6.34, *а* тележка имеет фасонный крюк 1, который входит в зацепление с расположенным в раструбе 2 штырем 3, прикрепленным к кареткам конвейера.

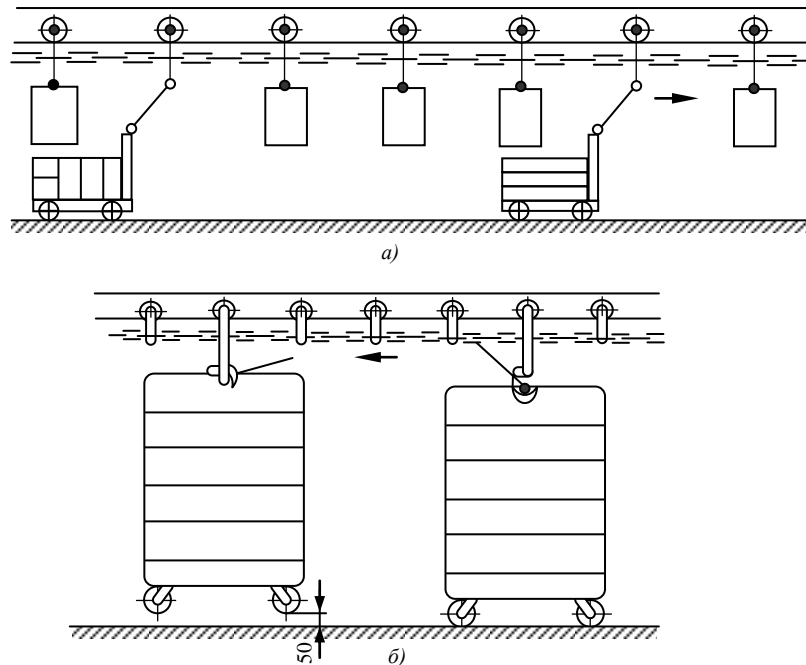


Рисунок 6.33 Несуще-грузоведущий конвейер: *а* – комбинация несущего и ведущего конвейеров; *б* – конвейер легкого типа с рычажным подъемом тележек

На наклонном участке тележка при помощи фасонного крюка 1 висит на штыре 3 и транспортируется в подвешенном состоянии, как на грузонесущем конвейере. При переходе от спуска трассы к горизонтальному расположению тележка опускается конвейером на пол и транспортируется по полу помещения. В этом случае штырь 3 (рис. 6.34, *в*) работает как толкатель, упирающийся в вертикальную стенку крюка 1, и конвейер становится грузоведущим. Крюк 1 имеет упор 4, который препятствует повороту крюка на ось 5 (рис. 6.34, *з*).

При опускании упора 4 от нажима на педаль 6 (рис. 6.34, *а*) крюк отклоняется и тележка останавливается, отсоединяясь от кареток движущейся цепи конвейера. Такой несуще-грузоведущий конвейер может применяться для всего диапазона нормальных грузоподъемностей тележек от 125 до 1000 кг.

Несуще-грузоведущий конвейер имеет такие же элементы оборудования, как и грузонесущий конвейер, но более низкую скорость перемещения (не более 0,25 м/с) в целях обеспечения безопасности сцепления и расцепления крюка на участках подъема и спуска.

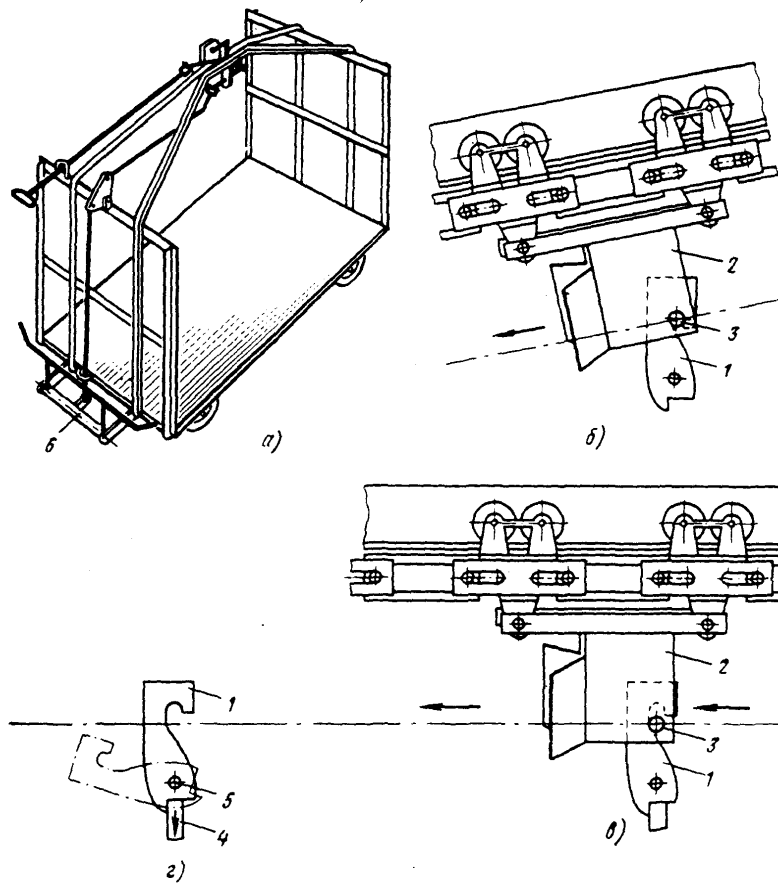


Рисунок 6.34 Несуще-грузоведущий конвейер:
a – тележка; *б* – участок подвеса тележки; *в* – участок толкания тележки;
г – отключение крюка тележки от цепи конвейера

Расположение грузов на поддонах позволяет механизировать погрузку и разгрузку при помощи авто- и электропогрузчиков.

6.4. Проектные параметры подвесных конвейеров

Проектные параметры выбираются следующим образом. Минимальное расстояние между подвесками с грузами (шаг подвесок) t_{min} определяется проходимостью груза наибольших габаритных размеров на наклонных и вертикальных участках трассы конвейера, горизонтальных поворотах и стрелочных переходах (рис. 6.35):

$$t_{min} \geq \left(\frac{1}{\cos \beta_{min}} \right) (b_{max} + \Delta); \quad (6.8)$$

$$t_{min} \geq h_{max} + \Delta,$$

где b_{max} – наибольшая габаритная длина груза и подвески в плоскости движения конвейера, м; β_{max} – наибольший угол наклона пути конвейера, град; h_{max}

– наибольшая габаритная высота груза с подвеской, м; Δ – минимальный зазор между грузами, исключающий возможность их столкновения, м.

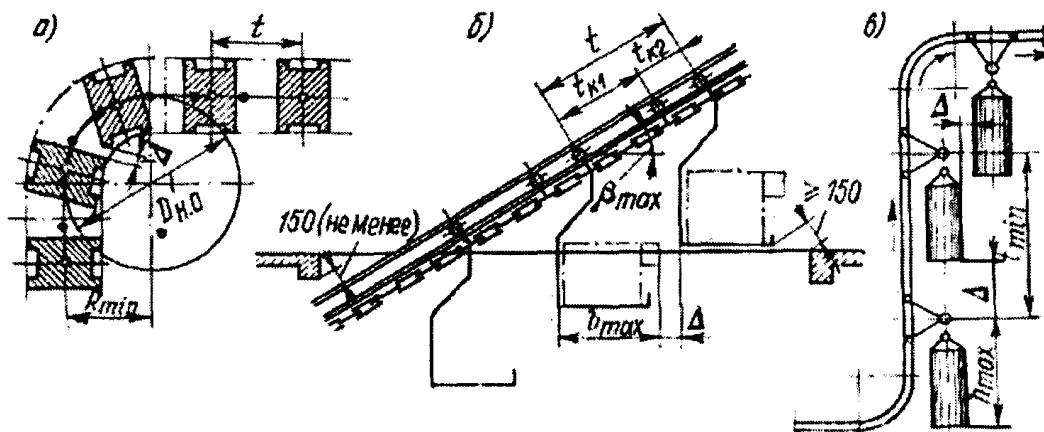


Рисунок 6.35 Схема расположения подвесок:
 а – на горизонтальном повороте; б – на наклонном участке;
 в – на вертикальном участке

Для грузонесущих конвейеров принимают $\Delta \geq 0,15 \dots 0,20$ м; для толкающих конвейеров $\Delta \geq 0,2 \dots 0,3$ м. С увеличением скорости и высоты подвески зазоры увеличиваются.

Проходимость грузов на горизонтальных поворотах и стрелочных переходах проверяется графически с соблюдением заданных зазоров.

При транспортировании грузов на сцепах должно быть выдержано условие

$$t_{min} \geq L_c + \Delta',$$

где L_c – длина сцепа, м; Δ' – необходимый зазор ($\Delta' = 0,8 \dots 1,0$), м.

Выбранный расчетный шаг подвесок должен быть кратным двум шагам звеньев разборной цепи, т.е. удовлетворять условию

$$t = 2it_y \geq t_{min},$$

где i – любое целое число; t_y – шаг звена цепи, м.

Для двухшарнирной и стержневой цепи указанное условие необязательно.

У грузонесущего и грузоведущего конвейера при транспортировании комплекта грузов с различными габаритными размерами возможны разные шаги подвесок внутри общего шага комплектов.

Скорость конвейера определяется назначением конвейера, характером и массой транспортируемого груза, способом загрузки и разгрузки конвейера.

Скорость движения технологических конвейеров (м/с) с заданным ритмом выпуска продукции

$$v = \frac{60k_{pz}t}{aA_p},$$

где t – шаг подвески, м; k_{pz} – коэффициент резерва ($k_{pz}=1,1\dots1,2$); a – количество грузов на одной подвеске, шт.; A_p – ритм выпуска продукции, т.е. количество времени, затрачиваемого на выполнение производственной операции для одного груза – изделия, мин.

Для конвейеров, проходящих через охлаждательные, сушильные или испытательные установки,

$$v = \frac{L_0}{t_0},$$

где L_0 – общая длина участка выполнения технологической операции (охлаждения, сушки и т.п.), м; t_0 – время, необходимое для выполнения технологической операции для одного груза или его комплектов на одной подвеске, с.

Для транспортных подвесных конвейеров скорость выбирается обычно в пределах 0,0625...0,4 м/с в зависимости от массы груза, способа загрузки и разгрузки подвесок и заданной производительности (табл. 6.7). Максимально допустимая скорость транспортирования грузов при благоприятных условиях на грузонесущих и толкающих конвейерах обычно не превышает 0,5 м/с. Принятая скорость должна соответствовать нормальному ряду скоростей типового оборудования по ГОСТ 5946-79.

Таблица 6.7

Скорости движения подвесок грузонесущих и толкающих конвейеров по опыту действующих установок

Назначение конвейера и наименование характерных грузов	Масса грузов, кг	Способ загрузки и разгрузки	Примеры характерной скорости, м/с
Внутрицеховой или межцеховой транспорт отдельных элементов машин, отливок и т.п.	500...1000	Грузоподъемными средствами	0,05...0,625
	10...12 1...5	Вручную	0,16 0,20
	50...100	Автоматически	0,30
Транспорт деталей машин-заготовок между станками	100...500	Грузоподъемными средствами	0,16
	5...15	Вручную	0,10
Межоперационный транспорт резиновых изделий и заготовок	100...200	Грузоподъемными средствами	0,16
		Автоматически	0,20
	10...12	Вручную	
Транспорт тюков, связок, пачек, и т.п. на складах	5...10	Вручную	0,25
	20...100	Автоматически	0,25...0,40

Производительность может быть штучной или массовой. Штучная расчетная производительность, т.е. количество отдельных грузов, подаваемых конвейером в 1 ч (шт./ч):

$$Q_{zp} = \frac{Qk_{pз}}{k_гk_2} = 3600 \frac{av}{t}, \quad (6.9)$$

где Q – плановая программа выпуска грузов – изделий, шт./ч; $k_{pз}$ – коэффициент резерва неравномерности загрузки конвейера ($k_{pз}=1,1\dots1,2$); $k_г$ – коэффициент использования конвейера во времени ($k_г=0,85\dots0,90$); k_2 – коэффициент готовности конвейера ($k_2=0,96$).

По вычисленной расчетной производительности окончательно устанавливают шаг подвесок и скорость их движения:

$$t = 3600 \frac{av}{Q_{zp}}; \quad v = \frac{Q_{zp}t}{3600 \cdot a}. \quad (6.10)$$

В таблице 6.8 даны возможные шаги подвесок и штучная производительность при скорости $v=0,1$ м/с и количестве грузов на подвеске $a=1$.

Массовая расчетная производительность (т/ч):

$$Q_{mp} = \frac{Q_{zp}m_2}{1000} = 3,6 \frac{a \cdot m_2 \cdot v}{t},$$

где m_2 – масса одного груза. кг.

Таблица 6.8

Производительность конвейера при различных шагах

t, мм	Значения i при t , мм			Производительность конвейера, шт./ч	t, мм	Значения i при t , мм			Производительность конвейера, шт./ч
	80	100	160			80	100	160	
0,32	4	-	-	1125,0	1,60	20	16	10	225,0
0,48	6	-	-	750,0	1,76	22	-	-	204,0
0,60	-	6	-	600,0	1,80	-	18	-	200,0
0,64	8	-	4	562,5	1,92	24	-	12	187,5
0,80	10	8	-	450,0	2,00	-	20	-	180,0
0,96	12	-	6	375,0	2,40	30	24	-	150,0
1,00	-	10	-	360,0	2,56	32	-	16	140,6
1,12	14	-	-	321,4	3,20	40	32	20	112,5
1,20	-	12	-	300,0	3,36	42	-	-	107,1
1,28	16	-	8	281,2	3,40	-	34	-	105,9
1,40	-	14	-	257,1	3,52	44	-	22	102,3
1,44	18	-	-	250					

6.5. Основные положения тягового расчета конвейеров

В задании на проектирование и расчет конвейера должны быть представлены следующие данные: план и вертикальный профиль трассы конвейера с указанием высот его участков от единой отметки горизонтального уровня помещения; характеристика производственных условий работы конвейера (см. пункт 6.2); режим работы конвейера; масса, габаритные размеры и характеристика каждого из транспортируемого груза; производительность конвейера и возможные пределы ее изменения; особые данные, например, о выполнении технологических операций и т.п.

Тяговый расчет конвейера выполняется в следующей последовательности:

- 1) выбор порядка размещения и количества транспортируемых грузов на подвеске;
- 2) предварительный выбор типоразмера цепи, кареток и тележек для подвесок с грузами;
- 3) определение минимально возможного шага подвесок;
- 4) определение расчетной производительности конвейера;
- 5) выбор скорости и шага подвесок по расчетной производительности;
- 6) расстановка кареток, тележек, подвесок и определение линейных нагрузок;
- 7) приближенное определение максимального натяжения тяговой цепи на основании подсчитанных линейных нагрузок и принятых по таблицам расчетных коэффициентов сопротивления с целью первой проверки правильности выбора типоразмера ходовой части; в случае необходимости – корректирование выбора цепи и кареток;
- 8) определение местоположения пункта минимального натяжения тяговой цепи на трассе конвейера и установление ее величины;
- 9) разбивка трассы на отдельные расчетные участки (прямолинейные, повороты, подъемы, спуски и другие пункты сопротивлений) по точкам и нумерация их, начиная с точки минимального натяжения;
- 10) выбор наиболее выгодного расположения привода;
- 11) определение натяжения тяговой цепи по всему контуру трассы путем последовательного суммирования сопротивлений движению на отдельных участках трассы конвейера, начиная с точки минимального натяжения до привода, при нормальном и наиболее неблагоприятном вариантах загрузки трассы конвейера в соответствии с рекомендациями гл. 1;
- 12) окончательная проверка правильности выбора типоразмера цепи и кареток по полученным натяжениям и нагрузкам;
- 13) определение мощности приводного двигателя.

На всем контуре трассы конвейера тяговая цепь должна быть натянута (т.е. нагружена усилием растяжения, так как цепь на сжатие не может рабо-

тать) и минимальное натяжение S_{min} не должно быть ниже заданных пределов:

для грузонесущего конвейера:

$$S_{min} \geq 500 \dots 1000 \text{ Н}$$

для толкающих и грузоведущих конвейеров

$$S_{min} \geq k_{\delta} P_{T.к} \geq 1500 \dots 3000 \text{ Н},$$

где S_{min} – наименьшее натяжение цепи в начале загруженного подъема или в конце спуска конвейера, Н; k_{δ} – коэффициент безопасности ($k_{\delta} = 1,25 \dots 2,0$); $P_{T.к}$ – наибольшее усилие передвижения тележки с грузом на наклонном участке конвейера, Н.

У конвейеров со сложной пространственной трассой пункты минимального натяжения должны определяться не только для варианта нормальной загрузки конвейера, но также и для вариантов прерывистой загрузки с загруженными спусками и подъемами. При всех вариантах заданные пределы минимального натяжения должны быть выдержаны.

Линейные нагрузки (Н/м) на грузонесущем конвейере:

на холостой (обратной) ветви без учета пропуска неразгруженных подвесок

$$q_x = g \left(\frac{m_n}{t} + \frac{m_k}{t_k} + m_{\text{ц}} \right); \quad (6.11)$$

то же, с учетом пропуска на обратную ветвь неразгруженных подвесок:

$$q'_x = q_x + \frac{k_{np} g m_z}{t},$$

на загруженной ветви:

$$q = q_x + q_z = q_x + \frac{g m_z}{t}, \quad (6.12)$$

где m_n , m_k , m_z – соответственно массы подвесок, каретки и груза, кг; t_k – шаг кареток, м; t – шаг подвесок, м; $m_{\text{ц}}$ – масса 1 м цепи, кг; k_{np} – коэффициент пропуска незагруженных подвесок на обратную ветвь ($k_{np} = 0,08 \dots 0,12$); q_z – линейная нагрузка от силы тяжести транспортируемого груза, Н/м.

Линейные нагрузки (Н/м) на толкающем конвейере:

на тяговой ветви:

$$q_T = g \left(\frac{m_k}{t_k} + m_{\text{ц}} + \frac{m_{T.к}}{t} \right), \quad (6.13)$$

где $m_{T.к}$ – масса комплекта толкателя;

на холостой грузовой ветви:

$$q_x = \frac{g(m_T + m_n)}{t}, \quad (6.14)$$

где m_T – масса тележки или комплекта тележек с траверзой сцепы, кг.

С учетом пропуска на обратную ветвь неразгруженных подвесок:

$$q'_x = q_x + \frac{gm_z}{t} k_{np}; \quad (6.15)$$

на загруженной грузовой ветви:

$$q = q_x + \frac{qm_z}{t} \quad (6.16)$$

Приближенное значение максимального натяжения цепи (Н) :

$$S_{max} \cong S_0 k_m + [\omega q_T L + \omega' (qL_z + q_x L_x)] \cdot (1 + k_n k_k) + q_z H, \quad (6.17)$$

где L – общая длина тягового контура конвейера, м; ω' – коэффициент сопротивления движению тележек (табл.6.9); H – высота подъема груза, м.

Таблица 6.9

Коэффициенты сопротивления движению тележек с катками на шарикоподшипниках по прямолинейным путям из двух швеллеров в отапливаемом помещении

Условия работы конвейера	Значение коэффициента ω' при массе груза, подвешенного на тележку, кг			
	до 50	51...70	71...100	более 100
Хорошие	0,027	0,025	0,022	0,020
Средние	0,035	0,032	0,028	0,025
Тяжелые	0,045	0,040	0,036	0,032

Сопротивления движению на отдельных участках трассы конвейера определяются по нижеследующим формулам.

Натяжение тяговой цепи в конце горизонтального участка длиной l :
тяговой и загруженной грузовой ветвей конвейера

$$S_n = S_{n-1} + (\omega q_T + \omega' q) l \quad (6.18)$$

то же незагруженной ветви

$$S'_n = S_{n-1} + (\omega q_T + \omega' q_x) l; \quad (6.19)$$

тяговой ветви без грузовых путей

$$S_n = S_{n-1} + \omega q_T l. \quad (6.20)$$

Формулы (6.18 - 6.19) справедливы для конвейеров с расположением толкателя и тележки, когда оси толкателя и поперечного сечения тележки находятся в одной вертикальной плоскости. При боковом толкании тележки к сопротивлению, определяемому по формулам (6.18) и (6.20), надо добавить дополнительное сопротивление на горизонтальных роликах от переноса тележки.

Натяжение ветви цепи, сбегаящей с поворотной звездочки, или блока при наличии тягового и грузового путей.

$$S_n = \xi S_{n-1} + W_k + W_T,$$

где ξ – коэффициент сопротивления движению на звездочке или блоке (табл. 6.13); S_{n-1} – натяжение цепи перед поворотом, Н; W_k и W_T – сопротивление движению кареток и тележек на повороте, Н:

$$W_k \cong 1,1 \frac{\omega q_T 2\pi R_T \alpha}{360},$$

где R_T – радиус поворота пути, м; α – угол поворота, град.

$$W_T = \Phi_T i P'_T,$$

где Φ_T – обобщенный коэффициент сопротивления движению тележки на повороте (табл. 6.10); i – количество тележек, размещаемых на повороте, шт.; P'_T – нагрузка на тележку, Н.

Таблица 6.10

Коэффициенты сопротивления движению одиночной тележки на горизонтальном повороте

Угол поворота	Коэффициент Φ_T при условиях работы конвейера		
	хороших	средних	тяжелых
90	0,05	0,06	0,07
180	0,08	0,10	0,12

Таблица 6.11

Коэффициенты сопротивления движению напольных тележек с катками на подшипниках качения для средних производственных условий

Тип дорожного покрытия	Коэффициент сопротивления для тележек с катками	
	на резиновых грузовых шинах	на пневматических шинах
Асфальт	0,033	0,025
Бетонные плиты	0,028	0,020
Деревянный настил	0,030	0,024
Сухой грунт	-	0,080
Сухой песок	-	0,150

Примечание: Для хороших условий значения ω' уменьшаются на 10 %, для тяжелых – увеличиваются на 50%

Для загруженной ветви

$$P'_T = q(m_T + m_n + m_z);$$

для незагруженной ветви

$$P_T = q(m_T + m_n).$$

Натяжение на горизонтальных поворотах роликовых батарей:

$$S_n = \lambda S_{n-1} + W_k + W_T$$

Значения коэффициента λ принимают по табл. 6.13.

Таблица 6.12

Коэффициент сопротивления движению кареток на катках с шарико-подшипниками на прямолинейных участках трассы подвесных конвейеров с разборными цепями и ходовым путем из двутавра

Условия работы конвейера	Значения расчетного коэффициента ω' при массе груза, подвешенного на каретке, кг			
	до 50	51...70	71...100	более 100
Работа в отапливаемых помещениях при температуре выше 0				
Хорошие	0,020	0,018	0,014	0,012
Средние	0,026	0,024	0,020	0,016
Тяжелые	0,032	0,028	0,025	0,020
Работа в неотапливаемых помещениях зимой при температуре до -20°C ; смазочный материал подшипников специальный, низкотемпературный; при любой массе груза				
Средние	0,038			
Тяжелые	0,045			

Таблица 6.13

Коэффициенты сопротивления в зависимости от условий работы конвейера

Условия работы конвейера	Коэффициенты сопротивления									
	поворотных звездочек и блоков на подшипниках качения ξ	роликовых батарей λ						вертикальных перегибов ϕ		
		при углах поворота, град								
	90	180	До 30	45	60	90	180	До 20	35	45
Работа в отапливаемых помещениях при температуре выше 0°C										
Хорошие	1,020	1,030	1,020	1,025	1,030	1,040	1,07	1,010	1,015	1,025
Средние	1,025	1,035	1,025	1,030	1,040	1,050	1,09	1,012	1,020	1,030
Тяжелые	1,035	1,050	1,030	1,040	1,045	1,060	1,10	1,015	1,026	1,035
Очень тяжелые	1,040	1,055	1,035	1,045	1,050	1,070	1,15	1,020	1,030	1,040
Работа в неотапливаемых помещениях зимой при температуре до -20° ; смазка подшипников специальная, низкотемпературная										
Средние	1,040	1,050	1,035	1,040	1,045	1,065	1,10	1,025	1,035	1,045
Тяжелые	1,055	1,065	1,040	1,050	1,055	1,07	1,15	1,030	1,040	1,050
Очень тяжелые	1,060	1,070	1,045	1,055	1,060	1,075	1,20	1,035	1,045	1,060

При движении тележечного сцепа значения коэффициентов Φ_T и λ увеличиваются на 20...30%.

Натяжения на вертикальных поворотах

$$S_n = \varphi[S_{n-1} + (\omega q_T + \omega' q')l \pm (q_T + q')h] \quad (6.21)$$

где φ – коэффициент сопротивления на одной дуге вертикального поворота (табл. 6.13); q' – линейная нагрузка на грузовом пути, Н/м; для загруженной ветви $q'=q$; для незагруженной ветви $q'=q_x$; l и h – горизонтальная и вертикальная проекции длины пути на повороте, м.

В формуле (6.21) знак плюс у последнего члена принимают при подъеме, знак минус – при спуске. Подробный тяговый расчет толкающего конвейера выполняется так же, как и грузонесущего при помощи последовательного суммирования сопротивлений на отдельных участках трассы. Тяговое усилие и мощность двигателя определяется по формулам

$$W_0 = (S_{нб} - S_{сб}) + (S_{нб} + S_{сб})(\omega' - 1),$$

где $S_{нб}$ и $S_{сб}$ – соответственно натяжение набегающей и сбегаящей ветвей тяговой цепи на приводной звездочке.;

$$N = k_3 \frac{W_0 v}{1000 \eta} \text{ кВт},$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности; v – скорость движения цепи; η – КПД привода.

Тяговый расчет грузоведущего конвейера выполняется следующим образом. Линейные нагрузки определяются по формулам (6.11) и (6.12), максимальное натяжение цепи – по формуле (6.17). Коэффициенты сопротивления движению тележек по табл. 6.11 Тяговое усилие двигателя определяется по известной формуле для всех конвейеров с тяговым органом..

На тяговой ветви без тележек:

$$S_n = \lambda S_{n-1}$$

Сопротивления на вертикальных поворотах определяются по формуле (6.21). Натяжение тяговой цепи на прямолинейных участках определяется по формулам (6.18) – (6.20). Натяжение ветви цепи, сбегаящей с роликовой батареи или направляющих путей:

на грузовой загруженной ветви

$$S_n = \lambda \left(S_{n-1} + 2\pi R_m \frac{\alpha}{360} k_\tau \omega' q \right);$$

на грузовой незагруженной ветви

$$S_n = \lambda \left(S_{n-1} + 2\pi R_m \frac{\alpha}{360} k_\tau \omega' q_x \right),$$

где k_τ – коэффициент дополнительных сопротивлений в поворотных катках тележки ($k_\tau = 1,05 \dots 1,08$).

Приближенное значение максимального натяжения цепи (Н):

$$S_{max} \cong S_0 k_m + \omega' (q L_z + q_x L_x) + q_z H, \quad (6.13)$$

где S_0 – первоначальное натяжение цепи, обычно $S_0 = S_{min} = 500 \dots 1000$ Н; $k_m = \varphi^x, k^y, \lambda^\Theta$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений; $\omega', \varphi, \xi, \lambda$ – соответственно коэффициенты сопротивления движению кареток на прямолинейном участке, вертикальном повороте, горизонтальном повороте на звездочке или блоке, на роликовой батарее (табл. 6.9, 6.12 и 6.13); x, y, Θ – количество вертикальных поворотов x , горизонтальных поворотов на звездочке или блоке y и на роликовой батарее Θ ; L_z и L_x – горизонтальные проекции длины загруженной L_z и холостой L_x ветвей, м; q_x и q – линейные нагрузки, определяемые по формулам (6.11) и (6.12), Н/м; $k_x = 0,3 \dots 0,5$ – коэффициент концентрации местных сопротивлений, меньшее значение принимается для конвейеров, имеющих более пяти поворотов; H – общая высота подъема груза на трассе конвейера, м.

Подробный тяговый расчет конвейера выполняют путем последовательного суммирования сопротивлений на отдельных участках трассы конвейера, определяемых по формулам:

прямолинейный горизонтальный участок –

$$S_n = S_{n+1} + \omega' q' l;$$

поворотная звездочка (блок) –

$$S_n = k S_{n-1};$$

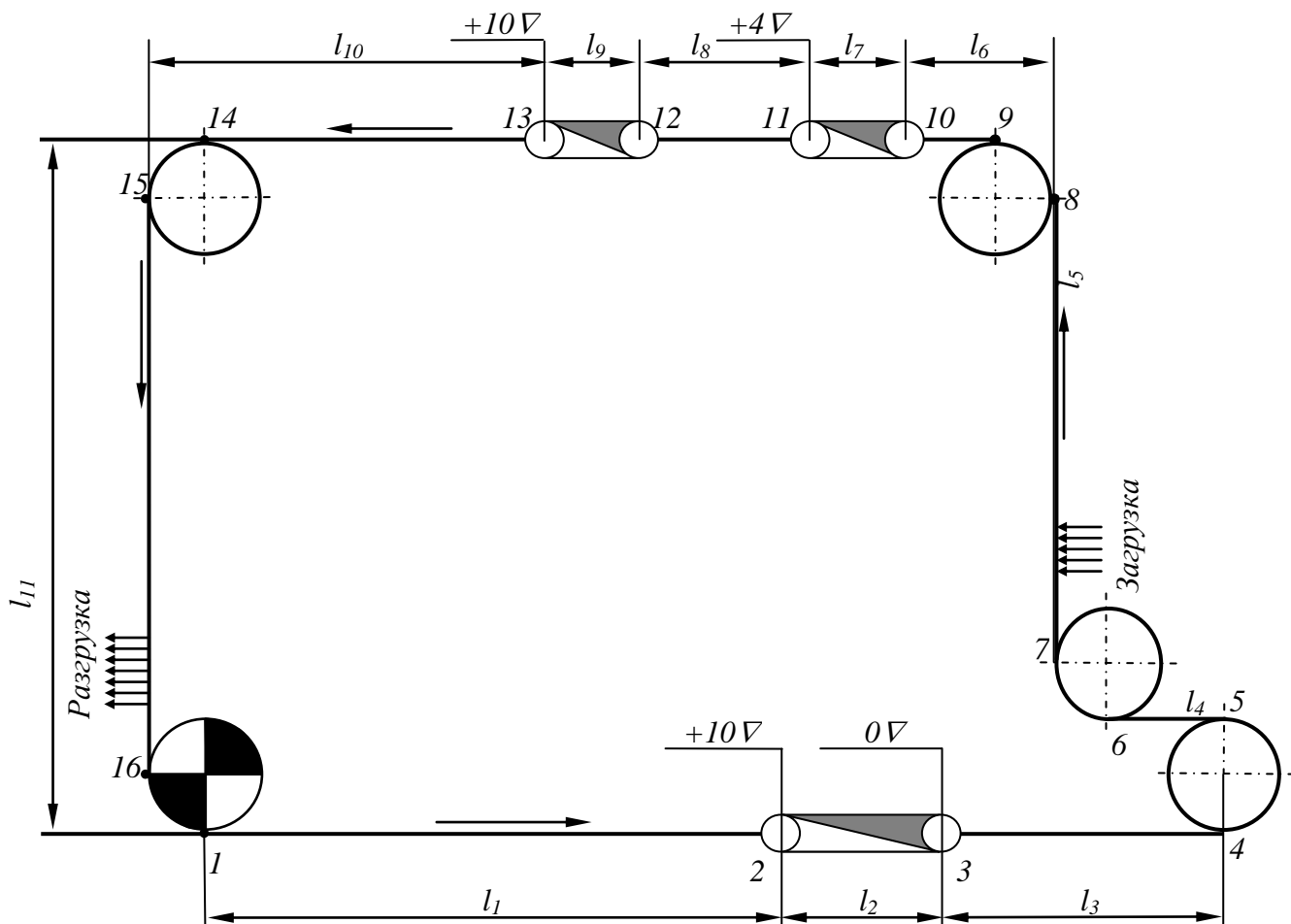
роликовая батарея -

$$S_n = \lambda S_{n-1}.$$

6.6. Пример расчета подвесного грузонесущего конвейера

Исходные данные. Конвейер (рис.6.36) предназначен для транспортирования контейнеров с деталями на заводе «Гормаш» со склада в сборочный цех. Масса контейнера с деталями 50 кг, наибольшие размеры контейнера 0,5×0,3×0,3 м, загрузка и разгрузка конвейера производится автоматически при движении конвейера. Плановая производительность $Q_n = 820$ шт./ч. Конвейер работает в две смены (14 ч/сутки) в средних производственных условиях. Режим работы – средний.

Для проектируемого конвейера принимаем предварительно тяговую разборную горячештампованную цепь типа Р2-100-220 (ГОСТ 589-74) с шагом звена 100 мм, масса 1 м цепи $m_\mu = 5,2$ кг, разрушающая нагрузка $S_{pз} = 220$ кН (см. приложение).



Длина участков трассы конвейера

l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	l_9	l_{10}	l_{11}	H	h_1	h_2
62	20	30	4	49	12	10	18	10	50	50	10	5	5

Рисунок 6.36 Схема трассы подвешенного конвейера

Исходя из габаритных размеров груза при его транспортировании длинной стороной вдоль пути конвейера, минимальный шаг подвески при наибольшем угле наклона путей $\beta_{max} = 35^\circ$ по формуле (6.8):

$$t_{min} \geq \frac{1}{\cos 35^\circ} (v_{max} + \Delta),$$

где $v_{max} = 0,5$ м – максимальная габаритная длина груза и подвески в плоскости движения конвейера; $\Delta = 0,15$ м – минимальный зазор между грузами.

$$t_{min} \geq \frac{1}{\cos 35^\circ} (0,5 + 0,15) = 0,794 \text{ м.}$$

Для принятой цепи выбираем звездочку с числом зубьев $Z=13$ и диаметром $D_0=834,6$ мм (табл. 6.4). В качестве поворотных устройств принимаем блоки $D_0 = 792$ мм (рис. 6.8, б и табл. 6.4).

Выбранный расчетный шаг подвесок должен быть кратным двум шагам звеньев разборной цепи, т.е. удовлетворять условию

$$t = 2it_y \geq t_{\min},$$

где i – любое целое число; принимаем $i=5$; t_y – шаг звена цепи, м, $t = 2,5 \times 0,1$ м.

После этого следует графически проверить прохождение грузов на поворотных звездочках и блоках. В нашем случае при диаметрах звездочки $D_0 = 834,6$ мм и блоков $D_0 = 792$ мм показывает наличие достаточных зазоров.

Расчетная производительность конвейера по формуле 6.9

$$Q_{zp} = \frac{k_{pz} Q_n}{k_g k_z},$$

где $k_{pz} = 1,1$ – коэффициент резерва неравномерности загрузки конвейера; $k_g = 0,85 \dots 0,9$ – коэффициент использования конвейера по времени, принимаем $k_g = 0,9$; k_z – коэффициент готовности конвейера, $k_z = 0,96$.

$$Q_{zp} = \frac{1,1 \cdot 820}{0,9 \cdot 0,96} = 1044 \text{ шт./ч.}$$

Скорость конвейера при укладке одного контейнера на подвеску ($a=1$)

$$v = \frac{Q_{zp} t}{3600 \cdot a} = \frac{1044 \cdot 1,0}{3600 \cdot 1,0} \cong 0,29 \text{ м/с,}$$

что соответствует нормальному ряду скоростей по ГОСТ 5946-79.

Линейная нагрузка на холостой ветви:

$$q_x = q \left(\frac{m_n}{t} + \frac{m_k}{t_k} + m_y \right),$$

где m_n – масса подвески, принимается конструктивно, в зависимости от конструкции, в нашем случае $m_n = 10$ кг; m_k – масса каретки, $m_k = 7,5$ кг (см. приложение); m_y – масса 1 м цепи, принимаем $m_y = 5,2$ кг (см. приложение); t и t_k – шаг подвесок и кареток соответственно, в нашем случае $t = t_k = 1$ м.

$$q_x = 9,81 \left(\frac{10}{1} + \frac{7,5}{1} + 5,2 \right) = 223 \text{ Н/м.}$$

Линейная нагрузка на грузовой ветви:

$$q = q_x + 9,81 \frac{m_z}{t} = 223 + 9,81 \frac{50}{1} \cong 714 \text{ Н/м.}$$

Определяем приближенное значение максимального натяжения цепи:

$$S_{max} \cong S_0 k_m + \omega' (qL_z + q_x L_x) (1 + k_m k_k) + q_z, \text{ Н,}$$

где S_0 – первоначальное натяжение цепи, обычно $S_0 = S_{min} = 500 \dots 1000 \text{ Н}$; $k_m = \varphi^x$, $k^y \lambda^\Theta$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений; φ , k , λ – соответственно коэффициенты сопротивления движению на вертикальном повороте, горизонтальном повороте на звездочке или блоке, на роликовой батарее (табл. 6.13); ω' – коэффициент сопротивления движению кареток на горизонтальном участке (табл. 6.9); x , y , Θ – количество вертикальных поворотов x , горизонтальных поворотов на звездочке или блоке и на роликовой батарее Θ ; L_z и L_x – горизонтальные проекции длины загруженной L_z L_x ветви, м; q_x q – линейные нагрузки, Н/м; $k_k = 0,3 \dots 0,5$ – коэффициент концентрации местных сопротивлений, меньшее значение принимается для конвейеров, имеющих более пяти поворотов; H – общая высота подъема груза на трассе конвейера, м.

Принимаем значения коэффициентов: $\omega' = 0,24$; $\varphi = 1,02$; $\lambda = 1,0$, тогда $k_m = \varphi^6 \cdot k_{90}^4 \cdot k_{180} = 1,02^6 \cdot 1,025^4 \cdot 1,035 = 1,28$ (схема конвейера, рис. 6.36).

По схеме конвейера длина груженых ветвей $L_z = 199$ м и порожних $L_x = 116$ м; максимальная высота подъема $H = 10$ м.

Тогда

$$S_{max} = 800 \cdot 1,28 + 0,024 \cdot (714 \cdot 199 + 223 \cdot 116) \cdot (1 + 1,28 \cdot 0,3) + 714 \cdot 10 = 13743 \text{ Н.}$$

Запас прочности цепи

$$n = \frac{S_{pв}}{S_{max}} = \frac{220000}{13743} = 16,$$

что вполне достаточно.

Минимальное натяжение цепи ожидается в точке 3. С нее начинается тяговый расчет конвейера

$$S_3 = S_{min} = 800 \text{ Н.}$$

Тогда

$$S_4 = S_3 + q_x l_3 \omega' = 800 + 223 \cdot 30 \cdot 0,024 = 961 \text{ Н;}$$

$$S_5 = k_{180} S_4 = 1,035 \cdot 961 = 994 \text{ Н;}$$

$$S_6 = S_5 + q_x l_4 \omega' = 994 + 223 \cdot 4 \cdot 0,024 = 1015 \text{ Н;}$$

$$S_7 = k_{90} S_6 = 1,025 \cdot 1015 = 1041 \text{ Н;}$$

$$S_8 = S_7 + q l_5 \omega' = 1041 + 714 \cdot 49 \cdot 0,024 = 1881 \text{ Н;}$$

$$S_9 = k_{90} S_8 = 1,025 \cdot 1881 = 1928 \text{ Н;}$$

$$S_{10} = S_9 + q l_6 \omega' = 1928 + 714 \cdot 12 \cdot 0,024 = 2134 \text{ Н;}$$

$$S_{11} = \varphi(\varphi S_{10} + \omega' q l_7 + q h_1) = 1,020(1,020 \cdot 2134 + 0,024 \cdot 714 \cdot 10 + 714 \cdot 5) = 6035 \text{ Н;}$$

$$S_{12} = S_{11} + q l_8 \omega' = 6035 + 714 \cdot 18 \cdot 0,024 = 6344 \text{ Н;}$$

$$S_{13} = \varphi(\varphi S_{12} + \omega' q l_9 + q h_2) = 1,020(1,020 \cdot 6344 + 0,024 \cdot 714 \cdot 10 + 714 \cdot 5) = 10416 \text{ Н;}$$

$$S_{14} = S_{13} + ql_{10}\omega' = 10416 + 714 \cdot 50 \cdot 0,024 = 11273 \text{ Н};$$

$$S_{15} = k_{до} S_{14} = 1,025 \cdot 11273 = 11555 \text{ Н};$$

$$S_{16} = S_{15} + ql_{11}\omega' = 11555 + 714 \cdot 50 \cdot 0,024 = 12412 \text{ Н}$$

После уточненного расчета видно, что максимальное натяжение цепи $S_{max} = 12412 \text{ Н} > S_{доп} = 12000 \text{ Н}$ всего на 3,4%, что допустимо. Цепь оставляем.

В случае, если максимальное натяжение в цепи будет больше рекомендованной величины более чем на 5%, следует принимать более прочную цепь.

Для определения натяжений в точках 1 и 2 необходимо вести расчет против хода конвейера, в обратном направлении, начиная с точки 3.

$$S_2 = \frac{1}{\varphi} \left(\frac{1}{\varphi} S_3 - \omega' q_x l_2 + q_x H \right) = \frac{1}{1,020} \left(\frac{1}{1,020} \cdot 800 - 0,024 \cdot 223 \cdot 20 + 223 \cdot 10 \right) = 2850 \text{ Н}$$

$$S_1 = S_2 - \omega' q_x l = 2850 - 0,24 \cdot 223 \cdot 62 = 2518 \text{ Н}.$$

Тяговое усилие на приводной звездочке

$$W_0 = S_{16} - S_1 + (K - 1)(S_{16} - S_1) = 12412 - 2518 + (1,025 - 1,0)(12412 - 2518) = 10140 \text{ Н}.$$

Наибольшее натяжение цепи $S_{max} = 13743 \text{ Н}$ несколько больше допускаемого натяжения по долговечности (см. табл. 6.2). Для наших условий $S_{доп} = 12000 \text{ Н}$. Учитывая большой коэффициент запаса прочности выбранную цепь оставляем.

Строим диаграмму натяжения тяговой цепи (рис. 6.37).

Мощность приводного электродвигателя

$$N = k_3 \frac{W_0 v}{1000 \eta_m} = 1,1 \cdot \frac{10141 \cdot 0,29}{1000 \cdot 0,9} = 3,6 \text{ кВт}.$$

где $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса мощности; $\eta_m = 0,9$ – КПД приводного механизма

Принимаем электродвигатель типа 4А100L4У3 мощностью $N = 4,0 \text{ кВт}$, частотой вращения $n = 1430 \text{ об/мин}$, $\frac{M_n}{M_n} = 2,0$; $\frac{M_{max}}{M_n} = 2,4$;

$$GD^2 = 4,5 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ (см. приложение).}$$

Частота вращения приводной звездочки

$$n_{зв} = \frac{60 v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 0,29}{3,14 \cdot 0,8346} = 6,64 \text{ об/мин},$$

где $D_0 = 0,8346 \text{ м}$ – диаметр делительной окружности звездочки (определен выше).

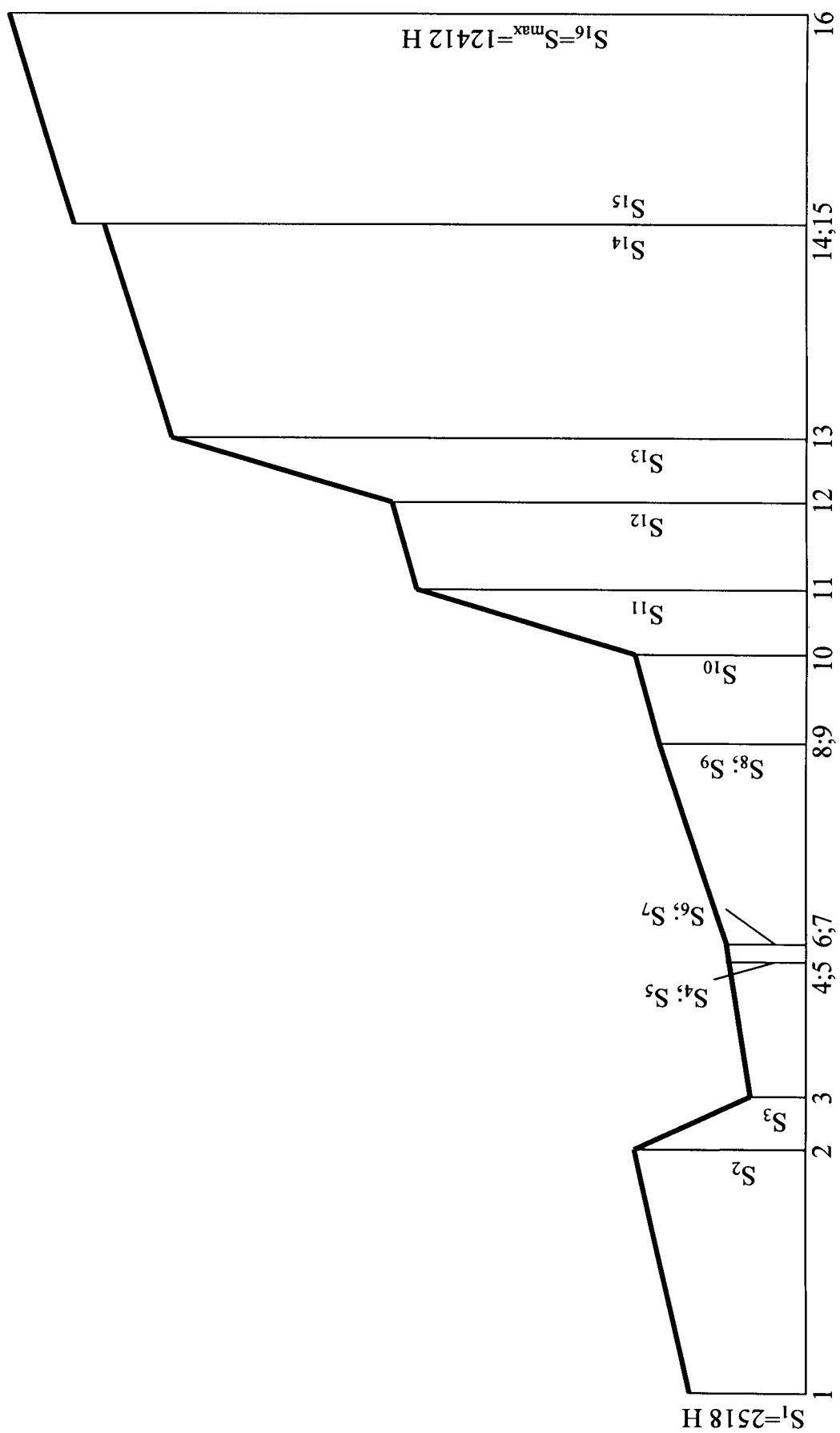


Рисунок 6.37 Диаграмма напряжений цепи подвешенного грузонесущего конвейера

Передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_{зв}} = \frac{1430}{6,64} = 215.$$

Принимаем редуктор типа КДВ–350М1 исполнение XII; передаточное число $u_p = 203$ (см. приложение).

Действительная скорость цепи

$$v_{\phi} = \frac{\pi D_0 n_{зв}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,8346 \cdot 6,971}{60} = 0,305,$$

где $n_{зв} = \frac{n}{u_p} = \frac{1430}{203} = 7$ об/мин.

Поскольку действительная скорость цепи незначительно отличается от первоначально принятой (5%), перерасчета параметров конвейера не производим.

Натяжное устройство принимаем грузовое и устанавливаем на звездочке (участок 4-5).

Усилие, необходимое для передвижения натяжной тележки

$$P_H = (S_4 + S_5 + W_T) = (961 + 994 + 125) = 2080 \text{ Н},$$

где W_T – усилие сопротивления передвижению натяжной тележки.

$$W_T = 0,05G_T,$$

где G_T – масса тележки, кг.

Для расчетов следует принимать:

$$G_T = (100 \dots 500) \text{ кг}$$

Принимаем $G_T = 250$ кг, тогда

$$W_T = 0,05 \cdot 250 = 12,5 \text{ кг} \approx 125 \text{ Н}.$$

Масса натяжного груза равна

$$m_H = \frac{P_H}{g\eta_{\delta}^2} = \frac{2080}{9,81 \cdot 0,95^2} = 235 \text{ кг}.$$

где $\eta_{\delta} = 0,95$ – КПД натяжного блока полиспастной системы.

Определение динамических усилий в цепи и проверка электродвигателя на пуск производится так же, как и для пластинчатого конвейера.

Проверка элементов конвейера (осей, подшипников, подвесок, звездочек и др.) на прочность производится по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

Вопросы для самоконтроля к главе 6

1. Опишите назначение и общую характеристику подвесных конвейеров.
2. Изложите классификацию подвесных конвейеров.
3. Опишите устройство грузонесущих конвейеров и их элементов.
4. Начертите схему нагружения кареток на вертикальном повороте пути конвейера.
5. В чем состоят особенности поворотных устройств со звездочками, блоками и роликовой батареей?
6. Изложите классификацию приводов подвесных конвейеров.
7. Опишите устройство и принцип действия прямолинейного привода.
8. Как осуществляется первоначальное натяжение тяговой цепи? Классификация натяжных устройств.
9. Из каких операций складывается автоматическая загрузка подвесок?
10. Опишите назначение и устройство подвесного толкающего конвейера.
11. Назовите характерные особенности современных толкающих конвейеров.
12. Начертите примерную компоновку трассы системы подвесных толкающих конвейеров.
13. Как осуществляется остановка тележки в заданном месте грузового пути конвейера?
14. Опишите устройство и принцип действия предохранительного устройства.
15. Опишите назначение, устройство и принцип действия подвесного несущего-толкающего конвейера.
16. Опишите назначение, устройство и принцип действия подвесного грузоведущего тележечного конвейера.
17. Изложите методику определения основных параметров грузонесущего и грузоведущего конвейеров.

ГЛАВА 7

ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

7.1. Общая характеристика

Пластинчатые конвейеры (рис. 7.1.) применяются для перемещения различных насыпных и штучных грузов в горизонтальном и наклонном направлениях в различных отраслях промышленности (табл. 7.1).

К достоинствам пластичных конвейеров следует отнести возможность использования полотна из различных материалов и разной формы, что дает возможность перемещать тяжелые и абразивные грузы; применение высокопрочных тяговых цепей позволяет выполнять конвейеры большой длины (до 2 км). При определенной форме полотна угол наклона конвейера может достигать 70°.

Одновременно с транспортированием, грузы могут подвергаться различным технологическим операциям (мойка, окраска, сушка, нагрев и т.п.).

При длине конвейера более 1000 м помимо головного и хвостового приводов применяют промежуточные приводные станции и уравнильные устройства.

Конвейер оснащают ловителями при наклонной установке, загрузочным устройством, тормозами, очистными устройствами, комплексом средств управления, автоматизации и контроля, приспособлениями для укорачивания цепи, периодически осуществляемого в связи с её вытяжкой при эксплуатации.

К недостаткам следует отнести значительную металлоемкость и высокую стоимость изготовления.

Пластинчатые конвейеры классифицируют по конструкции полотна, конфигурации трассы (рис. 7.2) и назначению.

Основные параметры стационарных пластинчатых конвейеров общего назначения установлены ГОСТом 22281-76 и выбираются из следующих рядов:

Ширина полотна ходовой части:	400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400; 1600
Высота бортов (внутренний размер) h , мм	80; 100; 125; 160; 200; 250; 365; 305; 355; 400; 450; 500
Шаг тяговой цепи, мм	80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800
Число зубьев звездочек	6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13
Скорость движения ходовой части, м/с	0,010; 0,016; 0,025; 0,040; 0,050; 0,063; 0,080; 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,000
Номинальная производительность по насыпному грузу, м ³ /ч	10; 16; 25; 32; 40; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000.

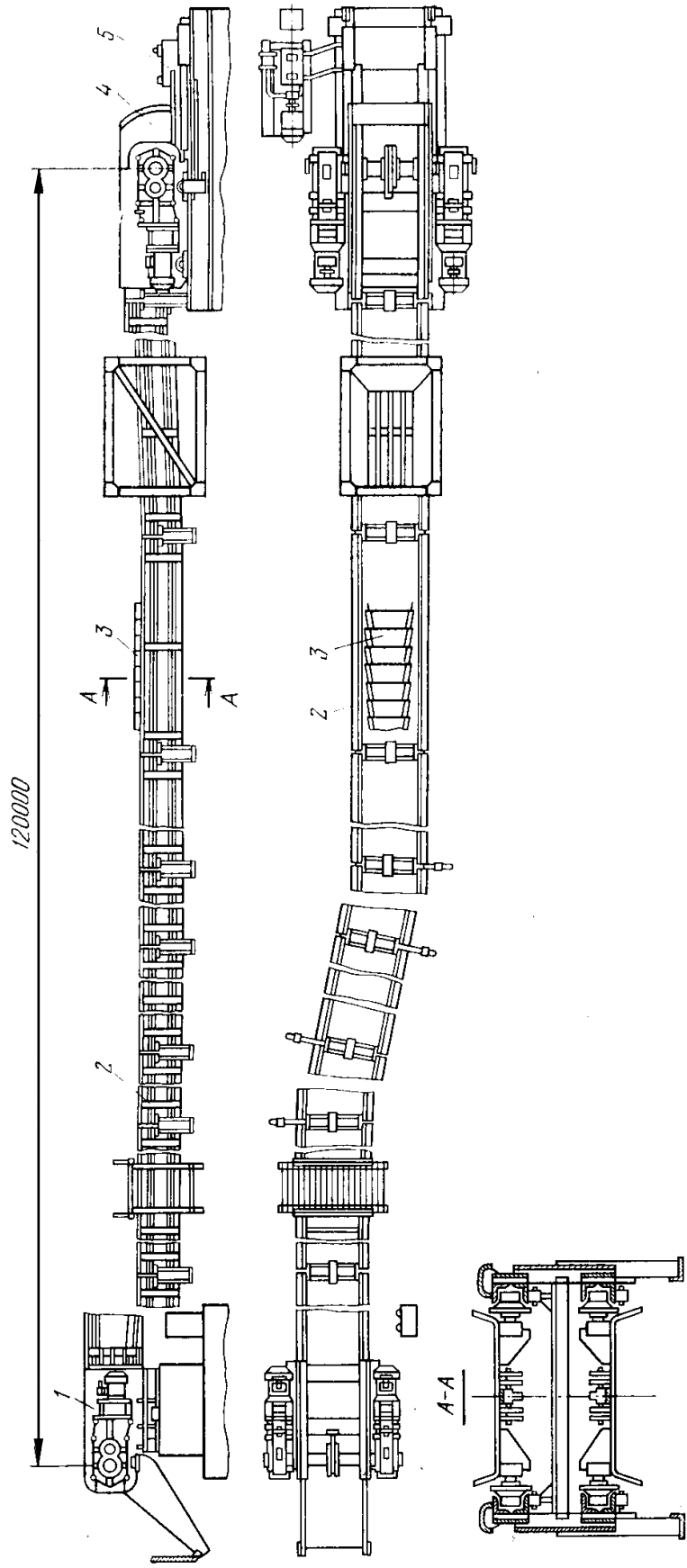


Рисунок 7.1. Пластинчатый конвейер:
 1-головная приводная станция; 2-металлоконструкция ства; 3-полотно с тяговой цепью; 4-хвостовая при-
 водная станция; 5-натяжное устройство.

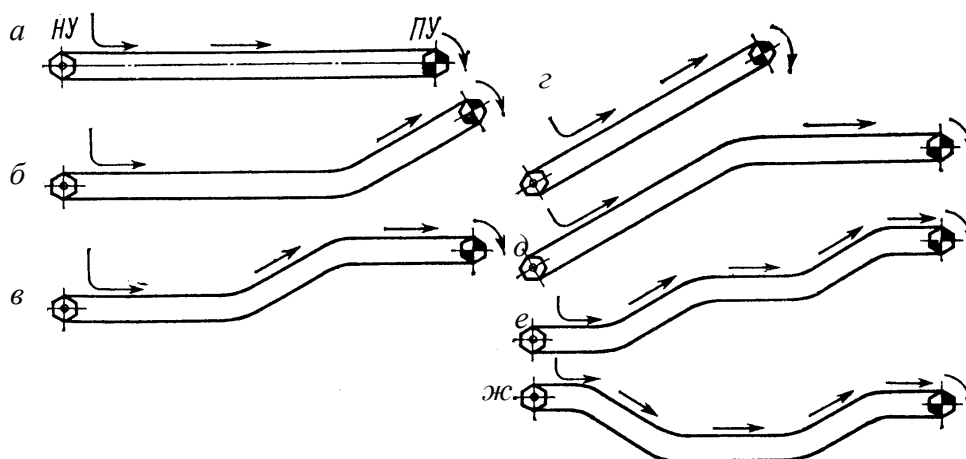


Рисунок 7.2. Трассы пластинчатых конвейеров:
а, г – горизонтальная и наклонная трассы;
б, д – горизонтально – наклонные трассы;
в, е, жс – сложные трассы

Типы пластинчатых стационарных конвейеров в зависимости от конструкции полотна ходовой части устанавливаются в соответствии с табл. 7.1.

7.2. Устройство пластинчатых конвейеров

В стандартных пластинчатых конвейерах общего назначения тяговыми элементами служат пластинчатые тяговые цепи (ГОСТ 588-81) следующих типов:

ПВ – пластинчатые втулочные; *ПВП* – пластинчатые втулочно-роликовые; *ПВК* – пластинчатые втулочно-катковые с гладкими катками; *ПВКГ* – пластинчатые втулочно-катковые с ребордами (гребнями) на катках; *ПВКП* – пластинчатые втулочно-катковые с подшипниками качения у катков.

В некоторых конструкциях пластинчатых конвейеров применяют круглозвенные сварные цепи.

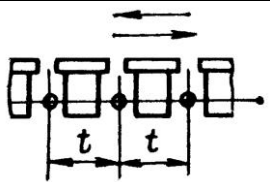
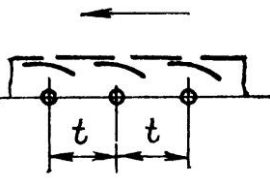
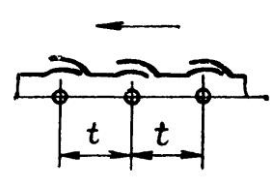
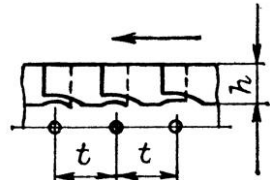
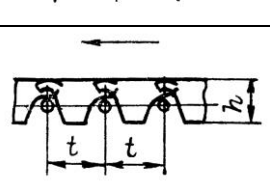
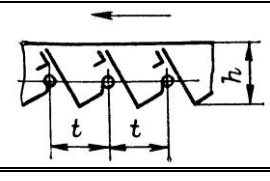
Большинство конвейеров имеет две тяговые цепи и только легкие конвейеры шириной до 650 мм имеют одну цепь.

В специальных конвейерах легкого типа для транспортирования штучных легких грузов (пищевая и легкая промышленность) с шириной полотна 80...200 мм цепь могут объединять с полотном, скользящим по металлическим или пластмассовым направляющим.

Плоское полотно выполняют с разомкнутыми или сомкнутыми пластинами с бортами или без бортов (рис. 7.3)

Плоское полотно применяют для транспортирования различных штучных грузов. Полотно выполняют из стальных пластин, пластмассовых или деревянных планок.

Пластинчатые стационарные конвейеры общего назначения

Конструктивная схема настила	Тип конвейера	Область применения
	Плоский разомкнутый ПР	Транспортирование штучных грузов
	Плоский сомкнутый ПР	
	Безбортовой волнистый В	Транспортирование штучных и насыпных (кусковых) грузов
	Бортовой волнистый	
	Коробчатый мелкий КМ	Транспортирование насыпных грузов
	Коробчатый глубокий КГ	

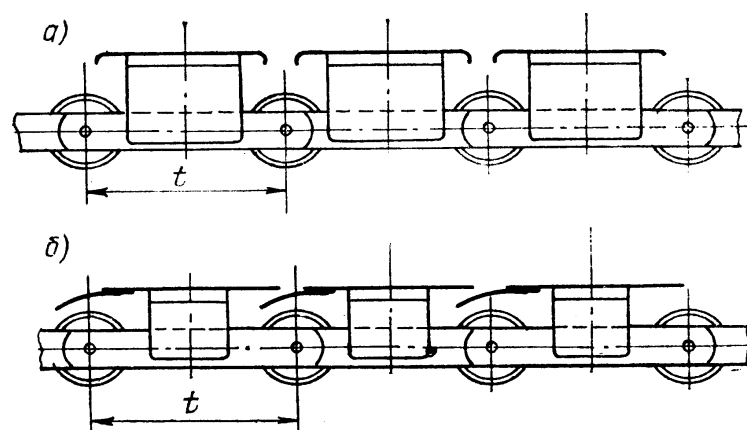


Рисунок 7.3 Плоское полотно: а – разомкнутое; б – сомкнутое

Волнистое полотно выполняют с бортами и без бортов (рис. 7.4)

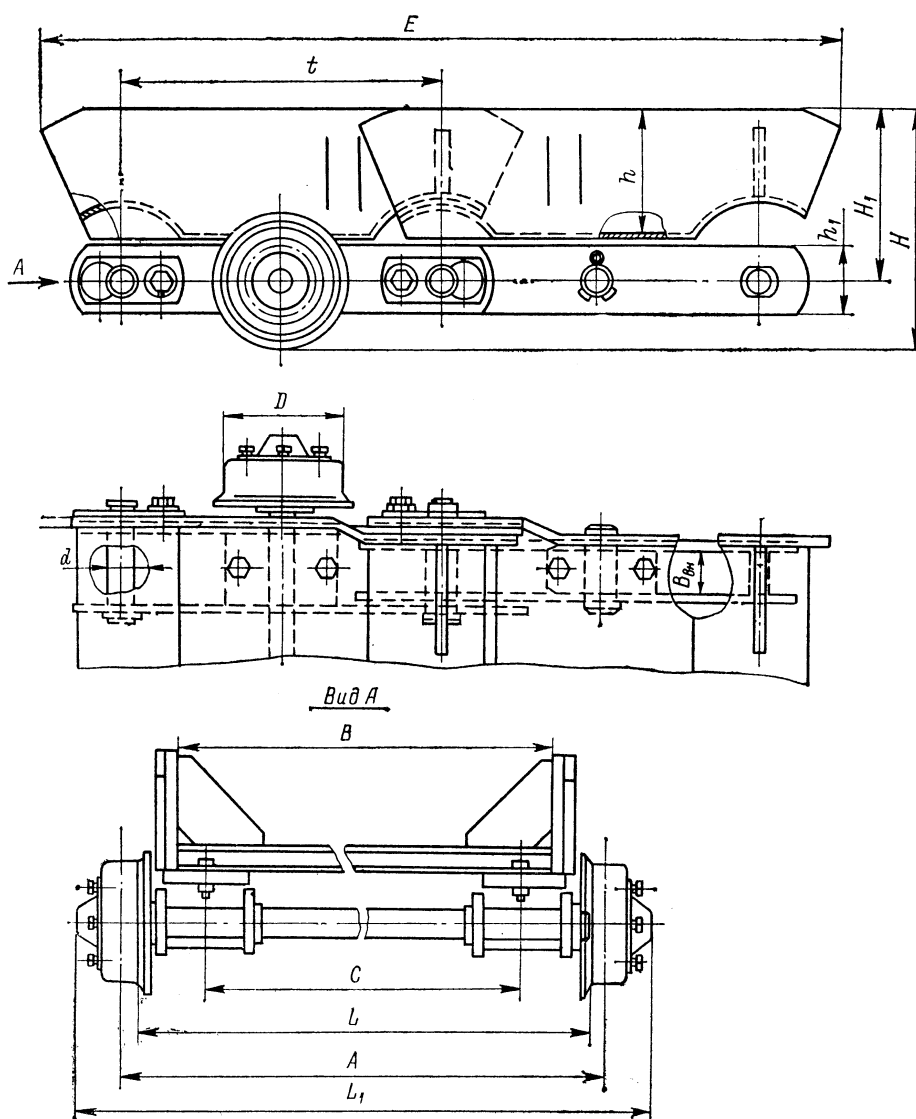


Рисунок 7.4. Конструкция волнистого полотна

Волнистая форма способствует надежному перекрытию соседних пластин не только на прямолинейных участках, но и на поворотах вокруг звездочек. Такое полотно обеспечивает перемещение грузов под большими углами наклона и уменьшает просыпание груза между пластинами. Основные размеры волнистого полотна показаны в табл. 7.2.

Коробчатое полотно (рис. 7.5) выполняют ковшеобразной формы, что обеспечивает транспортирование сыпучих грузов под большими углами наклона ($45 \dots 60^\circ$). Полотно выполняют методом штамповки и сварки из стальных листов.

Таблица 7.2

Размеры (мм) волнистого полотна (см. рис. 7.4)

Ширина полотна <i>B</i> , мм	<i>A</i>	<i>B_{ВН}</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>H</i>	<i>H₁</i>	<i>L</i>	<i>L₁</i>	<i>d</i>	<i>h</i>	<i>h₁</i>	<i>t</i>	Масса, кг
500	600	47	428	110	850	279	211	558	682	25	160	60	315	68
650	750		578					708	832					73
800	930	65	720	150	1050	361	271	884	1024	36	200	85	400	169
1000	1130		920					1084	1224					178
1200	1330		1120					1284	1424					192

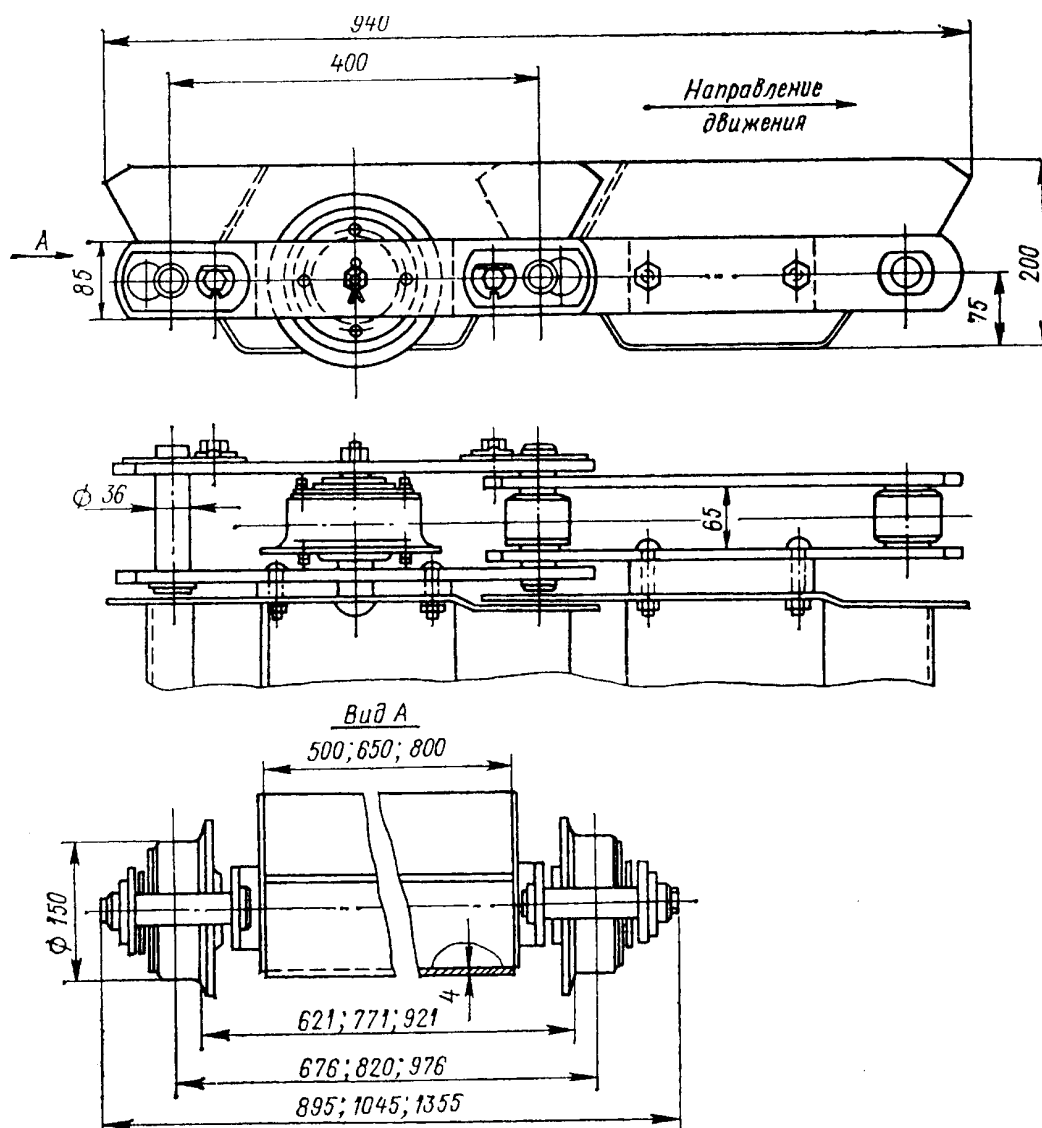


Рисунок 7.5 Коробчатое полотно

Существуют и другие типы полотна.

Натяжные устройства, по способу действия делятся на жесткие (рис. 7.6) и автоматически регулируемые (рис. 7.7).

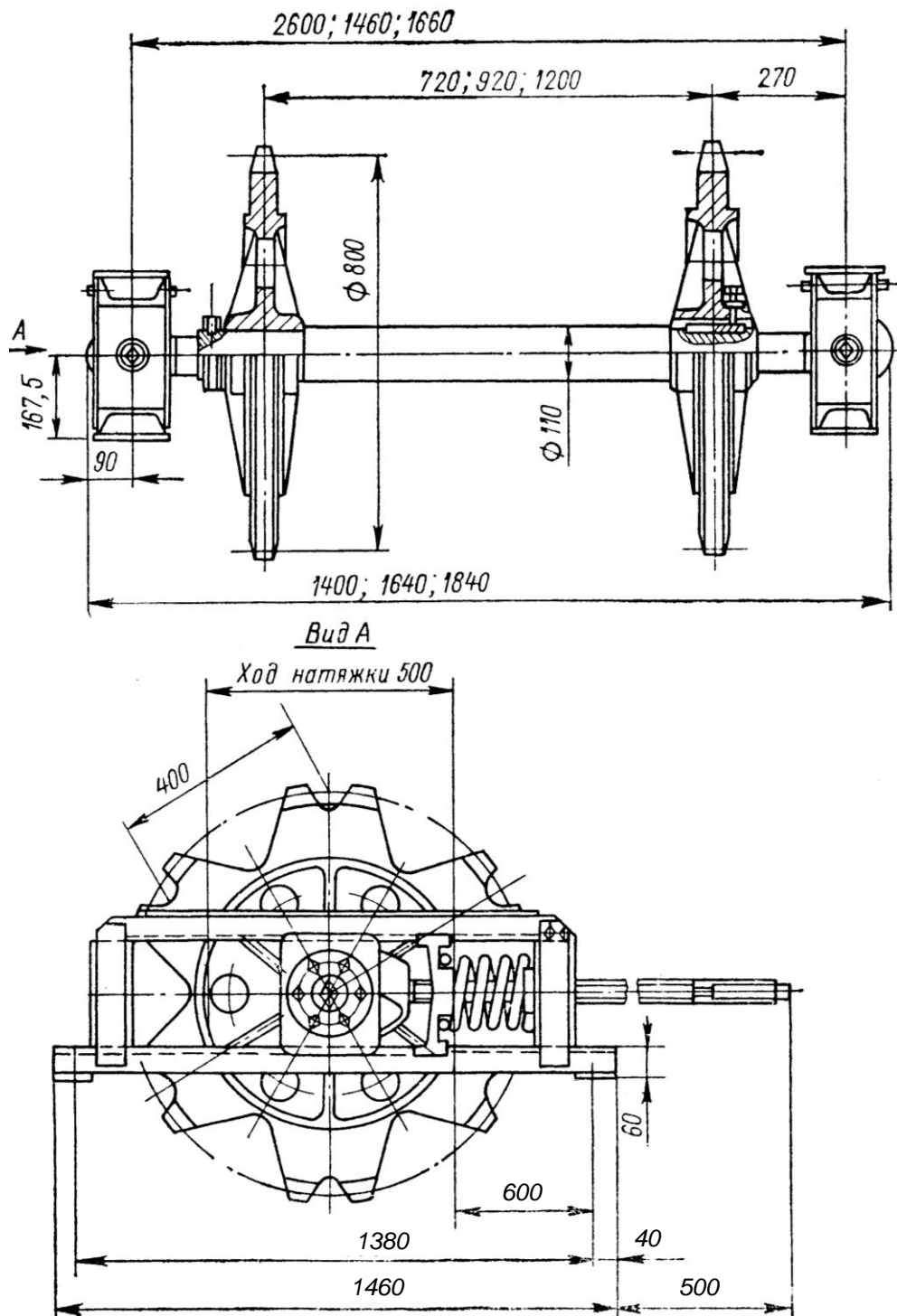


Рисунок 7.6. Пружинно-винтовое натяжное устройство

Первые характеризуются фиксированным положением вала звездочек натяжного устройства. Основной недостаток заключается в постепенном ослаб-

лении натяжений тягового органа из-за его вытяжки, возникающей вследствие износа в шарнирах.

Рамы натяжных станций снабжают верхними телескопическими направляющими, по которым перемещаются ходовые ролики несущего полотна.

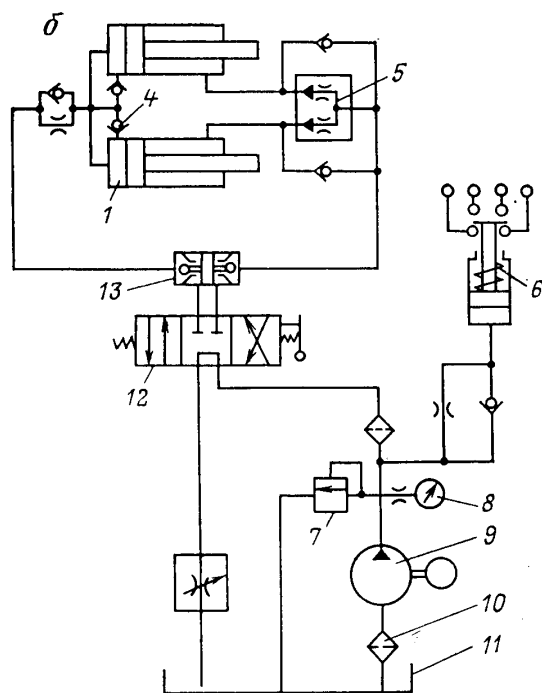
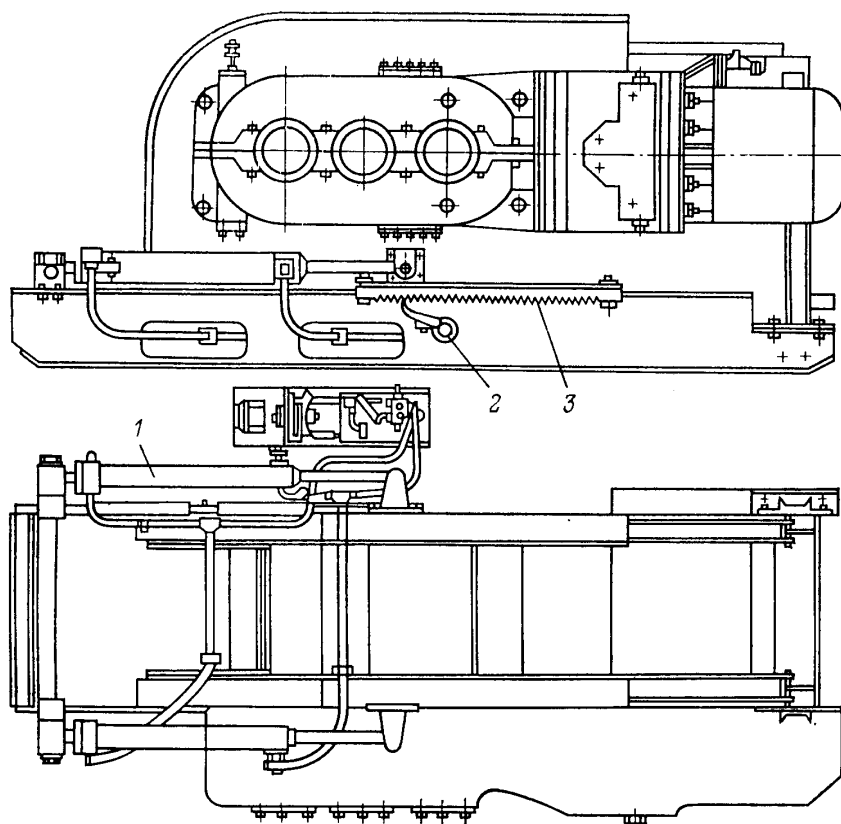


Рисунок 7.7. Натяжное устройство (а) и гидравлическая схема (б) конвейера П-65

Эти направляющие позволяют раздвигать став.

При длине конвейера свыше 500 м следует применить гидравлические или иные автоматически действующие натяжные устройства, которые могут поддерживать требуемое натяжение тягового органа при всех режимах его работы, включая пуск. Для пластинчатых конвейеров это имеет особо важное значение, так как для них характерны большая длина и значительные массы движущихся частей.

При пуске в течении периода неустановившегося движения происходит увеличение натяжения тяговой цепи в точке её набегания на приводную станцию. В то же время натяжение на сбегавшей с приводной станции ветви тягового органа уменьшается. Это приводит к увеличению провеса пластинчатого полотна, его искривлению и может вызвать задевание полотна за раму привода.

Примером автоматического натяжного устройства может служить гидравлическая натяжная станция конвейера П-65 (рис. 7.7).

При подаче электрической команды на включение двигателя конвейера автоматически происходит пуск двигателя шестеренного насоса АШ-10. Масло из гидробака 11 через фильтр 10 засасывается насосом 9 и через золотник 12, гидрозамок 13 и делитель потока (синхронизатор) подается к рабочим цилиндрам 1, которые перемещают концевой привод, производя натяжение тягового органа. Раму привода фиксируют два храповых механизма, состоящих из собачек 2 и реек 3. В зафиксированном положении рамы привода гидросистема разгружена от давления.

Делитель потока 5 предназначен для равномерной подачи масла в рабочие полости гидроцилиндров 1 независимо от разности давлений в них, чем обеспечивается синхронное движение обоих цилиндров.

Золотник 12 с ручным управлением предназначен для реверсирования гидроцилиндров, необходимого при монтажных и ремонтных работах. Во время этих операций двигателем насоса управляют с помощью пусковой кнопки. При достижении предельного давления, на которое отрегулировано реле давление 6, последнее разрывает размыкающие контакты цепи управления электродвигателем насоса и отключает его, после чего включается электродвигатели конвейера. Если двигатель насоса не отключен, их пуск не произойдет.

Манометр 8 контролирует давление в гидросистеме, а предохранительный клапан 7 защищает систему от перегрузки. Давление его срабатывания составляет 13,5 МПа.

Рабочий ход гидроцилиндров равен 1000 мм. Когда поршень занимает крайнее правое положение, нагнетательная линия соединяется со сливной.

Приводные устройства пластинчатых конвейеров выбираются в зависимости от длины, угла наклона, характера трассы и производительности.

Пластинчатые конвейеры в зависимости от длины, угла наклона, характера трассы и производительности снабжаются одним или двумя концевыми приводными устройствами, концевым и промежуточным концевым приводными устройством или только промежуточными приводами.

Концевые приводные устройства могут быть одинарными или двойными. Устанавливают их в голове и хвосте конвейера. Между двигателями и редукторами устанавливают тяговые гидравлические муфты. Возможно применение в пластинчатых конвейерах регулируемого электропривода постоянного тока или объемного гидропривода для регулирования скорости движения полотна.

На рис. 7.8 показана конструкция привода пластинчатого конвейера П-65. Редукторы в приводах пластинчатых конвейеров обычно имеют три ступени передач и две скорости.

Для защиты конвейера от перегрузок в современных конвейерах исполь-

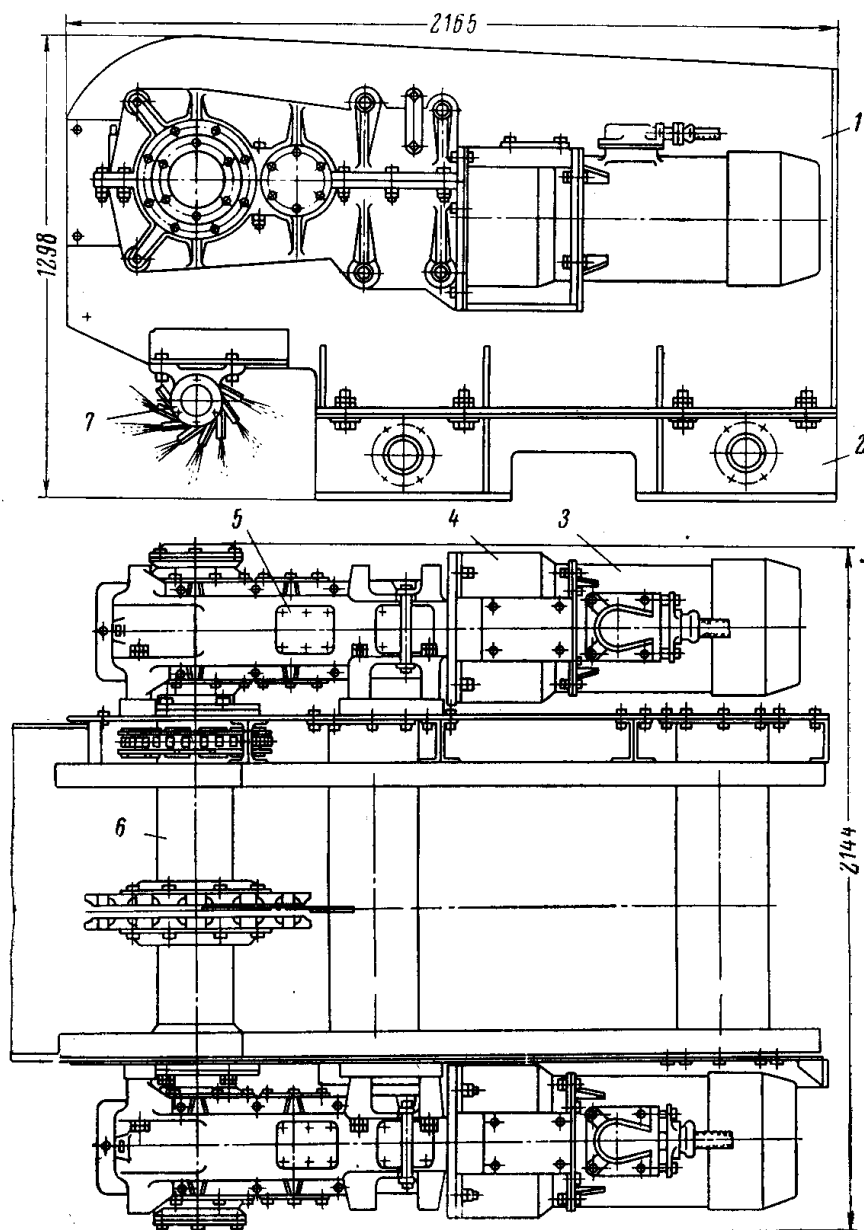


Рисунок 7.8. Привод пластинчатого конвейера П-65:
 1-рама основная; 2-рама подставная; 3-электродвигатели; 4-гидромуфты; 5-редукторы
 трехступенчатые, двухскоростные; 6- приводной вал со звездочкой приводной;
 7-очиститель

зуют предохранительные гидромуфты. Роль их многофункциональна. Они не только защищают от перегрузок электродвигатель и всю трансмиссию конвейера, но и обеспечивают плавный запуск приводных станций, снижают динамические усилия в элементах конвейера во всех режимах работы, рационально распределяют нагрузку между приводными блоками многоприводных конвейеров (рис. 7.9).

Центробежным насосом гидромуфты является её внешняя оболочка, приводимая во вращение электродвигателем. Рабочая жидкость (эмульсия, содержащая около 2% соответствующей присадки и 98% воды) насосным колесом подается на лопатки турбинного колеса, связанного с входным валом редуктора приводного блока. При работе гидромуфты с номинальной нагрузкой её скольжение составляет около 3...5%. При этом теряемая энергия выделяется в виде тепла. Нагрев жидкости в рабочем режиме не превышает 80°C.

Принцип действия гидромуфты состоит в следующем. При поступлении жидкости в рабочую полость создается вихревое гидравлическое кольцо, вращающееся одновременно вокруг оси муфты в радиальной плоскости и вокруг оси кольца. Вращающееся вихревое гидравлическое кольцо является средой, передающей мощность от ведущего вала к ведомому. Частицы жидкости, запасая кинетическую энергию в насосном колесе, отдают её турбинному колесу, а затем снова попадают в насосное колесо.

С увеличением крутящего момента на вторичном валу гидромуфты уменьшается число его оборотов, что происходит за счет уменьшения заполнения рабочего объема гидромуфты. По мере увеличения нагрузки и снижения в связи с этим скорости вращения турбинного колеса уменьшается давление в камере дополнительного объема и увеличивается в рабочей плоскости. Это вызывает переливание жидкости из рабочей полости в камеру дополнительного объема; при этом растет скольжение муфты. С уменьшением нагрузки и увеличением скорости вращения ведомого вала происходит обратное явление: жидкость постепенно переливается из камеры дополнительного объема в рабочую полость. С уменьшением объема масла в муфте скольжение увеличивается, а максимальный момент уменьшается. И наоборот, с увеличением объема залитого масла увеличивается жесткость характеристики и максимальный момент.

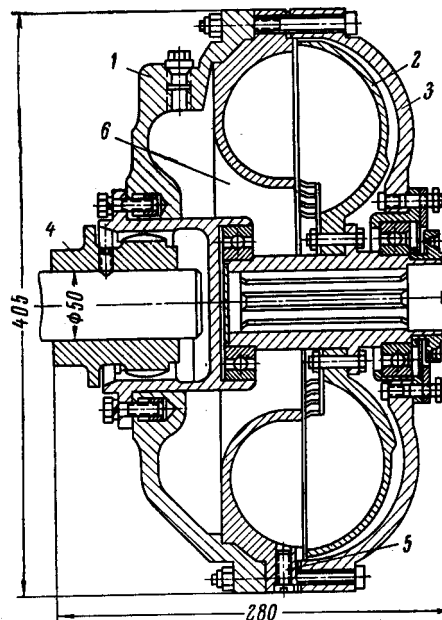


Рисунок 7.9 Гидромуфта:
 1-насосное колесо; 2-турбинное колесо;
 3-корпус турбинного колеса;
 4-зубчатая муфта; 5-плавкая пробка;
 6-камера дополнительного объема

Некоторые муфты имеют двух- или трехступенчатую защиту. Например, при двухступенчатой защите рабочей является первая ступень с температурой плавления пробки около 130°C , вторая ступень – аварийная; манометрическая крышка срабатывает при температуре нагрева жидкости до $179\dots 203^{\circ}\text{C}$.

В конвейерах большой длины устанавливают дополнительные промежуточные приводы. Число приводов зависит от производительности и длины конвейера.

Промежуточные приводы имеют рабочие органы, которые передают движение тяговым цепям зацеплением или трением (рис. 7.10). Возможно также бесконтактная передача с помощью движущегося электромагнитного поля.

С тяговой цепью зацепляются зубья звездочек обычного и специального (цевочного) профиля или кулаки, закрепленные на гусеничных цепях.

Звездочные приводные устройства имеют большое разнообразие конструктивных исполнений. Зубья приводной звездочки или закреплены жестко (чаще всего они выполняются заодно с ободом звездочки), или могут перемещаться относительно ее центра, а в отдельных случаях и в радиальном направлении.

Для звездочек с обычным профилем зубьев достаточен угол охвата цепью, обеспечивающий зацепление двух-трех зубьев. На дуге охвата тяговая цепь искривляется, что приводит к нарушению плавности движения полотна.

Для уменьшения отжима тяговой цепи на звездочке применяют цепной контур или прижимные звездочки. При этом тяговые цепи располагают с боков несущего полотна.

На конвейерах с втулочными или втулочно-роликовыми цепями могут быть использованы промежуточные приводы с цевочным зацеплением (типа зацепления зубчатого колеса с рейкой). Такие приводы снабжаются одной или двумя ведущими звездочками для одной ветви тяговой цепи. Звездочки сдвигают относительно друг друга по фазе зацепления и связывают кинематически приводными цепями или с помощью зубчатых колес. В отдельных случаях звездочки имеют индивидуальные приводы. Рабочий участок профиля зуба звездочки очерчивается по эвольвенте основной окружности или логарифмической спирали.

При проектировании промежуточных приводов с цевочным зацеплением величину шага цепи следует назначить меньше шага звездочки в соответствии с допустимым износом шарниров и зубьев. Чтобы избежать при этом неравномерности движения тяговой цепи, нужно применить такой профиль головки зубьев при котором полностью выбирается зазор между шарниром цепи и очередным зубом звездочки в период выхода из зацепления предыдущего зуба. Для этого применяют фланкирование зубьев т.е. очерчивание профиля головки по кривой, отличной от эвольвенты основной части профиля (срезанный профиль головки зуба).

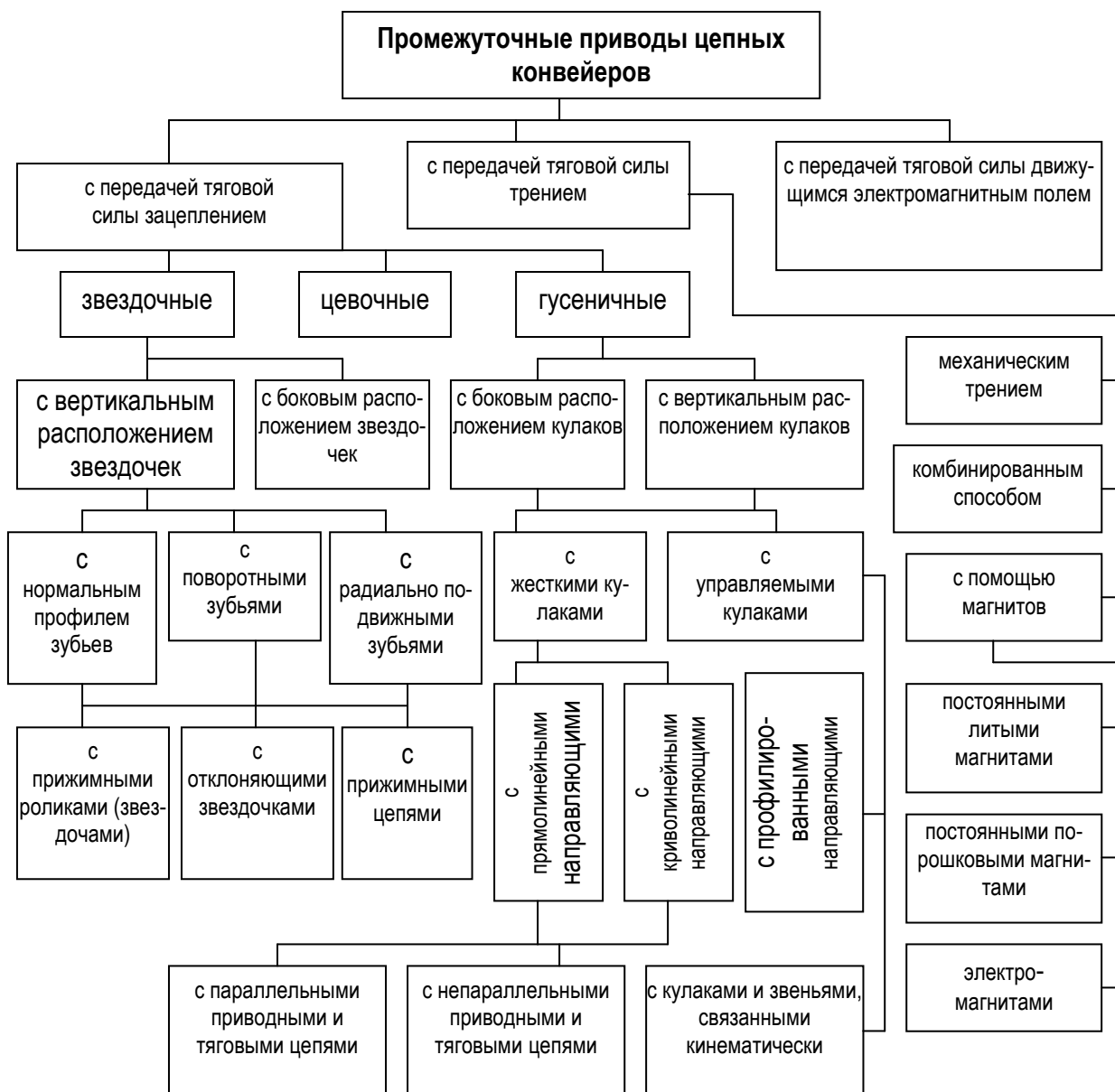


Рисунок 7.10 Классификация промежуточных приводов

Основные достоинства звездочных приводов: простота конструкции и высокая прочность рабочих элементов. Недостатки: повышенные требования к их изготовлению и монтажу; ряд конструкций этих приводов требует дополнительных прижимных устройств.

Гусеничные промежуточные приводы (рис. 7.11) состоят из ведущих кулаков и цепного обвода, включающего приводные цепи, направляющие шины и звездочки.

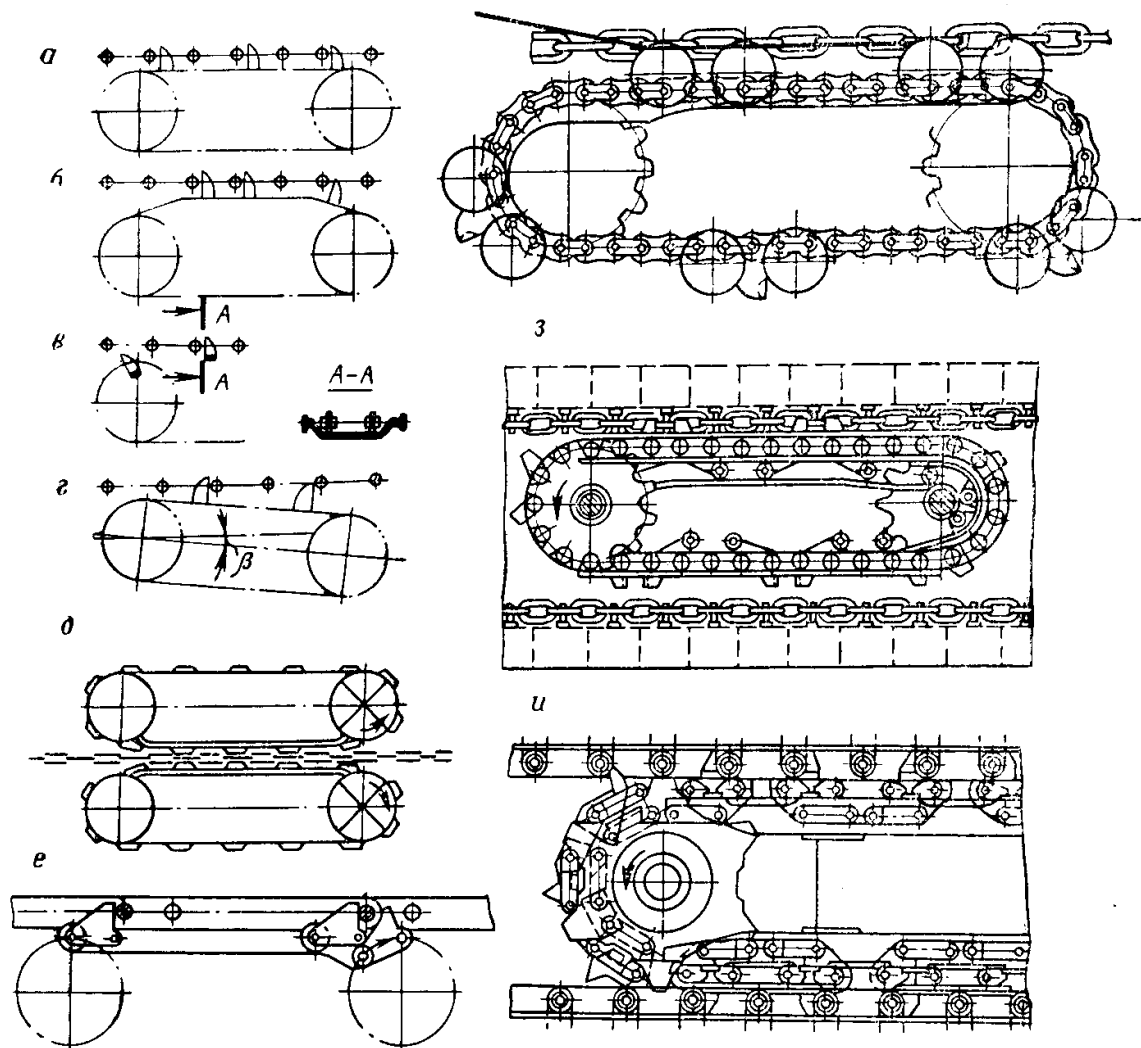


Рисунок 7.11 Схемы гусеничных промежуточных приводных устройств:

- a* - с прямолинейными направляющими; *б* - с криволинейными направляющими;
- в* - с криволинейными направляющими, обеспечивающими зацепление кулаков на уровне шарниров тяговой цепи; *г* - с прямолинейными направляющими, установленными под углом к тяговой цепи; *д* - с двумя боковыми ведущими кулачковыми цепями;
- е* - с криволинейными направляющими с шарнирно закрепленными кулаками;
- ж* - с управляемыми кулаками и криволинейными направляющими для круглозвенных тяговых цепей; *з* - с управляемыми сдвоенными кулаками для круглозвенных тяговых цепей; *и* - с кулаками, управляемыми шарнирными четырехзвенниками

В качестве приводных принимают втулочные, втулочно-роликовые и катковые цепи. Их шаг принимают равным или кратным шагу тяговых цепей конвейера.

При наличии в гусеничном приводе в двух приводных цепей с вертикальными кулаками рабочие ветви этих цепей следует располагать в одной (горизонтальной) плоскости с тяговыми цепями. Изогнутые приводные траверсы такого привода несут на себе кулаки, точки зацеплений которых с шарнирами (звеньями) тяговой цепи лежат в плоскости приводных цепей. Это уменьшает неравномерность движения тяговой цепи и устраняет опрокидывающие момен-

ты на кулаках. Применяются кулаки с криволинейным и прямолинейным очертаниями рабочих цепей.

На приводных цепях кулаки крепят жестко (рис. 7.11, *a-d*) или шарнирно (рис. 7.11, *e-u*). Движущую силу кулаки передают или непосредственно тяговой цепи конвейера, захватывая ее шарниры (звенья), или с помощью специальных элементов которые закрепляют на цепи, а иногда и на грузонесущем полотне (оси, рамы ходовых кареток, поперечные связи тяговых цепей двухцепных конвейеров, упоры на цепях и пр.).

По отношению к тяговой цепи кулакам придают вертикальное (рис. 7.11, *a-z*) или боковое (рис. 7.11, *д*) положения. В последнем случае кулаки могут захватывать тяговую цепь с двух сторон.

При одностороннем захвате возникают силы, которые стремятся вытолкнуть тяговую цепь из зацепления. Для ее удержания в зацеплении принимают, как и во многих звездочных приводах, направляющие шины, цепные контуры и звездочки.

Для роликовых приводных цепей на гусеничных приводах устанавливают направляющие, которые обеспечивают устойчивое движение ведущих кулаков и предотвращают их поперечное перемещение.

Направляющие шины приводных цепей располагают параллельно тяговым цепям (рис. 7.11, *a*) или под углом к ним (рис. 7.11, *z*). При параллельном расположении шин шаг кулаков назначают несколько меньшим чем шаг захватываемых кулаками шарниров (выступов) тяговой цепи. Этим обеспечивают свободный выход кулаков из зацепления, который, однако, сопровождается повышенной неравномерностью движения тяговой цепи.

Приводные устройства с направляющими, расположенными под углом к тяговой цепи $3-4^\circ$, применяют для предотвращения отжима втулочно-тяговой цепи и обеспечения свободного кулаков из зацепления.

7.3 Расчет и проектирование пластинчатых конвейеров

Пластинчатые конвейеры рассчитывают в два этапа: первый этап – предварительное определение основных параметров конвейера; второй – проверочный расчет. Исходными данными для расчета являются: заданная производительность конвейера; схема трассы; физико-механические свойства транспортируемого груза; скорость движения полотна конвейера и режим его работы.

В соответствии ГОСТ 22281-76 (см. табл. 7.1) выбирается тип конвейера для транспортирования груза с заданными свойствами и тип полотна. Полотно применяется трех типов: легкое – при насыпной плотности транспортируемого груза $\rho < 1 \text{ т/м}^3$; среднее – при $\rho = 1...2,0 \text{ т/м}^3$ и тяжелое – при $\rho > 2,0 \text{ т/м}^3$.

Для насыпных грузов высота бортов h выбирается из нормального ряда или из табл. 7.3, для штучных грузов принимают $h = 100...160 \text{ мм}$.

При передаче движущей силы только одной ветви тяговой цепи приводные звездочки применяют одинакового диаметра. Приводы, передающие движущую силу одновременно обеим ветвям тяговой цепи, а также уравнивающие устройства наклонных конвейеров, снабжены неуправляемыми кулаками, имеют звездочки разного диаметра. Направляющие воспринимают отжимающие усилия, действующие на кулаки со стороны тяговой цепи конвейера.

Таблица 7.3.

Высота бортов пластинчатого конвейера

Ширина полотна B , мм	Высота бортов h , мм	Производительность (м ³ /ч) при скоростях ходовой части, м/с						Ширина полотна B , мм	Высота бортов h , мм	Производительность (м ³ /ч) при скоростях ходовой части, м/с					
		0,125	0,16	0,2	0,25	0,315	0,4			0,125	0,16	0,2	0,25	0,315	0,4
400	100	16	20	25	30	40	50	800	200	65	80	100	125	160	200
500	125	25	30	40	50	65	80	1000	250	100	125	160	200	250	320
650	160	40	50	65	80	100	125	1200	320	160	200	250	320	400	500

Широкое применение пластинчатые конвейеры находят в угольной и рудной промышленности (табл. 7.4).

Наибольший угол наклона конвейера β (град) в зависимости от типа настила и угла трения β' груза о полотно:

Гладкое полотно без бортов	$\beta'-9$
Волнистое полотно без бортов	$\beta'-5$
Коробчатое полотно без бортов	35
Гладкое полотно с бортами	$\beta'-6$
Волнистое полотно с бортами	$\beta'-3$
Коробчатое полотно с бортами	35

Выбранный угол наклона должен удовлетворять условию

$$\beta \leq \varphi' - (7...10^\circ),$$

где φ' – угол естественного откоса груза в движении ($\varphi' \approx 0,7\varphi$).

Радиус перегиба конвейера принимается из условия $R=5...8$ м. Скорость движения полотна в зависимости от ширины полотна и назначения конвейера выбирается по ГОСТ 22281-76 в пределах от 0,01 до 1,0 м/с.

Таблица 7.4

Техническая характеристика пластинчатых конвейеров
в горнорудной промышленности

Тип конвейера	Производительность, т/ч	Скорость движения полотна, м/с	Ширина полотна, мм	Максимальная длина, м	Тяговая цепь
П-50	250	1,00	500	-	Круглозвенная
П-65	350	1,06	650	1200	-
П-80	750	1,20	800	1100	-
ПН-65	250	1,14	650	1000	-
КПР	520	0,17	660	42	Пластинчатая
П-80Д	2000	1,25	800	300	Круглозвенная
П-80Е	200	1,25	800	300	-
П-100	3000	3,00	1000	1200	-
П-140	8000	3,00	1400	1200	-
ПКС-140	5000	2,50	1400	1500	-

Наиболее употребительные скорости стационарных пластинчатых конвейеров общего назначения 0,1...0,4 м/с. При повышении скорости увеличивается производительность, уменьшается масса и стоимость конвейера, что является положительными факторами, однако, наряду с этим возрастает неравномерность движения ходовой части и динамическая нагрузка на цепи, нежелательные при работе конвейера. Поэтому при длиннозвенных цепях с шагом 250...400 мм. и малом числе зубьев звездочек ($z \leq 6$) скорости конвейеров не превышают 0,3 м/с. При больших скоростях следует увеличить число зубьев. При короткозвенных цепях с подшипниками качения скорость достигает 1,25 м/с.

Скорость конвейеров, связанных с технологическими операциями (сортировка, сушка и т.п.), выбирают с учетом требований производства.

В конвейерах общего назначения в качестве тяговых элементов применяются преимущественно пластинчатые цепи (ГОСТ 589-81) втулочные, втулочно-роликовые, втулочно-катковые с гладкими катками (ГОСТ 588-74) и с катками, имеющими реборды. Наибольшее распространение получили втулочно-катковые цепи с ребордами.

Предварительный расчет пластинчатых конвейеров приводится ниже.

По заданной производительности конвейера определяют необходимую ширину полотна. Для насыпных грузов ширина полотна вычисляется по формулам:

при полотне без бортов

$$B = \sqrt{\frac{Q}{648v\rho k_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)}}; \quad (7.1)$$

при полотне с бортами

$$B = \sqrt{\frac{Q}{900v\rho k_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)} + \left(\frac{2h_{\delta}\psi}{k_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)}\right)^2} - \frac{2h_{\delta}\psi}{k_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)}; \quad (7.2)$$

где Q – производительность конвейера, т/ч; v – скорость движения полотна, м/с; φ – угол естественного откоса груза в покое, град; k_{β} – коэффициент угла наклона конвейера (табл. 7.5); h – высота бортов, м; ψ – коэффициент использования высоты борта ($\psi = 0,65 \dots 0,8$).

Таблица 7.5

Значение коэффициента k_{β}

Угол наклона конвейера, град	Тип полотна	
	Без бортов	С бортами
≤ 10	1,00	1,00
10-20	0,90	0,95
> 20	0,85	0,90

Для кусковых грузов необходима проверка ширины полотна по условию: при содержании крупных кусков в грузе до 10%

$$B \geq (1,7a_{max} + 200),$$

где a_{max} – наибольший размер крупных кусков.

При содержании крупных кусков до 100%

$$B \geq (2,7a_{max} + 200).$$

При транспортировании штучных грузов ширина полотна принимается из условия

$$B \geq b + b',$$

где b – наибольшая ширина опорной поверхности груза, мм; b' – запас ширины полотна (для безбортового полотна $b' = 50 \dots 100$ мм; для бортового $b' = 100 \dots 150$ мм).

Полученные размеры полотна и высоты бортов округляют до ближайших больших размеров (ГОСТ 22281-76).

Максимальное натяжение цепей можно определить по приближенной формуле

$$S_{max} \cong 1,1 \{ S_0 + \omega [(q_{zp} + q_0)L_g + q_0L_n] + (q_{zp} + q_0)H \} \quad (7.3)$$

где S_0 – начальное натяжение цепей, можно принимать в пределах: $S_0=1000\dots2000$ Н; L_g – горизонтальная проекция полной длины загруженной ветви конвейера, м; L_n – то же для порожней ветви, м; q_0 – линейная нагрузка от ходовой части конвейера, Н/м; q_{zp} – линейная нагрузка от насыпного груза, Н/м; ω – коэффициент сопротивления движению ходовой части на прямолинейных участках.

Для металлического полотна можно принять

$$q_0 = 60B + A,$$

где A – эмпирический коэффициент (табл. 7.6) .

Для деревянного полотна

$$q_0 = 2q_u + q_n,$$

где q_u – линейная нагрузка от цепей, Н/м; q_n – то же от полотна, Н/м.

Таблица 7.6

Значение коэффициента A

Тип полотна	Ширина полотна B , м		
	0,4-0,5	0,65-0,8	0,8
Легкий	40	50	70
Средний	60	70	100
Тяжелый	80	110	150

Линейная нагрузка от полотна

$$q_0 = B\delta r q,$$

где δ – толщина деревянных планок полотна, $\delta = 20\dots40$ мм.

Коэффициент ω принимается в зависимости от конструкции ходовой части и условий работы конвейера. Для катков на втулках скольжения $\omega=0,08\dots0,11$, на подшипниках качения $\omega=0,025\dots0,04$.

Линейная нагрузка от насыпного груза

$$q_{zp} = \frac{Q}{3,6v} g$$

от штучного груза –

$$q_{шт} = \frac{m}{t} g,$$

где m – масса единицы груза, кг; t – расстояние между грузами, м.

Расстояние между грузами

$$t = l_2 + (100\dots150),$$

где l_2 – длина опорной поверхности груза, расположенного на полотне, измеренная вдоль оси конвейера, м.

При известных производительности Q и скорости v

$$t = \frac{3,6mv}{Q}.$$

При одной тяговой цепи $S_{max}=S_{расч}$.

При двух цепях усилие на одну цепь с учетом неравномерности распределения нагрузок определяется по формуле

$$S_{расч} = 1,5 \frac{S_{max}}{2}. \quad (7.4)$$

По величине $S_{расч}$ выбирают тяговую цепь (см. приложение).

Поверочный расчет производится после выбора цепи на основе предварительного расчета основных элементов ходовой части конвейера. В поверочном расчете выполняют подробные вычисления сил сопротивления движению на всех участках трассы.

Сопротивление на прямолинейных горизонтальных участках:
для загруженной ветви

$$W_{зр.в} = (q_{зр} + q_0)L_в\omega; \quad (7.5)$$

для порожней ветви

$$W_{з.н} = q_0L_н\omega. \quad (7.6)$$

Сопротивление на прямолинейных наклонных участках:
для загруженной ветви

$$W_{н.в} = (q_{зр} + q_0)(L_в\omega \pm H); \quad (7.7)$$

для незагруженной ветви

$$W_{н.н} = q_0(L_н\omega \pm H). \quad (7.8)$$

Сопротивление на звездочках определяется по формуле

$$W_{зв} = S_{зв}(k-1), \quad (7.9)$$

где $S_{зв}$ – натяжение в точке набегания цепи на звездочку, Н; k – коэффициент сопротивления на звездочках, для звездочек на подшипниках качения $k=1,03 \dots 1,05$; на подшипниках скольжения $k=1,05 \dots 1,07$.

Методом обхода по контуру конвейера определяются натяжения в каждой точке, в том числе и наибольшее статическое натяжение тяговых цепей.

В тяговых цепях конвейеров, получающих движение от звездочек, вследствие неравномерного движения цепей возникают динамические нагрузки, которые приближенно можно определить по формуле

$$S_{дин} = \frac{6}{t_ц} m \left(\frac{\pi\omega}{z} \right)^2, \quad (7.10)$$

где $t_ц$ – шаг цепи, м; z – число зубьев звездочек;

$$m = \frac{q_{зр} + \psi q_0}{q} L_k - \text{приведенная масса движущихся частей конвейера и груза.}$$

7.4. Пример расчета пластинчатого конвейера

Исходные данные: производительность $Q = 200$ т/ч; общая длина конвейера $L = 300$ м (рис. 7.12); $L_1 = 100$ м; $L_2 = 80$ м; $L_3 = 120$ м. Транспортируемый груз – уголь рядовой ($\rho = 0,9$ т/м³; крупность кусков $a_{max} = 80$ мм); угол наклона наклонной части конвейера $\beta = 12^\circ$.

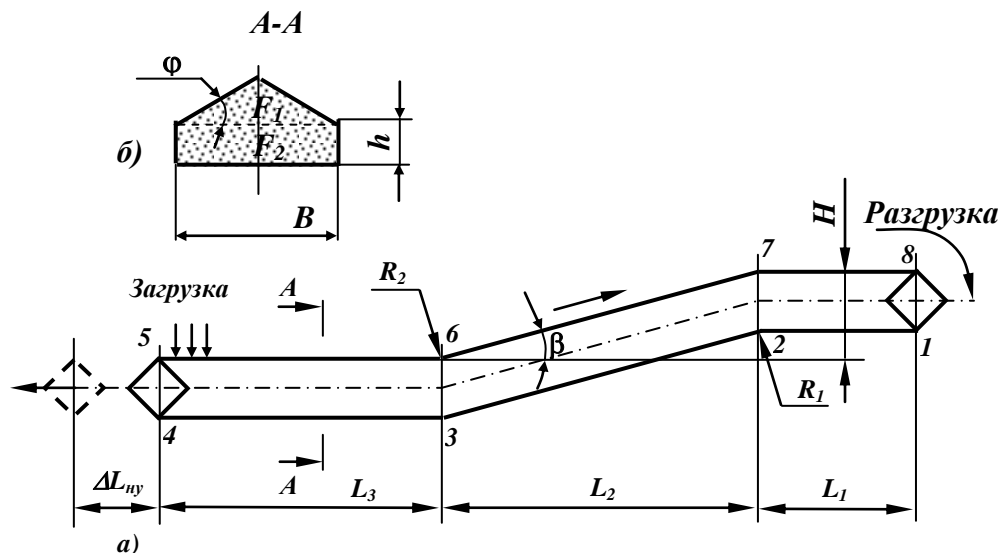


Рисунок 7.12 К расчету пластинчатого конвейера:
а – расчетная схема; б – поперечное сечение груза на полотне с бортами

Предварительно принимаем в качестве тягового органа конвейера пластинчатую цепь (ГОСТ 588-81) типа ПВК. Скорость движения полотна $v = 0,6$ м/с.

Площадь поперечного сечения транспортируемого груза на конвейере

$$F = F_1 + F_2.$$

По заданной производительности конвейера определяют необходимую ширину полотна. Для насыпных грузов ширина полотна вычисляется по формулам:

при полотне без бортов

$$B = \sqrt{\frac{Q}{648v\rho k_{\beta}tg(0,4\varphi_0)}};$$

при полотне с бортами

$$B = \sqrt{\frac{Q}{900v\rho k_{\beta}tg(0,4\varphi_0)} + \left(\frac{2h_{\delta}\psi}{k_{\beta}tg(0,4\varphi_0)}\right)^2} - \frac{2h_{\delta}\psi}{k_{\beta}tg(0,4\varphi_0)},$$

где $Q = 200$ т/ч – производительность конвейера; $v=0,6$ м/с – скорость движения полотна; $\varphi_0 = 30\dots45^\circ$ – угол естественного откоса груза в покое (см. приложение); k_β – коэффициент, учитывающий угол наклона конвейера;

$$k_\beta = \frac{100 - \beta}{100} = \frac{100 - 12}{100} = 0,88;$$

$\rho=0,9$ т/м³ – плотность транспортируемого груза; $\beta = 12^\circ$ – угол наклона наклонной части конвейера; h_b – высота бортов полотна, принимаем $h_b = 0,160$ м (табл. 7.3); $\psi=0,65\dots0,8$ – коэффициент использования высоты бортов.

Определяем ширину полотна

$$B = \sqrt{\frac{200}{900 \cdot 0,6 \cdot 0,9 \cdot 0,88 \cdot \operatorname{tg}(0,4 \cdot 35^\circ)} + \left(\frac{2 \cdot 0,160 \cdot 0,8}{0,88 \cdot \operatorname{tg}(0,4 \cdot 35^\circ)} \right)^2} - \frac{2 \cdot 0,160 \cdot 0,8}{0,88 \cdot \operatorname{tg}(0,4 \cdot 35^\circ)} = 0,63 \text{ м.}$$

Исходя из кусковатости рядового угля, ширина пластин должна быть

$$B \geq 1,7a_{\max} + 200 = 1,7 \cdot 80 + 200 = 336 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем ширину полотна $B=650$ мм (табл. 7.7)

Таблица 7.7

Ширина полотна и высота бортов

Номинальная ширина полотна В, мм	400	500	650	800	1000	1200
Номинальная высота бортов, h, мм	100	100	100	100	100	100
	125	125	125	125	125	125
	160	160	160	160	160	160
		200	200	200	200	200
		250	250	250	250	250
		320	320	320	320	320

Погонная нагрузка от транспортируемого груза

$$q_{2p} = \frac{Q}{3,6v} g = \frac{200}{3,6 \cdot 0,6} \cdot 9,81 = 908 \text{ Н/м.}$$

Погонную нагрузку от собственного веса движущихся частей (полотна с цепями) приближенно определяем по эмпирической зависимости:

$$q_n = (60B + A)g = (60 \cdot 0,65 + 70) \cdot 9,81 = 1069 \text{ Н/м,}$$

где A – коэффициент, принимаемый в зависимости от ширины полотна и вида груза, $A=70$ (табл. 7.6).

Для рассчитываемого пластинчатого конвейера минимальное натяжение цепей может быть в точках 1 или 3. Если $q_n(L_1+L_2)\omega' < Hq_n$ то наименьшее натя-

жение будет в точке 3, а если $q_n(L_1+L_2)\omega' > Hq_n$, то минимальное натяжение будет в точке 1. Поскольку для средних условий работы и подшипников скольжения $\omega' = 0,080$ (табл. 7.8), то

$$q_n(L_1 + L_2)\omega' = 1069(100 + 80)0,08 = 15394 \text{ Н} \leq 17 \cdot 1069 = 18173 \text{ Н},$$

где $H = 17$ м, т.е. минимальное натяжение будет в точке 3.

Принимаем $S_{min} = S_3 = 2000$ Н (минимальное натяжение цепей задают обычно в пределах 1000...5000 Н, но не менее 500 Н).

Таблица 7.8

Значения коэффициента ω' для пластинчатых втулочно-катковых цепей (ГОСТ588-81)

Условия работы конвейера	ω' для катков на подшипниках	
	скольжения	качения
Хорошие	0,06...0,08	0,020
Средние	0,08...0,10	0,030
Тяжелые	0,10...0,13	0,043

Методом обхода по контуру по ходу движения полотна находим натяжение в характерных точках

$$S_4 = S_3 + q_n L_3 \omega' = 2000 + 1069 \cdot 120 \cdot 0,08 = 12262 \text{ Н};$$

$$S_5 = k S_4 = 1,06 \cdot 12262 = 12998 \text{ Н}$$

где $k = 1,05 \dots 1,1$ – коэффициент увеличения натяжения цепи при огибании звездочки;

$$S_6 = S_5 + (q_n + q_{zp}) L_3 \omega' = 12998 + (1069 + 908) \cdot 120 \cdot 0,08 = 31977 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned} S_7 &= S_6 + (q_n + q_{zp}) L_{6-7} \omega' \cos \beta + (q_n + q_{zp}) L_{6-7} \sin \beta = \\ &= 31977 + (1069 + 908) \cdot 82 \cdot 0,08 \cdot \cos 12^\circ + (1069 + 908) \cdot 51 \cdot \sin 12^\circ = 78331 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\text{где } L_{6-7} = \frac{L_2}{\cos \beta} = \frac{80}{\cos 12^\circ} = 82 \text{ м};$$

$$S_8 = S_7 + (q_n + q_{zp}) \omega' L_1 = 78331 + (1069 + 908) \cdot 0,08 \cdot 100 = 94147 \text{ Н}.$$

Натяжение в точках 2 и 1 определим, обходя контур от точки 3 против движения холостой ветви конвейера:

$$\begin{aligned} S_2 &= S_3 - q_n L_{2-3} \cos \beta \omega' + q_{II} L_{2-3} \sin \beta = \\ &= 2000 - 1069 \cdot 82 \cdot \cos 12^\circ \cdot 0,08 + 1069 \cdot 82 \cdot \sin 12^\circ = 13112 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$\text{где } L_{2-3} = L_{6-7} = 82 \text{ м};$$

$$S_1 = S_2 - q_n L_1 \omega' = 13112 - 1069 \cdot 100 \cdot 0,08 = 4560 \text{ Н}.$$

Диаграмма натяжения тягового органа показана на рис. 7.13.

Тяговое усилие привода

$$W_0 = S_8 - S_1 + (k - 1)(S_8 - S_1) = 94147 - 4560 + (1,06 - 1)(94147 - 4560) = 94962 \text{ Н.}$$

Расчетная мощность

$$N_p = \frac{W_0 v}{1000 \eta_m} = \frac{94962 \cdot 0,6}{1000 \cdot 0,95} = 60 \text{ кВт.}$$

Установочная мощность электродвигателя

$$N_y = k_3 N_p = 1,1 \cdot 60 = 66 \text{ кВт.}$$

Принимаем два электродвигателя (см. приложение) тип 4A280S8У3;

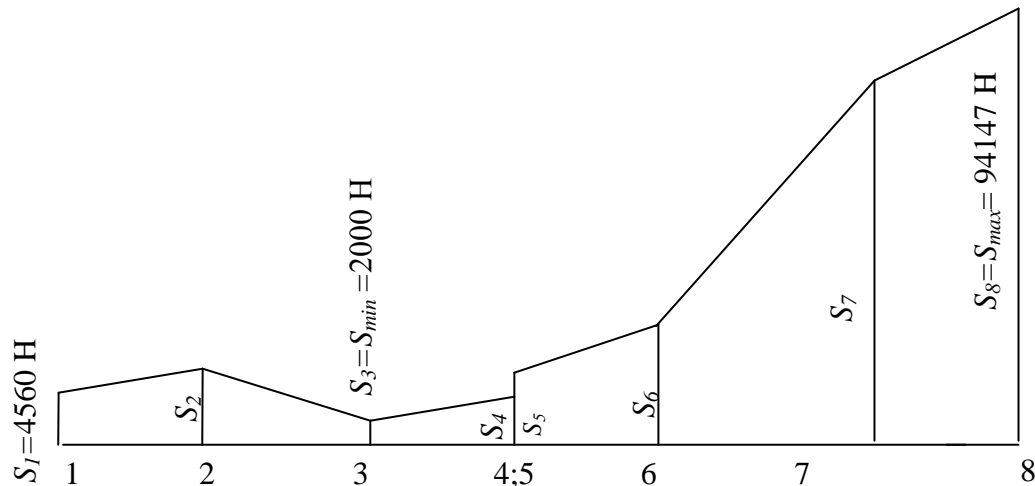


Рисунок 7.13 Диаграмма натяжения тягового органа

мощность $N=37$ кВт; частота вращения $n=735$ об/мин; маховой момент $GD^2 = 4,62$ кг·м²; масса 535 кг.

Предварительно принимаем звездочки с числом зубьев $z=12$ и цепь с шагом $t=160$ мм. Тогда диаметр делительной окружности приводных звездочек будет

$$D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{160}{\sin \frac{180}{12}} = 617,8 \text{ мм.}$$

Частота вращения звездочек

$$n_{зв} = \frac{60 v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 0,6178} = 18,6 \text{ мин}^{-1}.$$

Передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n_{эл.дв}}{n_{зв}} = \frac{735}{18,6} = 39,5.$$

Суммарный крутящий момент на выходных валах редукторов

$$M_{кр} = W_0 \frac{D_0}{2} = 94962 \cdot \frac{0,6178}{2} = 29334 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

где W_0 - тяговое усилие привода.

Окончательно принимаем (см. приложение) трехступенчатый редуктор типа 1Ц2У-400К (цилиндрический, $u_p=40$ номинальный крутящий момент на выходном валу и тяжелом режиме работы при $u = 40$; $M_{кр} = 16200 \text{ Н}\cdot\text{м}$; масса 870 кг).

Расчетное усилие в цепи

$$S_p = 1,15 \frac{S_8 + S_{дин}}{2},$$

где $S_{дин} = \frac{6\pi^2(q_{зр} + \psi q_n)Lv^2}{gz^2 t_u}$ - динамическая нагрузка на цепи; $q_{зр} = 908$

Н/м - погонная нагрузка от груза; $q_n = 1069 \text{ Н/м}$ - погонная нагрузка от движущегося полотна; ψ - коэффициент, учитывающий уменьшение приведенной массы движущихся частей конвейера

$$\psi=2 \text{ при } L_k < 25 \text{ м;}$$

$$\psi=1,5 \text{ при } L_k = 25 \dots 60 \text{ м;}$$

$$\psi=1,0 \text{ при } L_k > 60 \text{ м;}$$

$$S_{дин} = \frac{6 \cdot 3,14^2 (908 + 1 \cdot 1069) \cdot 300 \cdot 0,6^2}{9,81 \cdot 12^2 \cdot 0,160} = 55884 \text{ Н;}$$

$$S_p = 1,15 \frac{94147 + 55884}{2} = 86268 \text{ Н.}$$

Разрывное усилие цепи

$$S_{разр} = nS_p = 6 \cdot 86268 = 517607 \text{ Н,}$$

где $n=6 \dots 10$ – коэффициент запаса прочности цепи.

Принимаем окончательно тяговую пластинчатую цепь М630 (ГОСТ 588-81) с шагом $t=250 \text{ мм}$, разрывным усилием $P_{разр}=630000 \text{ Н}$ (см. приложение).

Максимальное усилие в цепи при пуске конвейера

$$S_{max} = 1,15 \cdot \frac{S_8 + S_{дин} + S_{д.н}}{2},$$

где $S_{д.н}$ – динамическое усилие в цепи при пуске

$$S_{д.н} = m_k \frac{D_0}{2} \frac{\varepsilon_{дв}}{u_p} \eta_m = 84591 \cdot \frac{0,6178}{2} \cdot \frac{35,9}{40} \cdot 0,95 = 22279 \text{ Н;}$$

$\varepsilon_{дв}$ – угловое ускорение вала электродвигателя.

Приведенная масса движущихся частей конвейера

$$m_k = k_y \left[(2q_n + q_{cp})L + k_v G_v g \right] \frac{1}{g} =$$

$$= 0,9 \cdot [(2 \cdot 1069 + 908) \cdot 300 + 0,6 \cdot 1400 \cdot 9,81] \cdot \frac{1}{9,81} = 84591 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{мм}$$

где $k_v=0,5 \dots 0,7$ – коэффициент, учитывающий уменьшение средней скорости вращающихся масс по сравнению со скоростью v ; $k_y=0,85 \dots 0,95$ – коэффициент, учитывающий упругое удлинение цепей; G_v – вес вращающихся частей конвейера (без привода). В нашей конструкции к вращающимся частям следует отнести натяжные звездочки. Следует принимать ориентировочно (600...3000) кгс.

В нашем случае $G_v = 1400$ кгс.

Увеличение идет при увеличении нагрузок конвейера.

$$\varepsilon_{\partial\omega} = \frac{M_{n.cp} - M_{cm.n}}{J_{np}} = \frac{1588,8 - 772}{22,78} = 35,9 \text{ рад/с}^2,$$

где $M_{n.cp} = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{2,2M_H + 1,1M_H}{2} = 1,65M_H = 1,65 \cdot 975 \frac{N}{n} =$

$$= 1,65 \cdot 975 \frac{37}{735} = 81 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 794,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Так как в нашем случае принято два электродвигателя, то

$$M_{n.cp} = M'_{n.cp} = 2 \cdot 794,4 = 1588,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{cm.n} = \frac{W_0 D_0}{2u_p \eta_m} = \frac{94962 \cdot 0,6178}{2 \cdot 40 \cdot 0,95} = 772 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент инерции движущихся масс конвейера, приведенный к валу двигателя,

$$J_{np} = \delta J_{p.m} + \frac{m_k R^2}{u_p^2 \eta_m} = 1,15 \cdot 4,81 + \frac{84591 \cdot 0,3089}{40^2 \cdot 0,95} = 22,78 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2,$$

где J_{np} – момент инерции ротора электродвигателя и втулочно-пальцевой муфты.

$$J_p = \frac{GD^2 \cdot n}{4g} = \frac{4,62 \cdot 2}{4 \cdot 9,81} = 0,235 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 = 2,31 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2,$$

где GD^2 – маховой момент ротора электродвигателя $GD^2=4,62$ кгс·м²; $n=2$ – количество электродвигателей

Момент инерции втулочно-пальцевой муфты $J_M=0,1275$ кгс·м·с²=1,25 Н·м·с² (см. приложение).

Тогда $J_{p.m}=J_p+J_M=2,31+2,5=4,81$ Н·м·с²;

$$J_M = 2 \cdot J' = 2 \cdot 1,25 = 2,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

Максимальное усилие в цепи при пуске конвейера

$$S_{max} = 1,15 \cdot \frac{94147 + 55884 + 22279}{2} = 344620 \text{ Н.}$$

Время пуска конвейера

$$t_n = \frac{J_{np} \omega}{M_{n.cр} - M_{см.n}} = \frac{22,78 \cdot 77}{1588,8 - 772} = 2,15 \text{ с,}$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 735}{30} = 77 \text{ рад/с}$ – угловая скорость электродвигателя.

Радиусы изгиба трассы конвейера принимаем $R_1 = R_2 = 3,5 \text{ м}$ (табл. 7.9).

Таблица 7.9

Значение наименьших радиусов изгиба трассы конвейера

Шаг цепи t , мм	Радиус, мм	Шаг цепи t , мм	Радиус, мм
100	1,4	200	2,8
125	1,7	250	3,5
160	2,3	320	4,6

Расчет натяжного устройства показан в главе 3.

Прочностные расчеты основных узлов пластинчатого конвейера (валов, подшипников, звездочек и т.п.) производить по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

Вопросы для самоконтроля к главе 7

1. Опишите назначение, устройство и принцип работы пластинчатых конвейеров.
2. По каким принципам классифицируют пластинчатые конвейеры?
3. Изобразите основные рекомендуемые трассы пластинчатых конвейеров.
4. Классифицируйте пластинчатые стационарные конвейеры общего назначения в зависимости от конструкции полотна ходовой части.
5. Опишите конструкцию волнистого и коробчатого полотна.
6. Классифицируйте натяжные устройства по способу действия.
7. Опишите устройство и принцип действия приводных устройств.
8. В каких случаях устанавливаются промежуточные приводы?
9. В чем состоит отличие звездочных приводных устройств?
10. Изобразите схемы гусеничных промежуточных приводных устройств.
11. Изложите методику расчета пластинчатых конвейеров.
12. Как определяется необходимая ширина полотна и максимальное натяжение цепей?
13. Изобразите диаграмму натяжения тягового органа.
14. Как определяется частота вращения звездочек?
15. Как определяется разрывное и максимальное усилие в цепи?

8.1 Общая характеристика и устройство

Элеваторы предназначены для транспортирования сыпучих и штучных грузов в вертикальном или близком к вертикальному направлению (угол $\beta = 75^\circ$ и более). Транспортируемый груз размещается в грузонесущих элементах, закрепленных на тяговом органе. Бесконечный тяговый орган охватывает ведущий и натяжной барабаны (звездочки). Верхний барабан – приводной, нижний – натяжной. Элеватор загружается в нижней части, называемой башмаком, а разгружается в верхней части – головке.

По типу грузонесущего органа элеваторы могут быть ковшевые (рис. 8.1, а), сомкнутые (рис. 8.1, б); по виду тягового органа – ленточные и цепные; по способу разгрузки - центробежные, гравитационные и смешанные; по расположению вертикальные и наклонные; по способу монтажа – стационарные, неподвижные и встроенные.

Ковшевые элеваторы предназначены для транспортирования сыпучих грузов.

Основные преимущества элеваторов - возможность транспортирования груза на большую высоту (до 60 м) и под большим углом (до 90°) к горизонтали, высокая производительность, компактность конструкции, небольшая площадь размещения.

Основные недостатки – сложность конструкции, сравнительная высокая повреждаемость транспортируемого груза, чувствительность к перегрузкам.

На рис.8.2. представлен вертикальный ковшовый элеватор. Нижняя часть элеватора – башмак 10 изготовлен в виде сварной конструкции из уголка, облицованного стальным листом. В башмаке размещен натяжной барабан 9, ось которого установлена

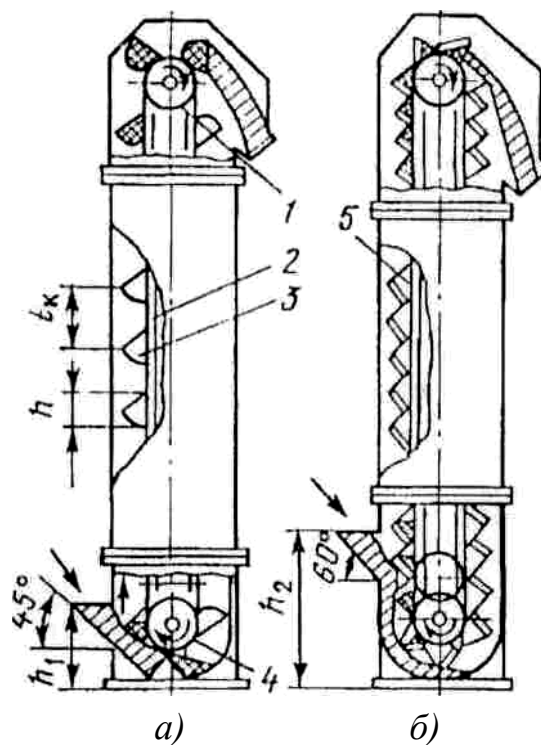


Рисунок 8.1 Схемы ленточных ковшовых элеваторов:

- а - ковшевые; б - сомкнутые;
- 1- приводной барабан; 2 - тяговые органы;
- 3, 5- ковши; 4 - натяжной барабан; h_1 и h_2 - уровни размещения загрузочного башмака;
- h - высота ковша; t_k – шаг установки ковшей

на подшипниковых опорах, закрепленных в металлоконструкции башмака. Винтовое натяжное устройство 8 позволяет регулировать натяжение тягового органа 1, на котором закреплены ковши 2. Для уменьшения колебаний тягового органа в горизонтальной плоскости предусмотрены фиксаторы 7. В башмаке предусмотрено также загрузочное устройство в виде наклонного лотка под углом $45... 60^\circ$.

Верхняя часть элеватора – головка 6 также изготовлена в виде сварной конструкции из уголка, обшитого стальным листом. В головке размещен приводной барабан 5, вал которого установлен на подшипниковых опорах, закрепленных в металлоконструкции. В головке элеватора предусмотрено разгрузочное устройство, контур которого зависит от способа разгрузки. Расстояние H между приводным и натяжным барабанами определяется высотой подъема груза.

Расстояние между головкой и башмаком заполняется наборными секциями кожухов 4, длина которых $2...4$ м. В башмаке, головке и кожухах предусмотрены задвижки 3 для осмотра, очистки и технического обслуживания элеватора.

Привод элеватора 12 размещен на раме в верхней части элеватора и состоит из электродвигателя, редуктора, соединительных муфт и останова.

В конструкции элеватора предусмотрен тормоз 11, который предотвращает обратное движение ковшей и тягового органа при случайном отключении

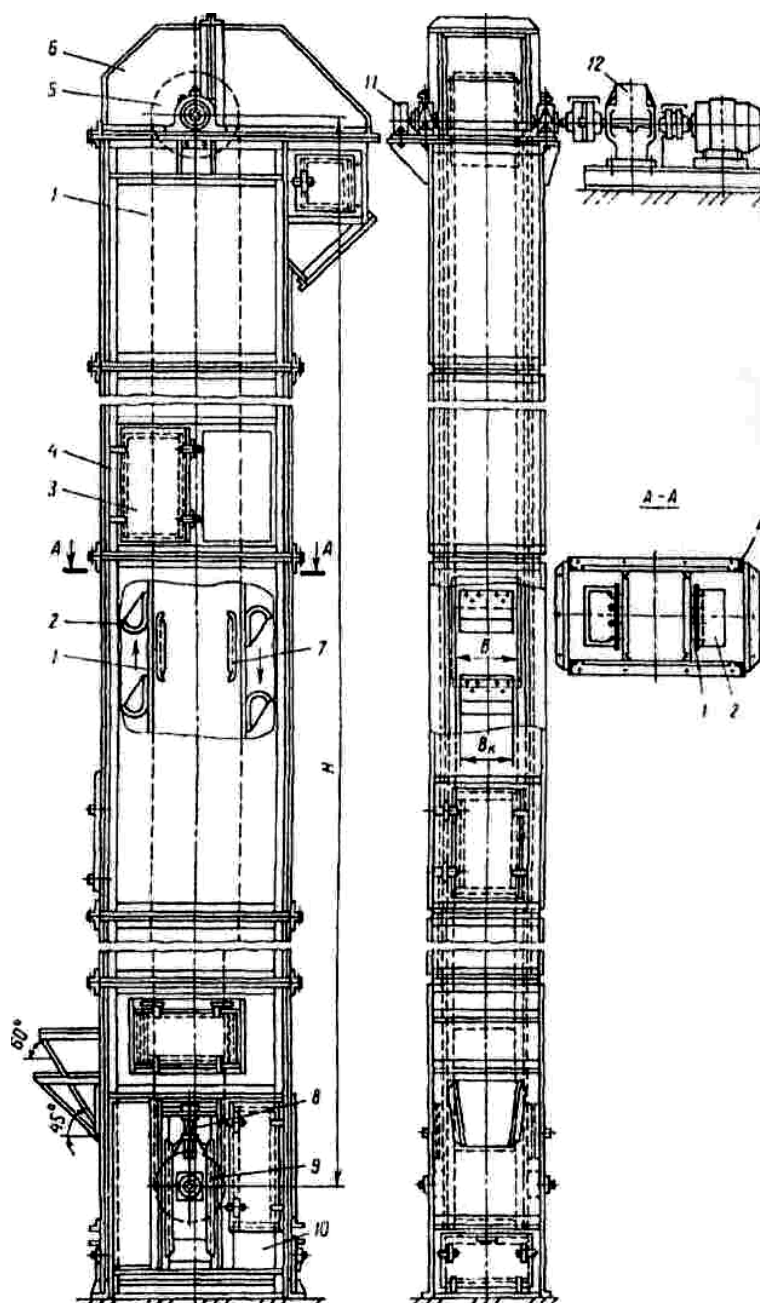


Рисунок 8.2 Вертикальный ковшовый элеватор

привода. Обратное движение тягового органа может привести к поломке ковшей.

Загрузка возможна зачерпыванием из башмака (рис. 8.3, *а*) или засыпанием в ковши (рис. 8.3, *б*). Процесс зачерпывания целесообразно принять для легкосыпучих грузов (зерно, мука, цемент и др.), поскольку их сопротивление невелико, благодаря чему можно повышать скорость движения тягового органа. Крупнокусковые грузы плохо зачерпываются со дна башмака и вследствие больших сопротивлений возможен обрыв ковшей, поэтому такие грузы засыпают непосредственно в ковши. Этот способ наиболее эффективен для сомкнутых ковшей и при пониженных скоростях.

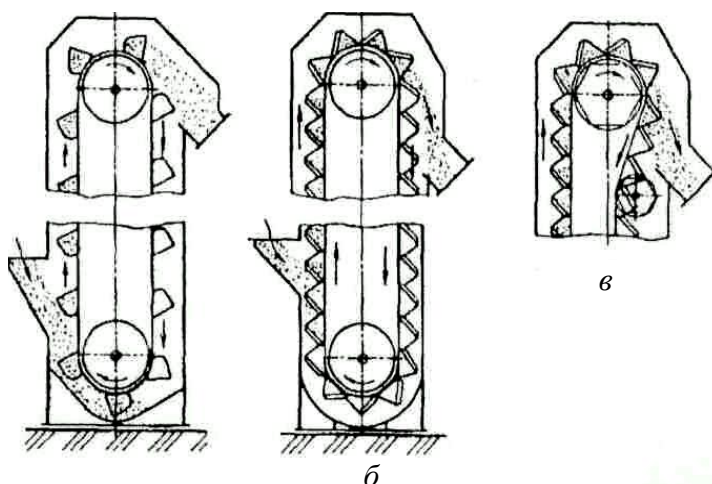


Рисунок 8.3 Схемы загрузки и выгрузки элеваторов

Разгрузка элеваторов может быть центробежной и самотечной. При центробежном способе груз выбрасывается из ковшей под действием центробежной силы (рис. 8.4, *а*) непосредственно в кожух головки элеватора. При этом он должен иметь форму для снижения дробления груза и уменьшения износа кожуха близкую к траектории полета частиц груза, чтобы обеспечить требуемую центробежную силу, частота вращения и размеры барабана должны быть достаточно большими. Центробежную загрузку используют в скоростных элеваторах ($v=1...4$ м/с) при транспортировании сыпучих зернистых грузов. Расстояние между ковшами выбирают таким, чтобы груз не мог попадать в предшествующие ковши.

Самотечная разгрузка может быть свободной или направленной. Для обеспечения свободной самотечной разгрузки ковши обратной ветви отклоняются и груз свободно высыпается под действием гравитационных сил (рис. 8.4, *в*). Свободную самотечную разгрузку применяют при пониженных скоростях ($v=0,6... 1,0$ м/с) для транспортирования сыпучих пылевидных грузов.

Самотечно-направленный способ разгрузки можно обеспечить в элеваторах с сомкнутыми ковшами (рис. 8.4, *б*). При прохождении ковшей по барабану (звездочке) груз высыпается под действием гравитационных сил на заданную стенку предыдущих ковшей и направляется боковыми бортами ковшей в разгрузочный люк. Самотечно-направленный способ разгрузки (рис. 8.3, *в*) применяют в тихоходных элеваторах ($v=0,4...0,6$ м/с) для транспортирования кусков и абразивных грузов.

8.2. Расчет и проектирование ковшовых элеваторов

Чтобы определить способ разгрузки, рассмотрим положение ковшей на участке ленты, огибающем барабан.

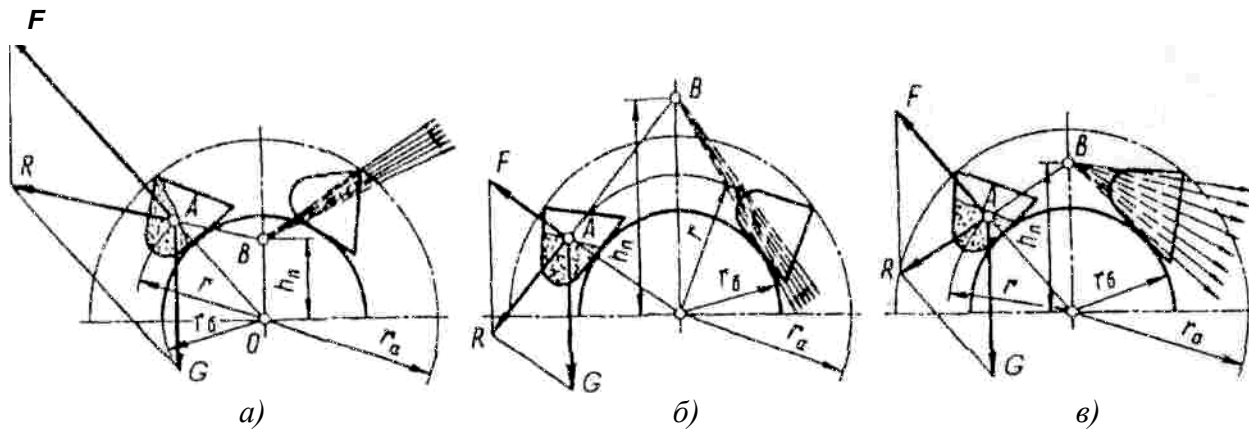


Рисунок 8.4 Силы, действующие при разгрузке ковша:
a - центробежной; *б* - самотечной; *в* - смешанной

На груз, находящийся в ковше, при равномерном движении на прямолинейном участке действует сила тяжести. $G = mg$.

Когда ковш с тяговым элементом движется по дуге обхвата барабана, то дополнительно возникает центробежная сила F ,

$$F = \frac{m v_2^2}{r},$$

где m — масса груза, находящегося в ковше, кг; v_2 - скорость движения центра массы груза в ковше, м/с; r - радиус вращения, т.е. расстояние от оси вращения барабана до центра массы груза, м.

Равнодействующая R сил G и F при любом положении ковша на дуге барабана проходит через одну и ту же точку B , лежащую на осевой линии элеватора. Эту точку называют полюсом, а расстояние h_n - полюсным расстоянием. Из схемы на рис.8.4, а.

$$\frac{h_n}{r} = \frac{G}{F}.$$

Выразив F через g и решив равенство относительно h_n , получим

$$h_n = \frac{g}{\omega^2} \quad \text{или} \quad h_n = \frac{g r_0^2}{v^2},$$

где $r_0 = 0,5D_0$ - радиус барабана, м; v - скорость барабана, м/с.

Полюсное расстояние h_n зависит от угловой скорости барабана ω . С увеличением ω возрастает центробежная сила и изменяется h_n . При некотором значении ω разгрузка становится центробежной. При малом значении ω центробежная сила мала и груз находится под действием силы тяжести G . В этом случае разгрузка самотечная. Критерий для определения способа разгрузки –

соотношение размеров h_n и $r_{\bar{o}}$. Исследования показали, что при $h_n \leq r_{\bar{o}}$, т.е. когда полюс находится внутри барабана, центробежная сила значительно больше силы тяжести. Следовательно, происходит центробежная разгрузка.

При $h_n > r_{\bar{o}}$, т.е. когда полюс расположен выше окружности, проходящей через наружные кромки ковшей (рис. 8.4, б), сила тяжести велика по сравнению с центробежной силой. В этом случае происходит самотечная (гравитационная) разгрузка.

При $r_{\bar{o}} < h_n \leq r_a$ разгрузка смешанная (рис. 8.4, в).

Из соотношения $\frac{h_n}{r_{\bar{o}}}$ можно ориентировочно определить значение диаметра барабана:

$$h_n = \frac{gr_{\bar{o}}^2}{v^2} = \frac{gD_{\bar{o}}^2}{4v^2} \quad (8.1)$$

Для центробежной разгрузки $h_n \leq r_{\bar{o}}$, т.е. $\frac{h_n}{r_{\bar{o}}} < 1$. Поскольку $r_{\bar{o}} = \frac{D_{\bar{o}}}{2}$, то

можно записать $\frac{D_{\bar{o}}}{2} \geq \frac{gD_{\bar{o}}^2}{4v^2}$.

Откуда

$$D_{\bar{o}} \geq \frac{2v^2}{g} \cong 0,2v^2. \quad (8.2)$$

При самотечной разгрузке отношение $\frac{h_n}{r_{\bar{o}}} \approx 1,5 \dots 3,0$. Следовательно, диаметр барабана

$$D_{\bar{o}} \approx (0,3 \dots 0,6)v^2. \quad (8.3)$$

Для смешанной разгрузки $\frac{h_n}{r_{\bar{o}}} \approx 1 \dots 1,4$, поэтому

$$D_{\bar{o}} \approx (0,2 \dots 0,3)v^2. \quad (8.4)$$

Наибольшая производительность обеспечивается при центробежной разгрузке, при которой рекомендуются малые значения вместимости ковшей, шага их расположения ($t_k \rightarrow h$) и диаметра барабана. Шаг расположения ковшей соизмерим с высотой ковша h .

Для самотечной разгрузки характерны большие значения вместимости ковшей, шага их расположения и диаметра барабана.

Основные параметры элеватора зависят от способа разгрузки (табл. 8.1).

Диаметр барабана $D_{\bar{o}}$ нужно выбирать из ряда: 250, 320, 400, 500, 630, 800 и 1000 мм.

Соотношение основных параметров элеватора

Способ разгрузки	Полюсное расстояние	Шаг ковшей	Диаметр барабана
Центробежная	$h_n \leq r_{\delta}$	$t_k \approx 1,1h$	$D_{\delta} \leq 0,2v^2$
Смешанная	$r_{\delta} < h_n \leq r_a$	$t_k \approx 2h$	$D_{\delta} \leq 0,3v^2$
Самотечная	$h_n > r_a$	$t_k \approx 4h$	$D_{\delta} > 0,3v^2$

Для уменьшения повреждения груза при его разгрузке, что особенно важно для пищевых грузов, в том числе и сельскохозяйственных, конфигурация головки элеватора должна иметь профиль, максимально приближенный к траектории полета частиц груза.

При перемещении заполненного ковша по барабану на частицы груза действуют силы тяжести, центробежная и инерции. Траектория полета транспортируемой частицы описывается уравнениями $x = vt$ и $y = 0,5gt^2$ с началом координат в любой точке на окружности радиуса r_k траектории движения ковша. Координату X откладывают по касательной к этой окружности в точке построения, например, в точке a_2 (рис. 8.5), координату Y – всегда вертикально вниз из точек I, II, III и т.д. Для построения траектории движения частиц груза окружность радиуса r_k делят на несколько частей. Из точки a_1, a_2, a_3 и т.д. на окружности проводят касательные k_1, k_2, k_3 и т.д., по которым откладывают значения $x=vt$, где t – доля секунды порядка 0,1; 0,2; 0,3 и т.д. Из точек I, II, III и т.д. вниз откладывают ординаты $y = 0,5gt^2$.

Полученное семейство парабол характеризует способ разгрузки и контуры кожуха головки.

Порядок построения контура следующий. Построив параболу 1 наивысшей точкой 3, находим наибольшую высоту подъема груза. Эту высоту можно также рассчитать по формуле

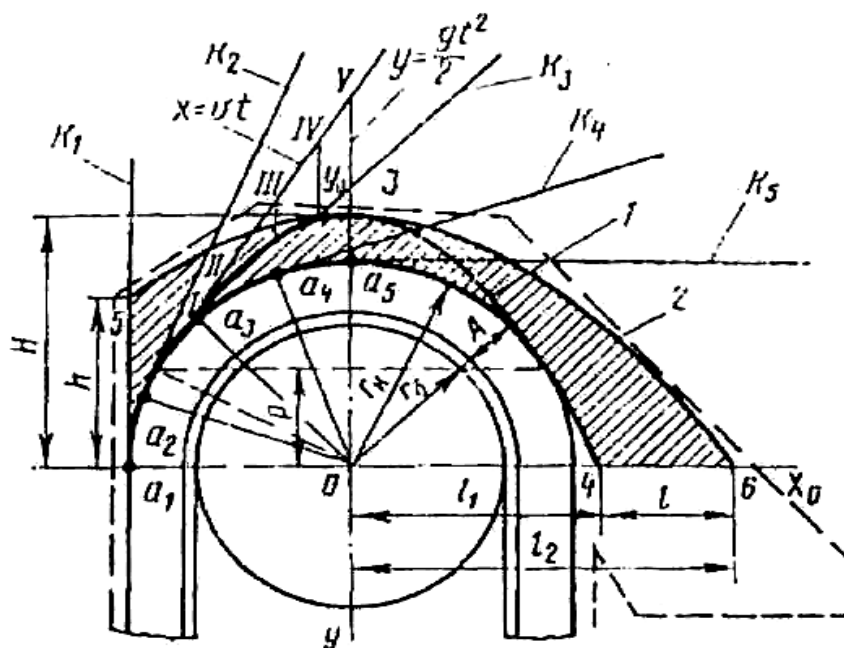


Рисунок 8.5. Построение контура головки элеватора

$$H = \frac{(r_k^2 + h_n^2)}{h_n}, \quad (8.5)$$

где h_n – полюсное расстояние, полученное из формулы (8.1), мм.

Характерную точку 5 начала контура кожуха находим из условия максимального подъема груза при движении его вверх по инерции:

$$h = \frac{0,5r_k^2}{h_n}. \quad (8.6)$$

Положение точек 4 и 6, характеризующих ширину потока выброса груза, можно определить по размерам l_1 и l_2 . Так, расстояние от центра 0 до точки 4

$$l_1 = \sqrt{r_k^2 + h_n^2}. \quad (8.7)$$

Расстояние до наиболее удаленной от центра точки 6

$$l_2 = \frac{r_k \sqrt{r_k^2 + h_n^2}}{h_n} \quad (8.8)$$

Расстояние между l_1 и l_2 называется условной шириной потока груза:

$$l = l_2 - l_1 = \left(\frac{r_k}{h_n} - 1 \right) \sqrt{h_n^2 + r_k^2}. \quad (8.9)$$

На практике внешний контур кожуха часто выполняют из прямоугольных участков, огибающих теоретическую кривую контура (штриховая линия на рис. 8.5).

Траектория полета частиц груза для элеватора с центробежной разгрузкой строят аналогично, но очертание головки выполняют по параболе, пересекающей параболы траектории полета частиц груза так, чтобы угол между касательными в этих точках составлял 14...18°. Такое построение способствует лучшему отражению частиц груза от стенки кожуха головки.

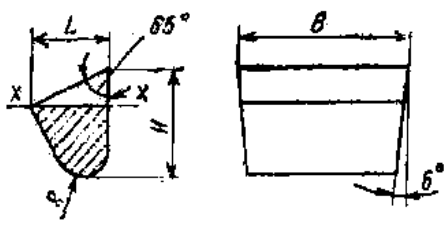
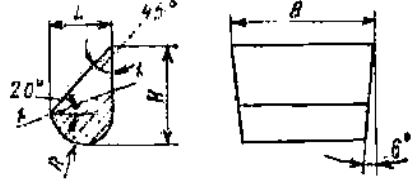
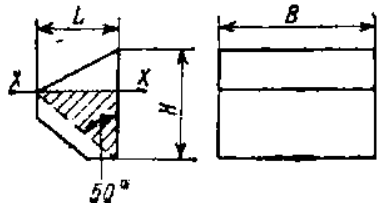
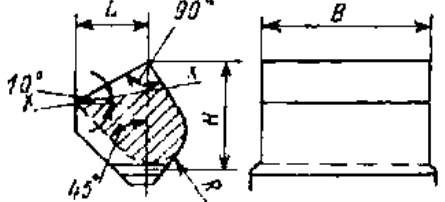
Ковши представляет собой грузонесущий элемент элеватора. Конструкция и форма ковша зависят от вида транспортируемого груза и способа разгрузки. Ковши бывают четырех типов: глубокие; мелкие со скругленным днищем; с бортовыми направляющими и остроугольным или скругленным днищем. Глубокие ковши применяют при транспортировании сыпучих грузов (зерно, мука, песок, цемент и т.д.). Глубокие и мелкие ковши выполняют расставленными, т.е. крепление этих ковшей больше их высоты h . В глубоких и мелких ковшах с цилиндрическим днищем уменьшается налипание груза и улучшаются условия разгрузки.

Ковши с бортовыми направляющими используют в тихоходных элеваторах для транспортирования различных насыпных грузов. Эти ковши выполняют сомкнутыми, когда шаг размещения ковшей на тяговом органе равен высоте ковша h .

Ковши сваривают из стального листа толщиной 1...6 мм. Для уменьшения износа при загрузке зачерпыванием к передней стенке крепят пластины, обладающие повышенной износостойкостью. Для изготовления ковшей можно использовать пластмассы. Основные характеристики ковшей показаны в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Основные параметры ковшей

Тип ковша и эскиз	Внутренние размеры ковшей, мм.				Вместимость ковша по оси x-x, л
	Ширина, B	Вылет, l	Высота, h	Радиус закругления, r	
Скругленный глубокий Γ					
	100	75	80	25	0,20
	125	90	95	30	0,44
	160	105	110	35	0,60
	200	125	135	40	1,25
	250	140	150	45	2,05
	320	175	190	55	4,05
	400	195	210	60	6,30
	500	235	255	75	12,10
	650	250	265	85	16,80
Скругленный мелкий M					
	100	50	65	25	0,10
	125	65	85	30	0,20
	160	75	100	35	0,35
	200	95	130	40	0,75
	250	120	160	55	1,40
	320	145	190	70	2,70
	400	170	220	85	4,20
	500	195	250	100	6,80
	650	225	285	115	11,50
Остроугольный с бортовыми направляющими O					
	160	105	155	-	0,65
	200	125	195	-	1,30
	250	140	195	-	2,00
	320	165	245	-	4,00
	400	225	310	-	7,80
Скругленный с бортовыми направляющими C					
	320	165	235	60	6,40
	400	215	305	80	14,00
	500	270	385	100	28,00
	650	340	485	125	60,00
	800	435	615	160	118,00

Основными параметрами ковшей являются угол черпания α ; угол верхней кромки β ; ширина B ; вылет l ; глубина h ; радиус закругления днища r и вме-

стимость ковша. Вместимость ковшей определяют в зависимости от производительности элеватора Q и скорости v .

Производительность элеватора, т/ч,

$$Q = 3,6qv. \quad (8.10)$$

Линейная плотность, т/м

$$q = V_k z_k \psi \rho, \quad (8.11)$$

где V_k – вместимость ковша, m^3 ; $z_k = \frac{1}{t_k}$ – число ковшей на 1 м длины элеватора, m^{-1} ; $\psi = 0,6 \dots 0,8$ коэффициент наполнения ковшей; ρ – плотность груза, t/m^3 .

Следовательно,

$$Q = 3,6V_k z_k \psi \rho v. \quad (8.12)$$

Откуда объем груза 1 м длины элеватора, m^3 .

$$V_k z_k = \frac{Q}{3,6\rho v \psi}. \quad (8.13)$$

Методом подбора можно определить величины V_k и z_k .

Тяговые органы. В элеваторах в качестве тяговых органов применяют ленты или цепи. Ленты (см. приложение) используют в скоростных вертикальных элеваторах при транспортировании кусковых и зерновых грузов, а также в наклонных элеваторах.

Ширина ленты B_l (рис. 8.6) должны быть на 25... 50 мм больше ширины ковша. Число прокладок ленты выбирают по результатам силового расчета так же, как и для ленточных конвейеров

Ковши крепят к ленте болтами со специальными головками (рис. 8.6).

Расчет тягового органа сводится к определению сопротивлений его движению.

Тяговое усилие на приводном барабане, Н

$$W_0 = k(W_{загр} + W_{дп} + W_{ноп}), \quad (8.14)$$

где $k=1,05 \dots 1,1$ – коэффициент, учитывающий потери в опорах барабана; $W_{загр}$ – сопротивление при загрузке ковшей элеватора; $W_{дп}$ – сопротивление движению грузонесущей (рабочей) ветви элеватора; $W_{ноп}$ – сопротивление движению порожней ветви.

Сопротивление при загрузке элеватора (Н) определяют из выражения

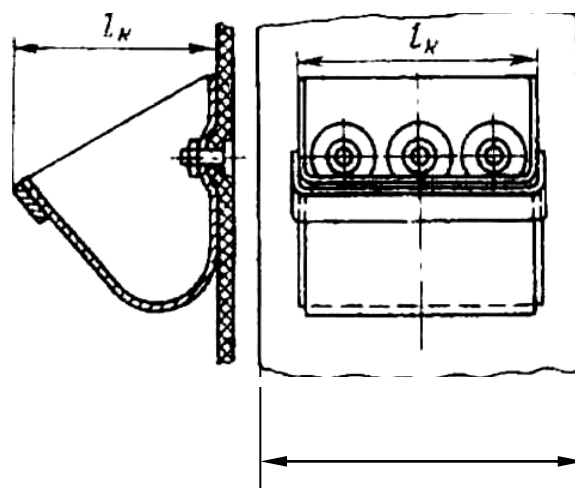


Рисунок 8.6 Схема крепления ковша

$$0,5W_{загр}l_0 = 0,5ql_0v^2k_{загр}, \quad (8.15)$$

где l_0 – длина пути, на котором скорость груза достигает конкретного значения v ; $q = \frac{Q}{3,6v}$ – линейная масса груза; $k_{загр}$ – коэффициент, учитывающий способ загрузки ($k_{загр} = 1,25 \dots 4,0$ – меньшее значение для пылевидных грузов, большее – для среднекусковых; при использовании питающего устройства принимают $k_{загр} = 1,0$).

Сопротивление движению грузонесущей W_{zp} и порожней W_{nop} ветвей элеватора определяют по методике, изложенной при расчете ленточных и пластинчатых конвейеров.

$$W_i = gq_iL_i(\omega' \cos \beta \pm \sin \beta), \quad (8.16)$$

где q_i – линейная масса груза на рассматриваемом i -м участке; L_i – длина рассматриваемого i -го участка элеватора; ω' – коэффициент, учитывающий сопротивление скольжению (качению) ленты по поддерживающим опорам; β – угол наклона элеватора; знак (+) – для поднимающейся ветви; (-) – для опускающейся.

Сопротивление движению рабочей ветви (Н) в общем случае

$$W_{zp} = g(q + q_T)L(\omega' \cos \beta + \sin \beta), \quad (8.17)$$

где q_T – линейная масса тягового органа вместе с ковшами.

Для вертикального элеватора ($\beta = 0$; $\sin \beta = 1,0$; $\cos \beta = 0$).

$$W_{zp} = g(q + q_T)L. \quad (8.18)$$

Сопротивление движению порожней ветви (Н) в общем случае

$$W_{nop} = gq_TL(\omega' \cos \beta - \sin \beta), \quad (8.19)$$

для вертикального элеватора

$$W_{nop} = -gq_TL. \quad (8.20)$$

Знак (-) – указывает на то, что сила $W_{пор}$ способствует движению тягового органа.

Привод. Расчетная мощность привода, кВт,

$$N_P = \frac{W_0v}{1000\eta_{пр}}, \quad (8.21)$$

где η – КПД привода (при использовании цилиндрических редукторов следует принимать $\eta \approx 0,9 \dots 0,95$).

Для привода элеватора целесообразно принимать электродвигатели общего назначения с повышенным скольжением серии 4АС с запасом мощности, которые обеспечивают пуск загруженного элеватора. Если требуется небольшая мощность двигателя, можно использовать мотор-редукторы.

Редуктор выбирают в зависимости от схемы компоновки привода по крутящему моменту на валу барабана $M_{кр}$ и передаточному числу $u_{об}$ крутящий

момент, Н·м

$$M_{кр} = \frac{N_{дв}}{\omega_{б}}, \quad (8.22)$$

где $N_{дв}$ – мощность электродвигателя, кВт; $\omega_{б} = \frac{\pi n_{б}}{30}$ – угловая скорость бара-

бана, c^{-1} ; $n_{б} = \frac{60 \cdot 10^3 v}{\pi D_{б}}$ – частота вращения барабана, $мин^{-1}$; v – скорость элеватора, м/с; $D_{б}$ – диаметр барабана, мм.

Передаточное число

$$u_{об} = \frac{n}{n_{б}},$$

где n – частота вращения вала электродвигателя, $мин^{-1}$.

Если в приводе кроме редуктора применена цепная или открытая зубчатая передача, то

$$u_0 = u_p u_{ц.п.}$$

Передаточное число цепной передачи выбирают в пределах $u_{ц.п.} = 1,5 \dots 2,5$. При больших значениях $u_{ц.п.}$ цепная передача очень громоздкая.

Натяжное устройство. Предварительное натяжение ленты элеватора натяжным устройством определяют из условия (рис. 8.7).

$$S_{min} \varepsilon \leq g(m_z + m_k) e, \quad (8.23)$$

где S_{min} – предварительное натяжение ленты, Н; ε – отклонение ленты от направления движения, мм, зависящее от угла наклона ковша θ ; m_z и m_k – масса, соответственно, груза и ковша, кг; e – расстояние от центра массы груза и ковша до ленты, м; $e = 0,5 l_k$; l_k – вылет ковша.

Из условия отсутствия высыпания груза из ковшей принимают $\theta \leq 5^\circ$.

Натяжное устройство, как правило, винтовое, но может быть и пружинно-винтовое, обеспечивающее постоянное натяжение ленты. Ход натяжного устройства составляет 200..300 мм, т.е. 2-3% длины элеватора.

Натяжной барабан имеет такие же размеры, как и приводной, но рабочая поверхность его решетчатая или пластинчатая, что уменьшает накопление груза.

Предохранительные устройства. В связи с большими углами наклона элеваторов составляю-

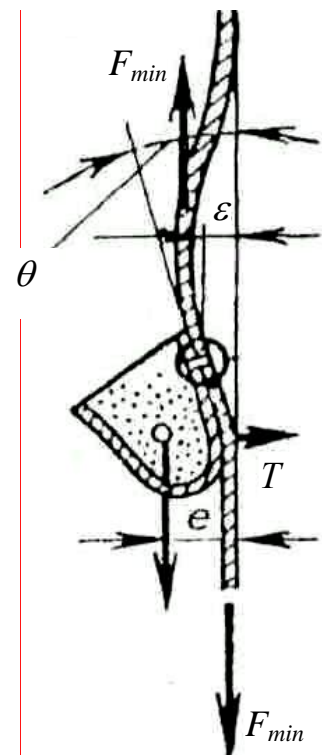


Рисунок 8.7 Схема к расчету предварительного натяжения ленты

щая силы тяжести транспортируемого груза в ковшах больше силы трения тягового органа по направляющим, что при отключении двигателя приводит к движению тягового органа в направлении, противоположном рабочему процессу, и повреждению ковшей. Во избежание последнего на элеваторах устанавливают остановы или тормоза, для выбора которых необходимо определить тормозной момент.

Тормозной момент на валу барабана, Н·м,

$$M_T = W_0 k_T \frac{D_0}{2}, \quad (8.24)$$

где $k_T = 1,5 \dots 2,0$ - коэффициент запаса торможения;

Разность натяжения грузовой и порожней ветвей, Н:

$$W_0 = S_{zp} - S_{nop} = gqL(\sin\beta - \omega' \cos\beta). \quad (8.25)$$

Усилие в рабочей ветви при выключенном двигателе, Н:

$$S_{zp} = g(q + q_T)L(\sin\beta - \omega' \cos\beta). \quad (8.26)$$

Усилие в порожней ветви при выключенном двигателе

$$W_{nop} = gq_T L(\sin\beta - \omega' \cos\beta) \quad (8.27)$$

Тормозной момент, приведенный к валу электродвигателя,

$$M_{T.Э.} = \frac{M_T \eta}{u_0}. \quad (8.28)$$

В качестве стопорных устройств используют храповые остановы и обгонные муфты (роликовые остановы), устанавливая их на валу приводного барабана (со стороны привода или с противоположной стороны).

В тяжелогруженных элеваторах могут применяться колодочные тормоза, которые установлены на муфте (тормозной шкив изготовлен как единое целое с ведомой муфтой). Колодочный тормоз выбирают по тормозному моменту на валу электродвигателя $M_{T.Э.}$.

Чтобы предотвратить поломки элеватора и привода при перегрузках (при попадании в зону загрузки посторонних предметов), устанавливают предохранительную муфту (дисковую фрикционную или фланцевую с разрушающимися элементами).

Для защиты элеватора от поломок в случае падения ленты с ковшами и грузом при аварийном обрыве ленты или цепи применяют канаты (небольшого диаметра), соединяющие без натяжения ковш по боковым сторонам.

Тип элеватора и форму ковшей выбирают в зависимости от вида транспортируемого груза и заданной производительности.

8.3 Пример расчета ковшевого элеватора

Исходные данные для расчета вертикального ковшевого элеватора: производительность $Q = 100$ т/ч; высота подъема $H = 25$ м; транспортируемый груз – зерно, плотность $\rho = 0,8$ т/м³; загрузка зачерпыванием.

Для заданных условий целесообразно выбрать ленточный элеватор с глубокими расставленными ковшами. Скорость движения ленты 2...3,2 м/с. Для расчетов принимаем коэффициент заполнения ковшей $\psi = 0,75$ и центробежный способ разгрузки (см. приложение).

Принимаем скорость движения ленты $v = 2$ м/с.

Определяем размеры барабанов. Диаметры D_{δ} принимаем как для приводного, так и натяжного одинаковыми.

Для центробежной разгрузки [см. формулу (8.2)].

$$D_{\delta} = \frac{2v^2}{g} = \frac{2 \cdot 2^2}{9,81} = 0,815 \text{ м.}$$

По стандартному ряду значений принимаем $D_{\delta} = 800$ мм.

Чтобы выбрать способ разгрузки для принятого диаметра барабана $D_{\delta} = 800$ мм вычисляем полюсное расстояние [см. формулу (8.1.)]

$$h_{II} = \frac{gD_{\delta}^2}{4v^2} = \frac{9,81 \cdot 0,8^2}{4 \cdot 2^2} = 0,39 \text{ м.}$$

Поскольку $h_{II} < 0,5D_{\delta} = 0,5 \cdot 0,80 = 0,4$ м, то разгрузка центробежная.

Выбор ковшей. Исходя из условия [см. формулу (8.13)]

$$V_{кзк} = \frac{Q}{3,6\rho\psi v} = \frac{100}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,75 \cdot 2} = 23,15 \text{ дм}^3/\text{м.}$$

Выбираем (табл. 8.2) глубокий ковш вместимостью 12,1 дм³ шириной ковша $B = 500$ мм, шаг расстановки ковшей на ленте $t_k = 490$ мм, вылет ковша $l = 235$ мм. Ширина ленты $B_l = B + (25...150) = 500 + 2 \cdot 75 = 650$ мм.

При этих параметрах ковша и скорости движения ленты 2 м/с заданная производительность обеспечивается, если необходимый коэффициент заполнения ковшей будет меньше принятого ранее

$$\psi = \frac{tQ}{3,6v_p V_k} = \frac{0,49 \cdot 100}{3,6 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 12,1} = 0,7.$$

Принятый ранее коэффициент заполнения ковшей $\psi = 0,75$, поэтому пере-счета шага расстановки ковшей или скорости не производим.

Выбор ленты его ГОСТ20-85 (см. приложение). Число прокладок выбираем из условия $D_{\delta} \geq (160...190)Z$.

$$Z = \frac{D_6}{160 \dots 190} = \frac{800}{160 \dots 190} \cong 5 \dots 4$$

Принимаем число прокладок $Z=5$. Линейную массу ленты определяем из условия

$$q_l = 1,1B_l(\delta_1 i + \delta' + \delta'') = 1,1 \cdot 0,65(1,25 \cdot 5 + 3 + 1) = 7,3 \text{ кг/м},$$

где $B = 0,65$ м – ширина ленты; $\delta = 1,25$ мм – толщина прокладки; $\delta' = 3$ мм – толщина рабочей обкладки; $\delta'' = 1,0$ мм – толщина нерабочей обкладки.

Линейная масса ленты с ковшами

$$q_T = q_l + \frac{m_k}{t_k},$$

где m_k – масса ковша. Если масса не известна, то следует принимать ориентировочно $m_k \approx 0,7V = 0,7 \cdot 12,1 = 8,5$ кг.

Тогда

$$q_T = 7,3 + \frac{8,5}{0,49} = 24,6 \text{ кг/м}.$$

Линейная масса груза

$$q_{zp} = \frac{Q}{3,6v} = \frac{100}{3,6 \cdot 2} = 13,9 \text{ кг/м}.$$

Определение сопротивлений движению тягового органа.

Сопротивление при загрузке

$$W_{загр} = gq_{zp}v^2k_{загр} = 9,81 \cdot 13,9 \cdot 2^2 \cdot 3,0 = 1636 \text{ Н}.$$

Здесь $k_{загр}=3$ [смотри формулу (8.15)].

Сопротивление движению рабочей ветви элеватора [см. формулу (8.18)]

$$W_{zp} = g(q_{zp} + q_T)H = 9,81 \cdot (13,9 + 24,6) \cdot 25 = 9442 \text{ Н}.$$

Сопротивление движению порожней ветви [см. формулу (8.20)]

$$W_{nop} = -gq_T H = -9,81 \cdot 24,6 \cdot 25 = -6033 \text{ Н}.$$

Тяговое усилие на приводном барабане [см. формулу (8.14)]

$$W_0 = k(W_{загр} + W_{zp} - W_{nop}) = 1,05 \cdot (1636 + 9442 - 6033) = 5045 \text{ Н}.$$

Выбор электродвигателя. Для предварительного расчета можно принять $\eta_{np}=0,9$. Тогда расчетная мощность электродвигателя, необходимая для привода [см. формулу (8.21)].

$$N_P = \frac{W_0 v}{1000 \eta_{np}} = \frac{5045 \cdot 2,0}{1000 \cdot 0,9} = 11,2 \text{ кВт}.$$

С учетом коэффициента запаса мощности $k_3=1,1 \dots 1,2$ мощность электродвигателя будет $N = k_3 N_P = 1,1 \cdot 11,2 = 12,3$ кВт

Для привода элеватора целесообразно выбирать электродвигатель с повышенным скольжением для обеспечения возможности пуска загруженного элеватора: 4AC160S6Y3 с параметрами $N=12$ кВт; $n=940$ мин⁻¹, $\frac{M_{II}}{M_H} = 1,9$,

$$\frac{M_{max}}{M_H} = 2,1, \quad GD^2 = 0,55 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ (см. приложение).}$$

Выбор редуктора. Определяем максимальный момент

$$M_{max} = \frac{W_0 D_{\delta}}{2} = \frac{5045 \cdot 0,8}{2} = 2018 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчетное передаточное число

$$u_p = \frac{n_{эл.дв.}}{n_{\delta}} = \frac{940}{47,8} = 19,7,$$

где частота вращения приводного барабана

$$n_{\delta} = \frac{60v}{\pi D_{\delta}} = \frac{60 \cdot 2,0}{3,14 \cdot 0,8} = 47,8.$$

Выбираем редуктор двухступенчатый типа 1Ц2У-160 у которого передаточное число $u_p=20$, максимальный момент на тихоходном валу при тяжелом режиме работы и частоте вращения $n=1500$ мин⁻¹, $M=1,6$ кН·м (см. приложение).

Выбор тормоза. Расчетный тормозной момент на валу приводного барабана

$$M_p = \frac{(W_{зрн} - W_{нор}) D_{\delta}}{2} = \frac{(9442 - 6033) 0,8}{2} = 1364 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Если тормоз установить на быстроходном валу редуктора, то расчетный тормозной момент с учетом коэффициента запаса торможения $k_T = 1,5$ будет

$$M_T = k_T \frac{M_p}{u_p \eta} = 1,5 \cdot \frac{1364}{20 \cdot 0,9} \approx 114 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем колодочный тормоз нормально замкнутого типа с электромагнитным управлением ТКТ-200 с характеристикой: тормозной момент $M_T = 160$ Н·м; ПВ = 40%; диаметр тормозного шкива $D_T = 200$ мм; отход колодок $\varepsilon = 0,5$ мм. Электромагнит: тип МО-200Б, номинальный момент якоря $M_{я} = 40$ Нм, масса тормоза 37 кг (см. приложение).

Находим натяжение в каждой характерной точке и определяем тяговое усилие (рис. 8.8, б).

Минимальное натяжение ленты будет в точке 2. Исходя из условий работы ленточных элеваторов, минимальное натяжение принимается в пределах 1000...1500 Н.

Принимаем $S_2 = S_{min} = 1500$ Н.

Тогда натяжение в точке 1 будет

$$S_1 = S_{c\bar{o}} = S_2 + W_{nop} = 1500 + 6033 = 7533 \text{ Н.}$$

Натяжение в точке 3 будет

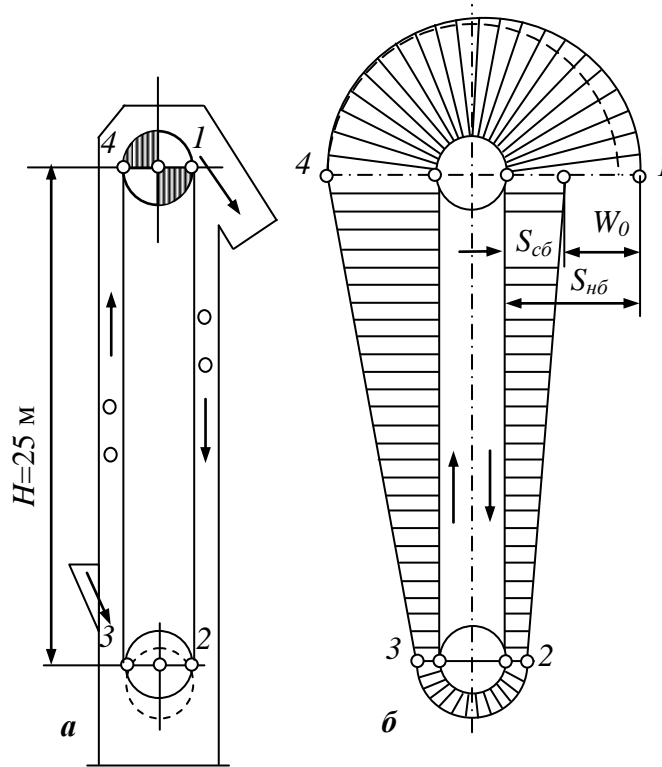


Рисунок 8.8 Расчетная схема элеватора (а), диаграмма натяжений в ленте (б).

$$S_3 = S_2 + W_{загр} = 1500 + 1636 = 3136 \text{ Н.}$$

В точке набегаия ленты на приводной барабан будет

$$S_{max} = S_{н\bar{o}} = S_4 = W_{зр} + S_3 = 9442 + 3136 = 12578 \text{ Н.}$$

Проверяем величину тягового усилия

$$W_0 = S_{н\bar{o}} - S_{c\bar{o}} = 12578 - 7533 = 5045 \text{ Н.}$$

что соответствует ранее принятому.

Строим диаграмму натяжений в ленте (рис. 8.8, б). По максимальному усилию уточняем число прокладок в ленте

$$i = \frac{mS_{max}}{B\sigma_p} = \frac{12 \cdot 12578}{65 \cdot 650} = 3,6,$$

где m – коэффициент запаса прочности ленты, $m = 10...12$; $B = 65$ см – ширина ленты; $\sigma_p = 650$ Н/см ширины прокладки – разрывная прочность одного см ширины прокладки для ленты типа БКНЛ-65 (см. приложение).

Принятую ранее ленту с $i = 5$ оставляем с целью упрочнения крепления ковшей к ленте.

Выбор натяжного устройства. Ход натяжного устройства для ленты типа БКНЛ-65

$$L_{н.у.} = 0,02H = 0,02 \cdot 25 = 0,5 \text{ м.}$$

Усилие натяжения, прикладываемое к натяжному барабану

$$P_H = S_2 + S_3 = 1500 + 3136 = 4636 \text{ Н.}$$

Расчет натяжного устройства винтового типа (см. в расчете ленточного конвейера).

Все прочностные расчеты элементов элеватора проводятся по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

Вопросы для самоконтроля к главе 8

1. Изложите назначение, общую характеристику и устройство элеваторов.
2. Изобразите схемы загрузки и разгрузки элеваторов.
3. Изобразите схемы сил, действующих при разгрузке ковша.
4. Изложите порядок расчета и проектирования ковшевых элеваторов.
5. Изобразите эскизы типов ковшей элеваторов и опишите их устройство.
6. Как определяется производительность элеватора?
7. Как рассчитывают сопротивления движению грузонесущей и порожней ветвей элеватора?
8. Представьте формулу для расчета мощности привода элеватора.
9. Как выбирают редуктор элеватора?
10. Изобразите схему для расчета натяжений ленты.
11. Как рассчитывают тормозной момент на валу барабана?

ЧЕТЫРЕХЦЕПНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ-ПОДЪЕМНИКИ

9.1 Общая характеристика и устройство

Современные автоматизированные поточно-транспортные системы в связи с широким использованием многоэтажных производственных корпусов требуют создания высокопроизводительных машин для транспортирования грузов по вертикали.

Перспективным решением этой проблемы является четырехцепной вертикальный конвейер (рис. 9.1). Этот конвейер может применяться для транспортирования тарно-штучных грузов в любой отрасли промышленности, начиная от пищевой промышленности и сельского хозяйства до тяжелого машиностроения.

Конструкция конвейера и несложная система автоматизированной загрузки и разгрузки позволяет легко сочетать его с горизонтальными средствами перемещения грузов и тем самым создавать протяженные транспортные линии с любой конфигурацией трассы (рис. 9.2). В зависимости от технологических задач и характера транспортируемого груза конвейер может быть реверсивным, иметь один или несколько погрузочно-разгрузочных участков, ту или иную конструкцию грузонесущей платформы. Конвейер имеет большую производительность, компактен, имеет внешний вид, отвечающий требованиям технической эстетики.

Конвейер работает следующим образом. В момент огибания платформой звездочек загрузочного участка срабатывает устройство автоматической подачи груза, пропуская один ящик и фиксируя следующий. Ящик подается на платформу, которая перемещает его по горизонтальному участку. При подходе очередной платформы цикл повторяется. Далее цепи, огибая четыре нижние направляющие звездочки, выводят платформу на вертикальный участок трассы. Пройдя вертикальный участок, платформа с помощью вертикальных направляющих звездочек выходит на горизонтальный разгрузочный участок, в конце которого груз скатывается с платформы на приемный конвейер.

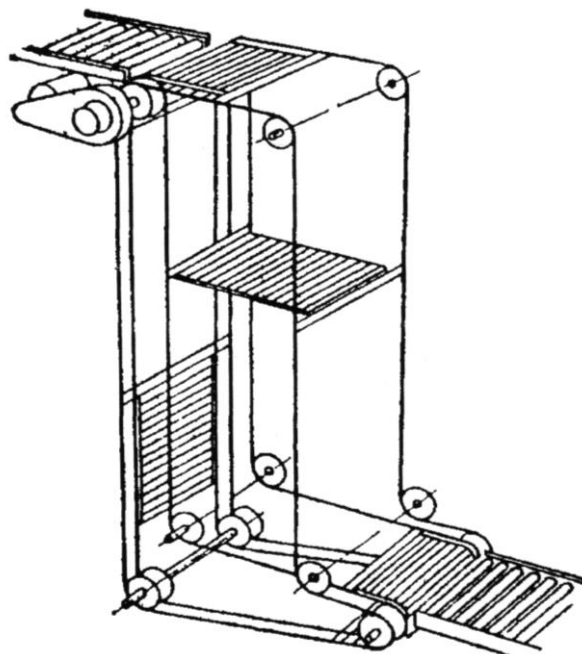


Рисунок 9.1 Четырехцепной вертикальный конвейер

Благодаря конструкции конвейера платформы, на протяжении всего рабочего участка находятся в горизонтальном положении. После разгрузки платформа по холостому участку конвейера перемещается к загрузочному устройству.

Конвейер состоит из рамы, изготавливаемой из профильного проката, швеллеров, уголков. Для удобства монтажа раму изготавливают из отдельных секций.

На раме смонтирована приводная станция, натяжное устройство пружинно-винтового типа и необходимое количество приводных и отклоняющих звездочек, расположенных в соответствии с конфигурацией

трассы. Звездочки охвачены двумя парами бесконечно замкнутых тяговых цепей, к которым шарнирно прикреплены грузонесущие платформы. Грузонесущая платформа (рис. 9.3) является одной из основных частей конвейера. Наиболее часто применяются платформы, выполненные из гнутых или горячекатанных швеллеров, шарнирно связанных между собой. Платформы такой конструкции имеют большую грузоподъемность. Имеются и другие типы платформ, например, в виде решетки, состоящей из стержней круглого сечения, закрепленных на цепях, или в виде прикрепленных к брезентовым ремням реек прямоугольного сечения.

Основными принципами конструирования платформ являются обеспечение горизонтального положения, достаточной жесткости в нагруженном состоянии и способности легко преодолевать поворотные пункты.

Наиболее распространены платформы с односторонней гибкостью. Имеются также платформы с двусторонней гибкостью, применяемые в конвейерах с многопозиционной разгрузкой (рис. 9.4).

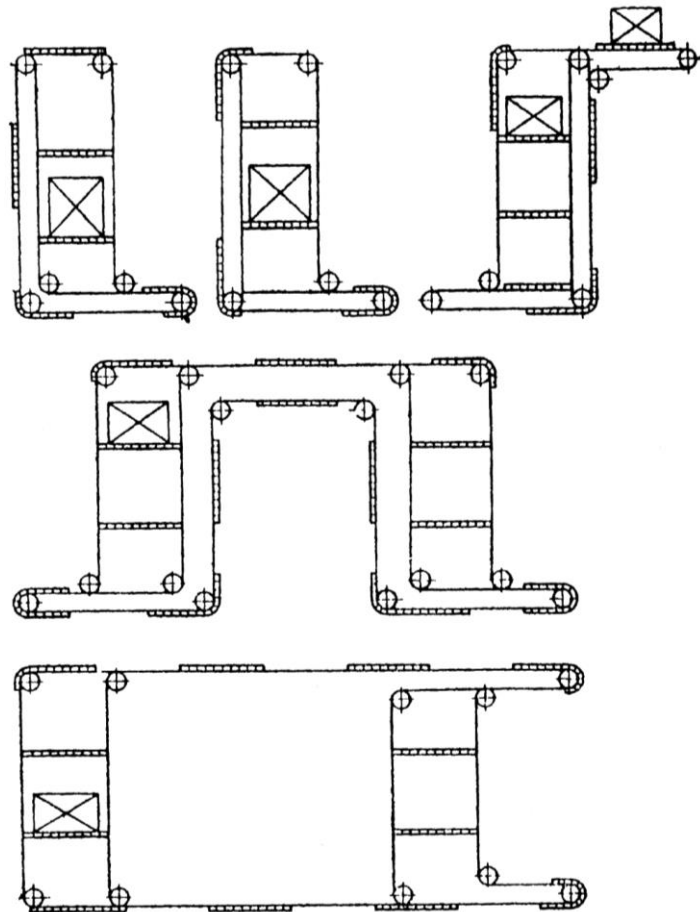


Рисунок 9.2 Схемы четырехцепных вертикальных конвейеров

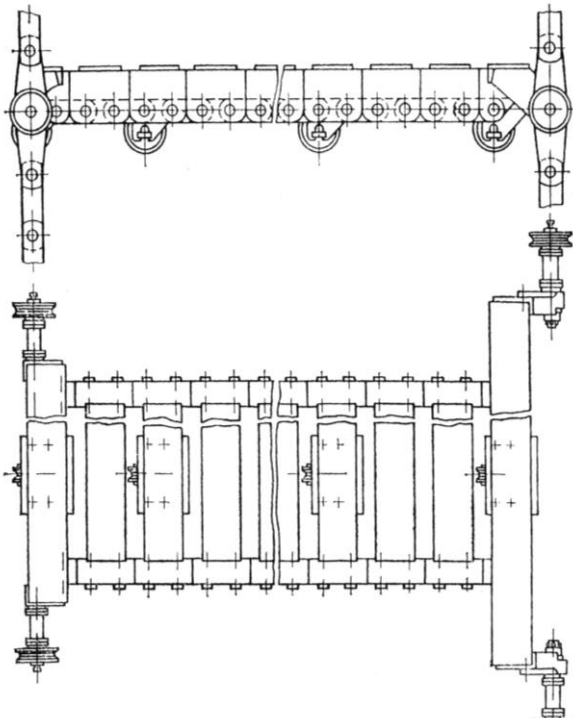


Рисунок 9.3 Грузонесущая платформа конвейера

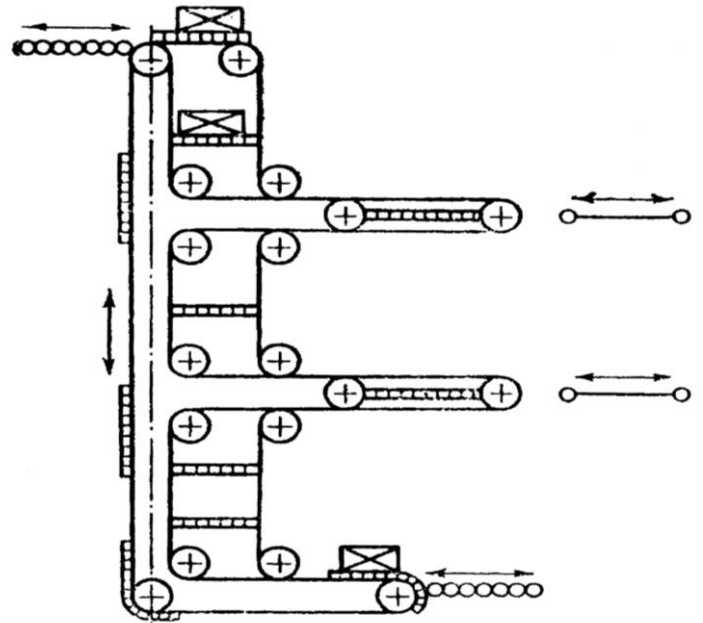


Рисунок 9.4 Схема конвейера с многопозиционной разгрузкой

9.2. Расчет и проектирование четырехцепных конвейеров-подъемников

Инженерные расчеты четырехцепного конвейера включают в себя тяговый расчет, определение мощности привода, выбор электродвигателя и редуктора, расчет тормозного момента и выбор тормозного устройства, а также прочностные расчеты. Прочностные расчеты сводятся к определению геометрических параметров ответственных деталей и узлов. Выбор швеллера для грузонесущей платформы можно осуществить по следующей формуле:

$$M_c \geq \frac{0,15mnb}{[\sigma_{II}]} = [M_c], \quad (9.1)$$

где M_c – необходимый момент сопротивления швеллера; m – масса единицы транспортируемого груза, кг; n – количество грузов на платформе при максимальной загрузке, шт.; b – ширина платформы, м; $[\sigma_{II}]$ – допустимое напряжение при изгибе для материала швеллера; $[M_c]$ – допускаемый момент сопротивления швеллера.

Тяговый расчет производится методом обхода по точкам, т.е. путем последовательного суммирования сопротивлений движению на отдельных участках трассы, определяемой по формуле:

$$S_{i+1} = S_i + W_{i-(i+1)}, \quad (9.2)$$

где S_{i+1} и S_i – натяжение цепи в двух соседних точках, Н; $W_{i-(i+1)}$ – сопротивление движению на участках между этими точками, Н; i – номер точки.

Расчет ведется отдельно для внутренней и внешней цепи, так как трассы имеют различные конфигурации (табл. 9.1).

Определяются значения коэффициентов сопротивлений в опорах поворотных звездочек φ_1 и φ_2 (90° и 180°) соответственно:

$$\varphi_1 = 1 + \frac{2}{D_0} \left(\sin \frac{S_0}{2} d_B \mu_B + d_B \mu_{\psi} \right); \quad (9.3)$$

$$\varphi_2 = 1 + \frac{2}{D_0} \left(\sin \frac{180}{2} d_B \mu_B + d_B \mu_{\psi} \right), \quad (9.4)$$

где D_0 – диаметр делительной окружности звездочки, мм; μ_B – коэффициент трения в подшипниках качения ($\mu_B = 0,03 \dots 0,06$); d_B – диаметр валика тяговой цепи, мм; μ_{ψ} – коэффициент трения в шарнире цепи ($\mu_{\psi} = 0,15 \dots 0,25$).

Линейная нагрузка холостой ветви

$$q_0 = q_{\psi} + k_H \frac{G_{nl}}{4t_n}, \quad (9.5)$$

где q_{ψ} – линейная нагрузка цепи, Н/м; k_H – коэффициент неравномерности нагрузки ($k_H = 1,2$); G_{nl} – линейная нагрузка от платформы, Н/м; t_n – шаг платформ конвейера, м.

Линейная нагрузка груженой ветви

$$q_{гр} = q_0 + k_H \frac{Gn}{4t_n}, \quad (9.6)$$

где G – линейная нагрузка штучного груза, Н/м; n – число штучных грузов на платформе, шт.

При ориентировочном расчете в зависимости от условий работы можно принимать следующие значения коэффициентов $\varphi_1 = 1,03 \dots 1,05$; $\varphi_2 = 1,05 \dots 1,07$. Коэффициент сопротивления движению на горизонтальном участке ω' при хороших, средних и тяжелых условиях работы конвейера равен соответственно 0,03; 0,04; 0,05. В качестве грузонесущих и тяговых элементов для вертикальных цепных конвейеров используются пластинчатые цепи.

Выбор цепи осуществляется по разрушающей нагрузке $S_{разр}$, которую определяют по формуле:

$$S_{разр} = k_3 S_{max}, \quad (9.7)$$

где k_3 – коэффициент запаса прочности ($k_3 = 8 \dots 10$); S_{max} – максимальное расчетное натяжение цепи, определяемое тяговым расчетом.

Исходя из тягового расчета, для точного определения S_{max} необходимо знать линейную нагрузку от 1 м цепи, так как эта величина присутствует в расчетных формулах. С другой стороны, для выбора цепи, тип и параметры которой определяют величину q_{ψ} , нужно знать S_{max} .

Расчет напряжения вертикального четырехцепного конвейера

Внешний контур		Внутренний контур	
Подъем	Опускание	Подъем	Опускание
$S_1 = S_0$	$S_0 = S_6$	$S_1 = S_0$	$S_0 = S_6$
$S_2 = \varphi_1 S_1$	$S_5 = \varphi_1 S_6$	$S_2 = \varphi_1 S_1$	$S_5 = \varphi_1 S_6$
$S_3 = S_2 + q_0 l_{2-3} \omega'$	$S_4 = S_5 + \omega' q_{zp} l_{4-5}$	$S_3 = S_2 + q_0 l_{2-3} \omega' + P$	$S_4 = S_5 + q_{zp} l_{4-5} \omega'$
$S_4 = \varphi_2 S_3$	$S_3 = \varphi_2 S_4$	$S_4 = \varphi_2 S_3$	$S_3 = \varphi_2 S_4$
$S_5 = S_4 + q_{zp} l_{4-5} \omega'$	$S_2 = S_3 + q_0 l_{3-2} \omega'$	$S_5 = S_4 + q_{zp} l_{4-5} \omega'$	$S_2 = S_3 + q_0 l_{3-2} \omega'$
$S_6 = \varphi_1 S_5$	$S_1 = \varphi_1 S_2$	$S_6 = \varphi_1 S_5$	$S_1 = \varphi_1 S_2$
$S_7 = S_6 + q_{zp} h_{6-7}$	$S_{10} = S_1 + q_0 h_{10-1}$	$S_7 = S_6 + q_{zp} h_{6-7}$	$S_8 = S_1 + q_0 h_{1-8}$
$S_8 = \varphi_1 S_7$	$S_7 = S_6 + q_{zp} h_{6-7}$	$S_8 = S_1 + q_{zp} h_{1-8}$	$S_7 = S_6 + q_{zp} h_{6-7}$
$S_9 = S_8$	$S_8 = \frac{1}{\varphi_1} S_7$	-	-
$S_{10} = S_1 + q_0 h_{10-1}$	$S_9 = S_8$	-	-
$W'_0 = \varphi_1 (S_9 - S_{10})$	$W'_0 = \varphi_1 (S_{10} - S_9)$	$W''_n = \varphi_2 (S_7 - S_8)$	$W''_0 = \varphi_2 (S_8 - S_7)$
<p><i>Примечание.</i> В таблице обозначены: S_0, S_2 - начальное натяжение цепи; $\varphi_1, \varphi_2, \omega'$ - коэффициенты сопротивления соответственно на поворотах 90° и 180° и горизонтальных участках; $l_i \div (i+1), h_i \div (i+1)$ - соответственно длины прямолинейных горизонтальных и вертикальных участков.</p>			

Проводя тяговый расчет выбирают цепь, руководствуясь опытом и интуицией, затем подставляют найденное значение q_u в формулы расчета, определяют S_{max} , умножают на коэффициент запаса k_3 и сравнивают полученную величину с табличной разрывной нагрузкой выбранной цепи. Если расчетная величина будет меньше табличной, то расчет придется повторить. В случае значительного превышения расчетной величины над табличной произойдет безосновательное утяжеление конструкции.

Для решения этой проблемы составляется в общем виде выражение для определения максимального натяжения внешней цепи $S_{max}=S_8$, используя метод обхода по контуру и подставляя выражение натяжения цепи в предыдущей точке в выражение в последующей точке.

Таблица 9.2

Значение коэффициента k_u для различных типов цепи.

Высота подъема, м	Тип цепи		
	1	2	3
5	1,04	1,03	1,02
10	1,08	1,07	1,05
15	1,12	1,10	1,08
20	1,16	1,14	1,11
25	1,20	1,17	1,14
30	1,24	1,21	1,17

После проведения преобразований получаем

$$S_{max} = S_0 \varphi_1^3 \varphi_2 + \frac{\varphi_2 l_{2-3} k G_{nl} + l_{4-5} k (G_n + G_{nl})}{4tn} \varphi_1^2 \omega' + \frac{k(G_n + G_{nl})}{4tn} \varphi_1 l_{6-7} + (\varphi_2 l_{2-3} + l_{4-5}) q_u \varphi_1^2 \omega' + \varphi_1 l_{6-7} q_u \quad (9.8)$$

Полученное выражение можно переписать в виде

$$S_{max} = S_{np} + S_{дон},$$

где $S_{дон}$ - сумма слагаемых, включающих в себя неизвестную величину q_u ; S_{np} - сумма остальных слагаемых:

$$S_{np} = S_0 \varphi_1^3 \varphi_3 + \frac{\varphi_2 l_{2-3} G_{nl} + l_{4-5} (G + G_{nl})}{4tn} k \varphi_1^2 \omega' + \frac{G_n + G_{nl}}{4tn} k \varphi_1 l_{6-7}$$

Величину $S_{дон}$ можно учесть, введя поправочный коэффициент k_u (табл. 9.2), после чего выражение принимает вид $S_{max} = k_u S_{np}$.

Путем многочисленных расчетов конвейеров с различными техническими характеристиками было установлено, что значение коэффициента k_u зависит в основном от высоты подъема и типа тяговой цепи.

9.3 Пример тягового расчета вертикального четырехцепного конвейера-подъемника

Исходные данные: производительность, $Q = 20$ т/ч; скорость движения $v = 0,3$ м/с; груз фасованный (мешки, ящики, короба и т.п.); размеры платформы 800×1000 мм; грузоподъемность платформы, $G = 100$ кг; высота подъема груза, $H = 10$ м.

Тяговый расчет внешнего контура конвейера

Задаемся длинами участков:

$$l_{1-2} = 6 \text{ м}; l_{3-4} = 10 \text{ м}; l_{5-6} = 4 \text{ м}; l_{7-8} = 4 \text{ м};$$

$$l_{9-10} = 10 \text{ м}; l_{11-12} = 6 \text{ м};$$

Принимаем натяжение в точке сбегания с приводных звездочек $S_1 = 1000 \dots 2000$ Н.

Тогда натяжение в точке 2 будет

$$S_2 = S_1 + q_0 l_{1-2} \omega',$$

где q_0 – линейная масса холостой ветви;

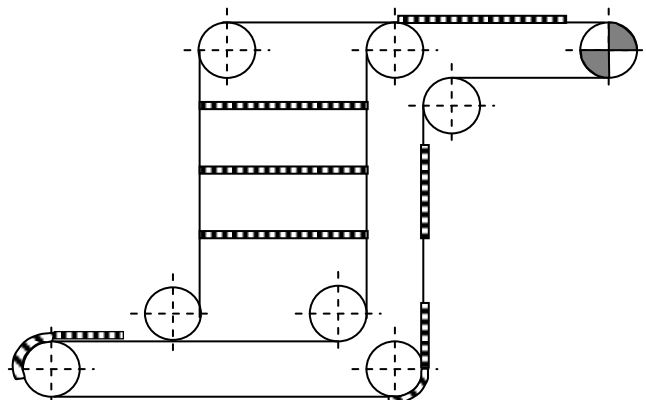


Рисунок 9.5 Общая схема четырехцепного конвейера-подъемника

$$q_0 = g \left(2q_{ц} + k_n \frac{G_{пл}}{4t_n} \right) = 9,81 \cdot \left(2 \cdot 2,05 + 1,2 \cdot \frac{60}{4 \cdot 5,6} \right) = 74 \text{ Н/м};$$

$q_{ц} = 2,05$ кг/м – линейная масса цепи (см. приложение. Цепь типа М40 с шагом $t=80$ мм).; $k_n=1,2$ –коэффициент неравномерности нагрузки; $G_{пл}$ – масса платформы, можно рекомендовать $G_{пл} = (0,5 \dots 0,8) \cdot G_{зп}$; в нашем случае $G_{пл} = 0,5 \cdot G_{зп} = 0,6 \cdot 100 = 60$ кг; t_n – шаг платформы конвейера, м.

Из формулы $Q = 3,6 \frac{G_{зп}}{t_n} v$ опреде-

ляем шаг расстановки платформ

$$t_n = \frac{3,6 G_{зп} v}{Q} = \frac{3,6 \cdot 100 \cdot 0,3}{20} = 5,4 \text{ м}.$$

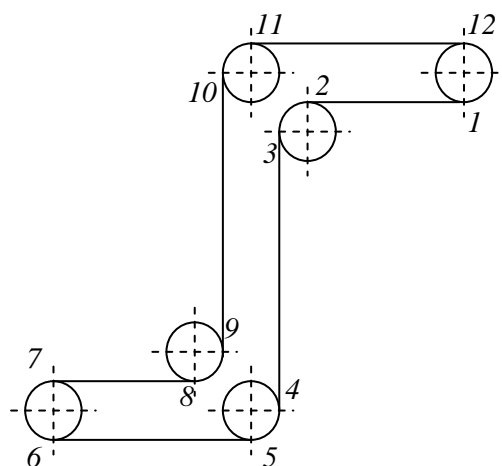


Рисунок 9.6 Схема внешнего контура цепей

Принимаем шаг расстановки платформ $t_n=5,6$ м кратному шагу цепи $t=80$ мм. $\omega' = 0,03...0,05$ – коэффициент сопротивлений на горизонтальных участках

$$S_2 = 1500 + 74 \cdot 6 \cdot 0,04 = 1518 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.3

$$S_3 = \varphi_1 S_2 = 1,04 \cdot 1518 = 1578 \text{ Н.}$$

где $\varphi_1 = 1,03...1,04$ - коэффициент сопротивлений в опорах звездочек при угле обхвата звездочек цепью на 90° .

Натяжение в т.4

$$S_4 = S_3 - q_0 l_{3-4} = 1578 - 74 \cdot 10 = 838 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.5

$$S_5 = \varphi_1 S_4 = 1,04 \cdot 838 = 872 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.6

$$S_6 = S_5 + q_0 l_{5-6} \omega' = 872 + 74 \cdot 0,04 \cdot 4 \cong 884 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.7

$$S_7 = \varphi_2 S_6 = 1,06 \cdot 884 = 937 \text{ Н.}$$

где $\varphi_2 = 1,05...1,07$ - коэффициент сопротивлений в опорах звездочек при угле обхвата цепью звездочек 180° .

Натяжение в т.8

$$S_8 = S_7 + q_{zp} l_{7-8} \omega',$$

где $q_{zp} = q_0 + \frac{k_n G}{4t_n} g$ – линейная нагрузка грузной ветви; $G = 100$ кг – масса груза на платформе; $k_n = 1,2$ – коэффициент неравномерности нагрузки; $t_n = 5,6$ м – шаг расстановки платформ.

Тогда

$$q_{zp} = 74 + \frac{1,2 \cdot 100}{4 \cdot 5,6} \cdot 9,81 \cong 128 \text{ Н/м;}$$

$$S_8 = 937 + 128 \cdot 0,04 \cdot 4 = 958 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.9

$$S_9 = \varphi_1 S_8 = 1,04 \cdot 958 = 996 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.10

$$S_{10} = S_9 + q_{zp} l_{9-10} = 996 + 128 \cdot 10 = 2276 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.11

$$S_{11} = \varphi_1 S_{10} = 1,04 \cdot 2276 = 2367 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.12

$$S_{12} = S_{11} + q_{zp} l_{11-12} \omega' = 2367 + 128 \cdot 0,04 \cdot 6 = 2398 \text{ Н.}$$

Строим диаграмму натяжений цепи внешнего контура (рис.9.7).

Тяговое усилие привода по внешнему контуру

$$W_0 = S_{12} - S_1 = 2398 - 1500 = 898 \text{ Н.}$$

Мощность привода по внешнему контуру

$$N_{вн} = \frac{W_0 v}{1000 \eta_p} = \frac{898 \cdot 0,3}{1000 \cdot 0,7} = 0,38 \text{ кВт.}$$

где $\eta_p = 0,7$ – КПД редуктора.

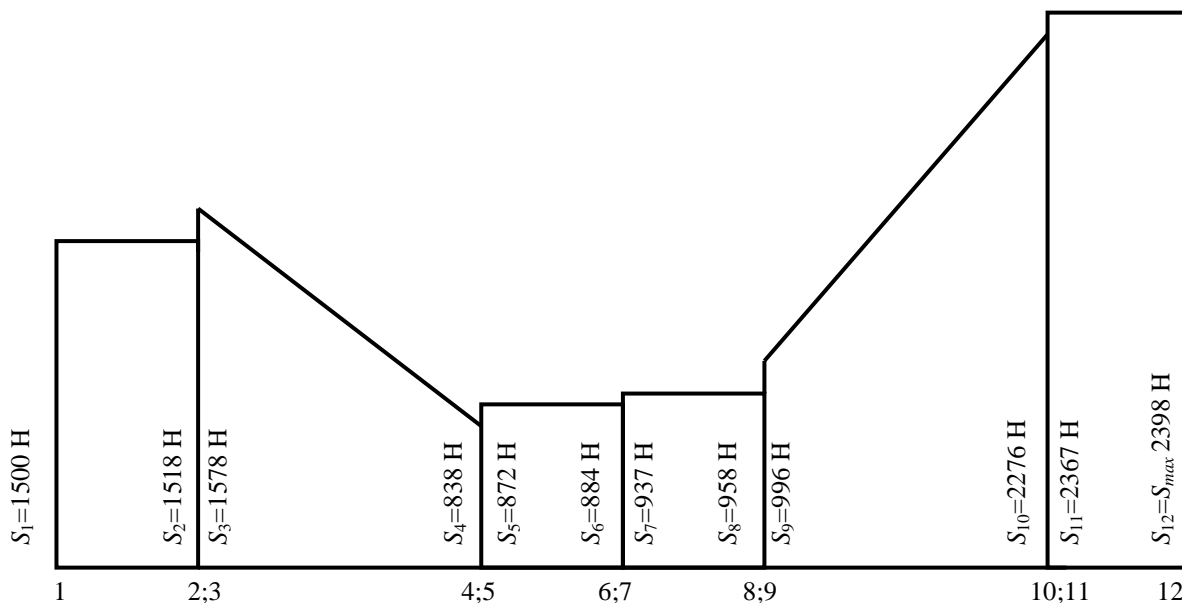


Рисунок 9.7 Диаграмма натяжения цепей внешнего контура

Тяговый расчет внутреннего контура конвейера

Задаемся длинами участков: $l_{1-2} =$

6 м ; $l_{3-4} = 10$ м ; $l_{5-6} = 4$ м ; $l_{7-8} = 3$ м ;

$l_{9-10} = 10$ м ; $l_{11-12} = 7$ м ;

Ранее определены величины линейных нагрузок: $q_0 = 74$ Н/м; $q_{zp} = 128$ Н/м.

Принимаем натяжение цепей в т.1

$$S_1 = 1500 \text{ Н.}$$

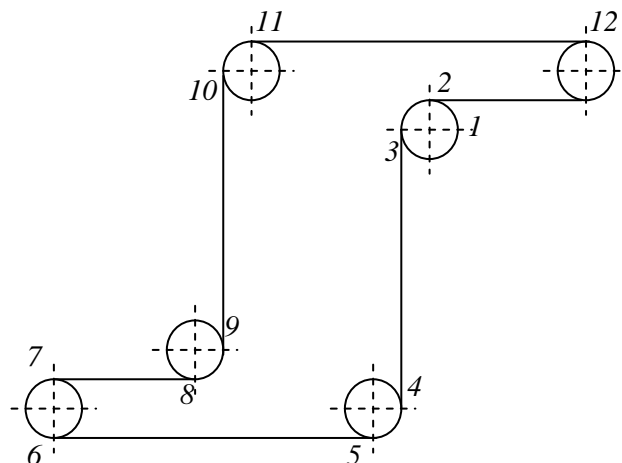


Рисунок 9.8 Схема внутреннего контура цепей

Натяжение в т.2

$$S_2 = S_1 + q_0 l_{1-2} \omega' = 1500 + 74 \cdot 6 \cdot 0,04 = 1518 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.3

$$S_2 = \varphi_1 S_1 = 1,04 \cdot 1518 = 1578 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.4

$$S_4 = S_3 - q_0 l_{3-4} = 1578 - 74 \cdot 10 = 838 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.5

$$S_5 = \varphi_1 S_4 = 1,04 \cdot 838 = 872 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.6

$$S_6 = S_5 + q_0 l_{5-6} \omega' = 872 + 74 \cdot 4 \cdot 0,04 = 884 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.7

$$S_7 = \varphi_2 S_6 = 1,06 \cdot 884 = 937 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.8

$$S_8 = S_7 + q_{zp} l_{7-8} \omega' = 937 + 128 \cdot 3 \cdot 0,04 = 952 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.9

$$S_9 = \varphi_1 S_8 = 1,04 \cdot 952 = 990 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.10

$$S_{10} = S_9 + q_{zp} l_{9-10} = 990 + 128 \cdot 10 = 2270 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.11

$$S_{11} = \varphi_1 S_{10} = 1,04 \cdot 2270 = 2361 \text{ Н.}$$

Натяжение в т.12

$$S_{12} = S_9 + q_{zp} l_{11-12} \omega' = 2361 + 128 \cdot 7 \cdot 0,04 = 2398 \text{ Н.}$$

Строим диаграмму натяжений (рис. 9.9) цепи внутреннего контура.

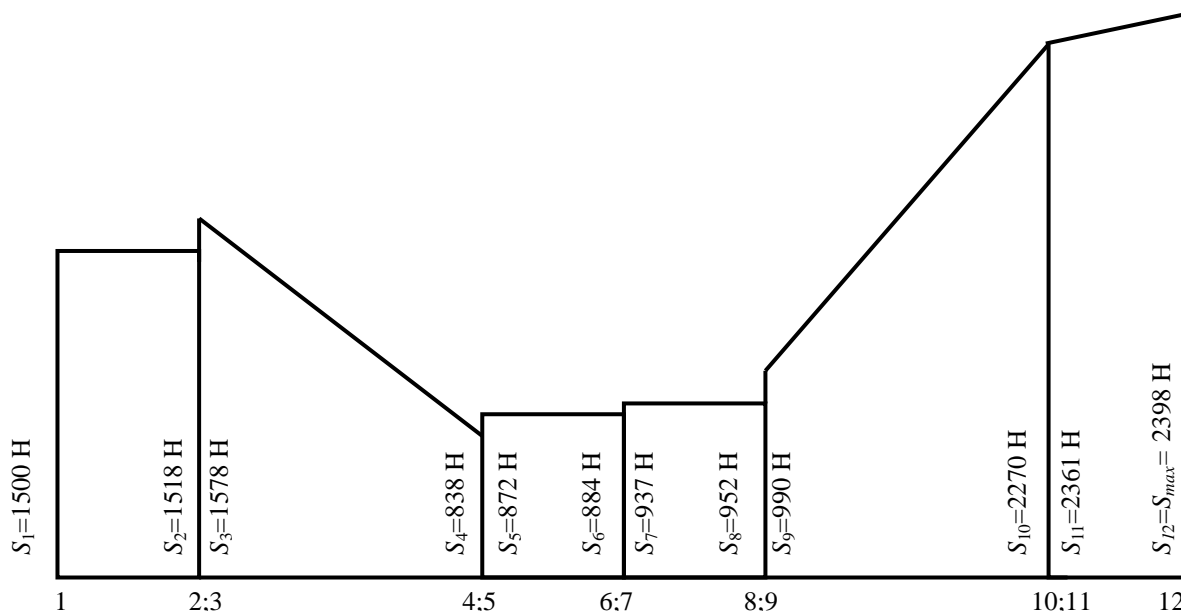


Рисунок 9.9 Диаграмма натяжения цепей внутреннего контура

Тяговое усилие привода по внутреннему контуру

$$W_0 = S_{12} - S_1 = 2398 - 1500 = 898H.$$

Мощность привода по внутреннему контуру

$$N_{вн} = \frac{W_0 v}{102 g \eta_p} = \frac{898 \cdot 0,3}{102 \cdot 9,81 \cdot 0,7} = 0,38 \text{ кВт.}$$

Суммарная мощность $N = k_3 (N_{вн} + N_{вн}) = 1,2(0,38 + 0,38) = 0,9 \text{ кВт}$, где $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса мощности

Принимаем электродвигатель типа 4А100L8У3 с параметрами: мощность $N=1,1 \text{ кВт}$; частота вращения вала $n=700 \text{ об/мин}$; $\frac{M_n}{M_H} = 1,6$; $\frac{M_{max}}{M_H} = 1,9$; Маховой момент $GD^2 = 3,45 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ($33,8 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м}^2$) (см. приложение).

Компоновка привода.

Определяем диаметр приводных звездочек. Принимаем число зубьев $z=18$, тогда диаметр делительной окружности будет

$$D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{80}{\sin \frac{180}{18}} = 460,8 \text{ мм.}$$

Частота вращения приводных звездочек

$$n_{np} = \frac{60 v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 0,4608} \cong 12,5 \text{ мм.}$$

Передаточное число привода

$$u_p = \frac{n_{эл.дв}}{n_{np}} = \frac{700}{12,5} = 56.$$

Принимаем червячный редуктор типа Ч-100 (см. приложение) с параметрами: передаточное число $u_p = 50$; допускаемый крутящий момент на тихоходном валу $M_T = 475 \text{ Н} \cdot \text{м}$; КПД $\eta = 0,69$.

Фактическая частота вращения звездочек и скорость движения цепей:

$$n_{зв} = \frac{n}{u_p} = \frac{700}{50} = 14 \text{ об/мин}; v_{\phi} = \frac{\pi D_0 n_{зв}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,4571 \cdot 14}{60} = 0,33 \text{ м/с.}$$

Поскольку, предварительно принятая скорость цепей незначительно отличается от действительной, пересчета параметров конвейера не производим.

Все прочностные расчеты элементов конвейера проводятся по методике изложенной в курсе «Детали машин».

Вопросы для самоконтроля

1. Изложите назначение, общую характеристику и устройство четырехцепных конвейеров-подъемников.
2. Представьте схему конвейера с многопозиционной разгрузкой.
3. Изложите порядок расчета и проектирования четырехцепных конвейеров подъемников.
4. В чем заключается тяговый расчет внешнего контура конвейера?
5. В чем заключается тяговый расчет внутреннего контура конвейера?
6. Начертите диаграмму натяжения цепей контура конвейера.

КОНВЕЙЕРЫ БЕЗ ТЯГОВОГО ОРГАНА

10.1 Винтовые конвейеры

10.1.1 Общая характеристика и устройство винтовых конвейеров

Принцип действия винтовых конвейеров основан на использовании осевой движущей силы, возникающей при вращении винтовой поверхности с углом подъема α . Груз перемещается аналогично движению гайки по винту.

Винтовой конвейер (рис.10.1) состоит из неподвижного желоба 7 с полуцилиндрическим днищем, вала 8 с укрепленным на нем винтом 9 и привода 1. Вал установлен в концевых подшипниках 2, 6.

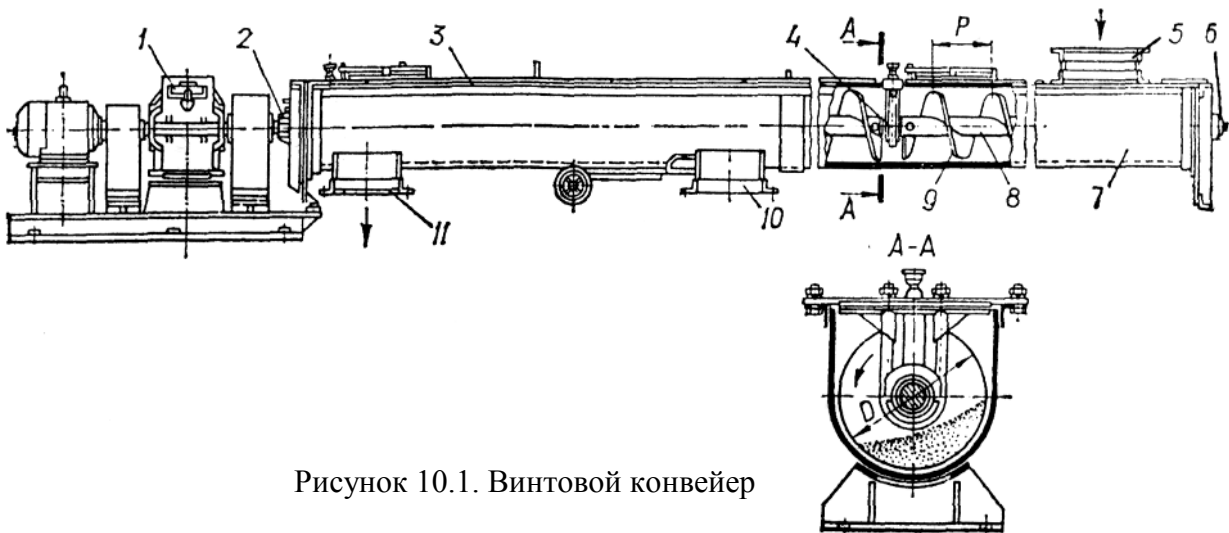


Рисунок 10.1. Винтовой конвейер

Так как вал большой длины, то его выполняют составным, и в местах соединения он поддерживается промежуточными подшипниками 4, подвешенными к поперечным планкам желоба. В одной из концевых опор установлен упорный подшипник, воспринимающий продольные усилия в винте. Желоб закрыт крышкой 3. Насыпной груз подается через люк 5 в крышке и перемещается по желобу к разгрузочным воронкам – промежуточной 10 или концевой 11, прикрытых шиберными затворами.

Желоб состоит из отдельных секций длиной 2 и 4 м, изготовленных из листовой стали толщиной 3...6 мм.

Одна из подшипниковых опор должна быть фиксирующей для восприятия осевой нагрузки. Фиксирующую опору следует устанавливать так, чтобы вал винта при восприятии осевой нагрузки работал на растяжение. При длине конвейера больше 6 м во избежание изгиба и стопорения винта рекомендуется использовать промежуточные опоры. Подшипники необходимо защищать от попадания в них частиц груза.

В крутонаклонных и вертикальных конвейерах желоб выполняют из трубы, диаметр которой больше наружного диаметра винта на величину двух зазоров в зависимости от типа груза.

Привод конвейера, в основном, редукторный. У горизонтальных конвейеров он состоит из электродвигателя, редуктора и двух муфт. Привод наклонного конвейера должен выполняться с конической передачей, для обеспечения горизонтального расположения редуктора. Это необходимо для правильного функционирования системы смазки. В легких конвейерах небольшой длины предпочтительнее передачи гибкой связью.

Винтовые конвейеры применяют преимущественно для транспортирования сыпучих грузов. Они малопригодны для перемещения крупнокусковых, липких и влажных грузов. Преимущество винтовых конвейеров – надежность, простота и компактность, герметичность, пригодность для транспортирования горячих, пылящих и токсичных грузов, возможность загрузки и разгрузки в любом месте по длине трассы. К недостаткам относится высокая энергоемкость транспортирования, дробление и истирание груза.

По направлению транспортирования различают горизонтальные, наклонные и вертикальные винтовые конвейеры.

По конструкции винты (рис.10.2) подразделяют на сплошные (для сыпучих и жидких грузов), ленточные (для липких, крупнокусковых и сыпучих грузов – при необходимости их перемешивания), лопастные и фасонные (для липких и вязных грузов).

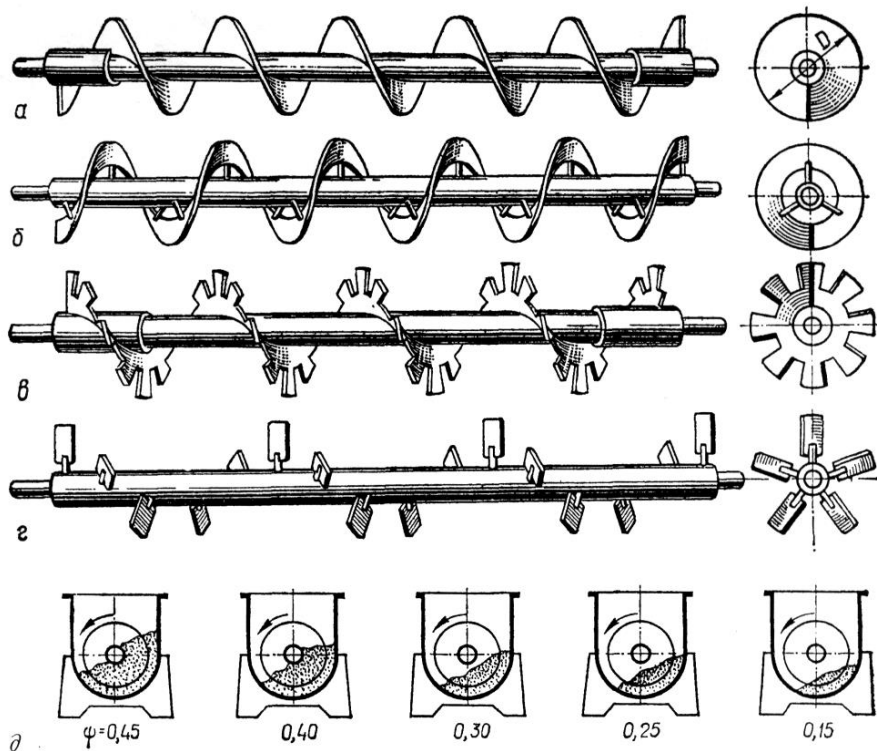


Рисунок 10.2 Типы лопастных винтов:

a – сплошной; *б* – ленточный; *в* – фасонный; *г* – лопастный; *д* – степень заполнения желоба

10.1.2. Расчет и проектирование винтовых конвейеров

Исходными данными для проектирования являются характеристика транспортируемого груза, высота и расстояние его транспортирования, а также производительность конвейера. На основании исходных данных разрабатывается схема конвейера и его элементы конструкции. Определяется угол наклона, количество промежуточных подвесных опор, которые устанавливаются через 2...4 м. В качестве промежуточных опор применяют подшпикники скольжения и качения с хорошим уплотнением, малого диаметра и длины. Концевые опоры выполняются в виде подшпикников качения. При этом опора на разгрузочном конце винта снабжается упорным подшпикником так, чтобы винт работал на растяжение. Диаметр винтов $D_в$ горизонтальных и наклонных конвейеров (с углом наклона до 20°) стандартизованы (ГОСТ 2037-75). Величина выбираемого $D_в$ зависит от размера кусков перемещаемого груза. Он должен быть в 12 и более раз больше размера кусков при транспортировании однородного по крупности кусков груза и в 4 раза и более больше максимального размера кусков при транспортировании несортированного груза. Ряды диаметра винтов следующие: 100; 125; 150; 200; 250; 300; 400; 500; 600 мм. Диаметр вала винта должен составлять $d_в \approx (0,35 \dots 0,1)D_в$, где $D_в$ – диаметр винта, мм. Шаг винта принимают $t_в = D_в$ для горизонтальных конвейеров и $t_в = 0,8D_в$ – для наклонных. Частота вращения винта зависит от вида транспортируемого груза и диаметра винта. Максимальная частота вращения винта определяется по приближенным соотношениям: для легких неабразивных грузов $n_{max} = \frac{45}{\sqrt{D_в}}$, и для тяжелых абра-

зивных грузов $n_{max} = \frac{30}{\sqrt{D_в}}$. Здесь $D_в$ в м.

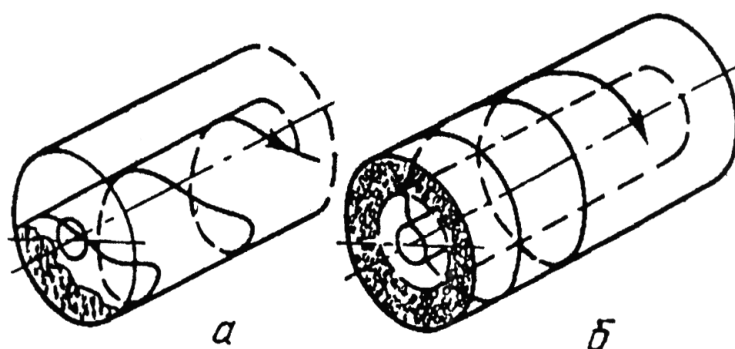
Принятые на практике частоты вращения винта горизонтальных и пологонаклонных конвейеров общего назначения приведены в табл. 10.1.

Частоты вращения (об/мин), принимаемые для крутонаклонных и вертикальных винтовых конвейеров, как правило, больше, чем у пологонаклонных и горизонтальных и рекомендуется определять в зависимости от диаметра винта (мм):

$D_в$	150;	250;	400;	500;	600
n	210;	170;	140;	80;	50

В зависимости от этого принято различать тихоходный винтовой конвейер (рис. 10.3, а), частота вращения n которого не превышает критического значения $n_{кр}$, определенного для каждого диаметра винта и вида груза, и быстроходный (рис. 10.3, б), для которого $n > n_{кр}$.

Определяющим параметром винтового тихоходного конвейера принято считать частоту вращения винта n , при которой $m\omega^2 R < mg$, а быстроходного - $m\omega^2 R > mg$ (здесь m – масса частицы груза, ω – угловая скорость винта; R – радиус винта). В последнем случае центробежная сила поднимает частицы груза выше вала винта и перебрасывает их. В действительности на частицу груза действуют также силы трения о винт, желоб, тяжести других частиц, давления винтовой поверхности и т.д. В связи с этим условие тихоходности или быстроходности конвейера и действительная траектория движения груза сложнее.



Круговую (быстроходную) траекторию рекомендуется применять в крутонаклонных и вертикальных винтовых конвейерах при транспортировании сыпучих и жидких грузов.

Таблица 10.1

Значения частоты вращения винта и коэффициентов ψ и ω

Насыпные грузы	Частота вращения винта, n , об/мин	Коэффициент заполнения, ψ	Коэффициент сопротивления, ω_0
Легкие и неабразивные (зерновые продукты, мука, древесные опилки)	50...500	0,4	1,2
Легкие и малоабразивные (мел, угольная пыль, асбест, торф, сода)	50...120	0,32	1,6
Тяжелые и малоабразивные (соль, кусковый уголь, глина сухая)	50...100	0,25	2,5
Тяжелые и абразивные (цемент, зола, песок, глина сырая, дробленая руда, шлак)	40...120	0,125	4,0

Конструктивные и кинематические параметры винтовых конвейеров взаимосвязаны. При известной производительности Q задают частоту вращения винта n из рекомендуемого для данного груза диапазона, а затем, определяют диаметр $D_в$ и другие параметры винта. Частота вращения ограничивается размерами винта и условием сохранения груза. При большой частоте вращения груз сильно повреждается и истирается, при малой частоте вращения диаметр винта может быть очень большим.

Производительность винтового конвейера, т/ч:

$$Q = 3,6 \frac{\pi D_B^2}{4} v \Psi \rho c_\beta, \quad (10.1)$$

где D_B – диаметр винта; v – скорость перемещения груза по желобу; Ψ – коэффициент заполнения желоба; c_β – коэффициент снижения производительности наклонного конвейера; ρ – плотность транспортируемого груза.

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

Скорость перемещения груза выражается через шаг винта t_β и частоту вращения винта n :

$$v = \frac{t_\beta n}{60}. \quad (10.2)$$

Подставив 10.2 в 10.1, окончательно получим формулу для определения производительности:

$$Q = 47 D_B^3 k_\beta n \Psi \rho c_\beta, \quad (10.3)$$

где $k_\beta = \frac{t_\beta}{D_B} = 0,5 \dots 1,0$ – отношение шага винта к его диаметру.

Диаметр винта из условия заданной производительности:

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{Q}{47 k_\beta n \Psi \rho c_\beta}}, \quad (10.4)$$

При транспортировании кусковых грузов диаметр винта должен удовлетворять условию $D \geq (10 \dots 12) a_{max}$ для сортированного, $D \geq (4 \dots 6) a_{max}$ для рядового сыпучего груза.

По условиям сохранности груза и оптимальной энергоемкости частота вращения не должна превышать определенного значения, которое для различных материалов составляет 500...800 об/мин.

При проектировании конвейера по заданной производительности целесообразно сначала найти рекомендуемый диапазон частоты вращения для данного груза (табл. 10.1), а затем определить диаметр винта (формула 10.4).

Другие геометрические параметры конвейера:

- шаг винта $t_\beta = D_B k_\beta$;
- угол наклона винтовой линии $\gamma = \arctg\left(\frac{t_\beta}{D_B}\right)$;
- диаметр внутренней поверхности кожуха $D_k = D + 2m$; где m – рекомендуемый для данного вида зазор между винтовой поверхностью и кожухом $m = 5 \dots 8$ мм;
- диаметр вала винта $d_\beta = d_u + (0,1 \dots 0,2) D_{\beta 1}$, где d_u – диаметр выходного конца цапфы, получаемый при расчете на кручение.

В первом приближении мощность можно определить по формуле:

$$N = \frac{k_3 Q}{367 \eta} (L_2 \omega_0 \pm H), \quad (10.5)$$

где L_2 – горизонтальная проекция пути транспортирования груза; H – высота подъема груза; k_3 – коэффициент запаса мощности, $k_3 = 1,1 \dots 1,2$; ω_0 – коэффициент сопротивления движению: $\omega_0 = 4$ для тяжелых абразивных грузов (цемент, песок, известь и т.п.), $\omega_0 = 2,5$ для угля, глины сухой, соли; $\omega_0 = (1,2 \dots 1,6)$ для легких насыпных грузов.

Более точно мощность двигателя можно определить, исходя из суммы следующих сопротивлений передвиганию груза в конвейере:

- усилие вдоль винта для подъема груза

$$W_1 = qL \sin \beta,$$

где q – погонная масса груза, кг/м; β – угол наклона конвейера;

- сила трения груза о кожух

$$W_2 = qL f_k \cos \beta,$$

где f_k – коэффициент трения груза о кожух;

- усилие вдоль винта вследствие момента трения винта о груз

$$W_3 = \frac{(W_1 + W_2) f_\beta \pi D}{t_\theta},$$

где f_β – коэффициент трения груза о винт;

- усилие, эквивалентное моменту трения в подвесных подшипниках:

$$W_4 = \frac{k_4 L D_\theta^3}{t_\theta},$$

где $k_4 = 1250 \dots 1500 \text{ Н/м}^3$ – удельное сопротивление передвиганию;

- усилие, эквивалентное внутреннему трению а транспортируемом грузе;

$$W_5 = \frac{(1 - k_2) q L \pi D_\theta f}{t_\theta},$$

где k_2 – скоростной коэффициент, т.е. отношение средней фактической скорости груза к номинальной, $k_2 = 0,6 \dots 0,7$ (по опытным данным);

- усилие, эквивалентное моменту трения в упорных подшипниках,

$$W_6 = \frac{(W_1 + W_2) D_\theta f_1}{t_\theta},$$

где f_1 – коэффициент трения груза о подшипник;

- потери на внутреннее трение в порциях груза, скопившегося около подвесных подшипников,

$$W_7 = \frac{l^2 D_\theta^2 \pi f_2 \rho z t g \varphi}{t_\theta},$$

где l – расстояние между подшипниками; z – число подвесных подшипников; φ – угол откоса груза; f_2 – коэффициент внутреннего трения груза.

Мощность электродвигателя:

$$N = \frac{k_3 v \sum_{i=1}^7 W_i}{\eta_n}, \quad (10.6)$$

где v – скорость перемещения груза; $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса; η_n – КПД передач.

Вращающий момент на валу винта

$$M_{кр} = \frac{30N\eta}{\pi n}, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (10.7)$$

Диаметр выходного конца цапфы вала винта

$$d_{ц} = \sqrt[3]{\frac{5M_{кр}}{[\tau]_{кр}}}, \quad (10.8)$$

где $[\tau]_{кр} = 15 \dots 25 \text{ Н/мм}^2$ – допустимое напряжение материала цапфы винта.

Общее передаточное число механизма привода

$$u = \frac{n_{дв}}{n},$$

где $n_{дв}$ – частота вращения вала электродвигателя, об/мин.

В качестве опор винта используют подшипники качения. Одну из опор выполняют фиксирующей для восприятия осевой нагрузки.

Силы, действующие на подшипник (рис.10.4): окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a .

Осевая сила, Н

$$F_a = \frac{2M_{кр}}{D'_в \operatorname{tg}(\gamma_c + f_в)}, \quad (10.9)$$

где $D'_в = k' D_в$ – условный диаметр винта, м; $k' = 0,7 \dots 0,8$ – коэффициент, учитывающий положение равнодействующей сил сопротивления вращению винта; γ_c – средний угол подъема винтовой линии; $f_в$ – угол трения между винтом и грузом.

В общем случае на направление и значение радиальной и окружной сил влияют силы трения груза о винт, кожух, вал винта, но при расчете подшипников вала винта можно принять:

$$F_t = \frac{2M_{кр}}{D'}, \quad (10.10)$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \gamma_c, \quad (10.11)$$

где $\operatorname{tg} \gamma_c = \frac{(0,4 \dots 0,5)t_в}{D}$.

В этом случае силы имеют распределенный характер, но при расчете подшипников их можно считать сосредоточенными в середине длины винта.

Для схемы на рис. 10.4 опора A – фиксирующая, опора B – плавающая.

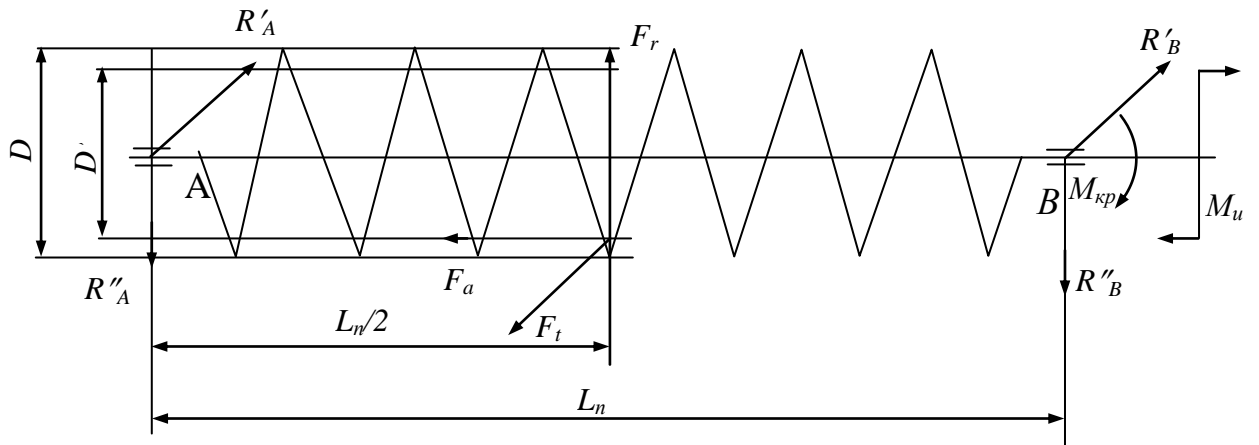


Рисунок 10.4 Схема сил и реакций в подшипниках винта

Реакции в опорах

$$R'_A = R'_B = \frac{F_t}{2}, \quad (10.12)$$

$$R''_A = \frac{\frac{F_r L_n}{2} + \frac{F_a D'_B}{2} + M}{L_n}, \quad (10.13)$$

$$R''_B = \frac{\frac{F_r L_n}{2} + \frac{F_a D'_B}{2} - M}{L_n}, \quad (10.14)$$

Суммарные реакции в опорах

$$R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2}; \quad R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2}. \quad (10.15)$$

По суммарным реакциям предварительно выбранные подшипники проверяют на долговечность.

Подшипники целесообразно выбирать по диаметру $d_n = d_u + 5$, округляя его до ближайшего числа, кратного 5.

10.1.3. Пример расчета винтового конвейера

Рассчитать винтовой конвейер для перемещения груза на комбинате хлебопродуктов.

Исходные данные (рис.10.5): производительность 50 т/ч (13,9 кг/с); длина $L = 30$ м; угол наклона $\beta = 12^\circ$; транспортируемый груз – пшеница, $\rho = 0,70 \dots 0,83$ т/м³ (табл.1.1 и 1.2).

Для транспортирования пшеницы принимаем винт со сплошной поверхностью, одназаходный.

По табл. 10.1 для зерна по условию сохранности груза рекомендуемая частота вращения винта составляет 50...500 об/мин. Принимаем $n_B = 260$ об/мин.

При $t = D$ производительность конвейера будет

$$Q = 47 D_B^3 k_B n \psi c_\beta,$$

откуда

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{Q}{47 k_B n \psi c_\beta}},$$

где n – частота вращения винта, $n = 260$ об/мин (табл. 10.1); ρ – плотность транспортируемого груза, $\rho = 0,8$ т/м³; k_B – коэффициент, зависящий от отношения $\frac{t_\epsilon}{D_\epsilon}$, в нашем случае 1; ψ – коэффициент заполнения желоба, в нашем случае $\psi = 0,4$ (табл.10.1); c_β – коэффициент, учитывающий угол наклона конвейера (см. табл. 10.1)

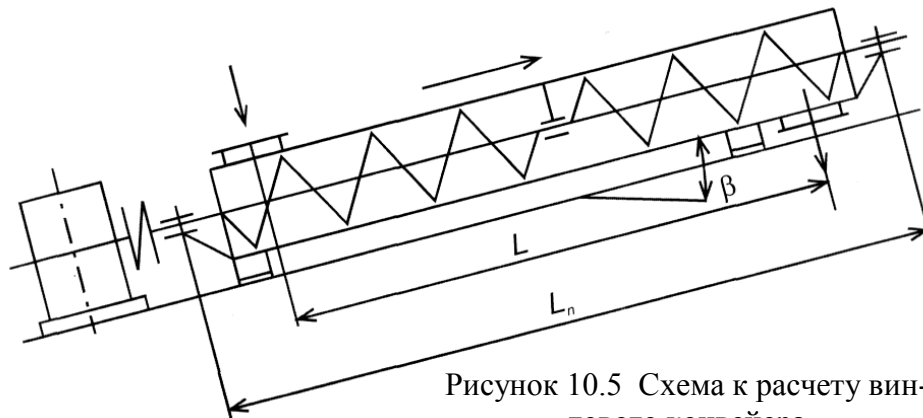


Рисунок 10.5 Схема к расчету винтового конвейера

В нашем случае $c_\beta = 0,76$. Тогда

$$D = \sqrt[3]{\frac{50}{47 \cdot 260 \cdot 0,8 \cdot 1,0 \cdot 0,4 \cdot 0,76}} = 0,256 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр винта $D_\epsilon = 250$ мм. Шаг винта $t_\epsilon = D_\epsilon = 250$ мм.

Мощность на валу винта

$$N_0 = \frac{k_3 Q}{367} (L_0 \omega_0 \pm H),,$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности, $k_3 = 1,1 \dots 1,2$; ω_0 – коэффициент сопротивления движению, $\omega_0 = 1,2$ (табл.10.1);

Знаки «плюс» и «минус» соответственно при подъеме и спуске груза.

Определим высоту подъема груза при угле наклона $\beta = 12^\circ$

$$H = L \sin \beta = 30 \cdot \sin 12^\circ = 6,2 \text{ м.}$$

$$\text{Тогда } N_0 = \frac{1,1 \cdot 50}{367} \cdot (30 \cdot 1,2 + 6,2) = 6,3 \text{ кВт.}$$

Принимаем электродвигатель (см. приложение) типа 4А132S4У3 с параметрами: $N = 7,5$ кВт; $n = 1445$ об/мин ($\omega = 151,2$ рад/с); маховый момент $GD^2 = 0,11$ кгм²; $M_{max}/M_n = 3,0$; $M_n/M_n = 2,2$.

Передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_g} = \frac{1445}{260} \approx 5,6.$$

Принимаем редуктор цилиндрический одноступенчатый типа 1ЦУ с передаточным числом $u_p = 5$ (см. приложение) при непрерывной работе.

Уточняем число оборотов винта.

$$n_u = \frac{n}{u_p} = \frac{1445}{5} = 289 \text{ об/мин.}$$

Крутящий момент на валу винта:

$$M_{кр} = 9750 \frac{N_0}{n_g} = 9750 \cdot \frac{6,3}{289} = 209 \text{ Н·м.}$$

Окончательно принимаем редуктор типа 1ЦУ-100 с параметрами $u_p = 5$; номинальный крутящий момент на выходном валу в непрерывном режиме работы $M_{кр} = 315$ Нм (см. приложение).

Диаметр выходного конца вала винта:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{209 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} \approx 40 \text{ мм.}$$

где $[\tau]_k = 15 \dots 20$ Н/мм² – допускаемое напряжение материала вала на кручение.

Диаметр вала под подшипники

$$d_n = d_k + 5 = 40 + 5 = 45 \text{ мм.}$$

Диаметр вала винта

$$d_g = 40 + (0,1 \dots 0,2) D_g = (0,1 \dots 0,2) \cdot 250 + 40 = 65,0 \dots 90 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_g = 80$ мм.

Определяем силы, действующие на винт (рис.10.5).

Осевая сила

$$F_a = \frac{2M_{кр}}{D'_g \operatorname{tg}(\gamma_c + f_g)}$$

где $D'_g = k'D_g$ – условный диаметр винта, м; $D'_g = (0,7 \dots 0,8) 250 = 175 \dots 200$ мм; принимаем $D'_g = 190$ мм; $k' = 0,7 \dots 0,8$ – коэффициент учитывающий положение равнодействующей сил сопротивления вращению винта; γ_c – средний угол подъема винтовой линии.

$$\operatorname{tg} \gamma_c = \frac{t_B}{\pi D'_g} = \frac{0,25}{3,14 \cdot 0,19} = 0,419; \quad \gamma_c = 22^{\circ} 38'$$

f'_e – приведенный угол трения перемещаемого груза о поверхность винта. Для пшеницы $\text{tg} f'_e = f'_e = 0,38 \dots 0,43$; принимаем $f'_e = 0,4$ (см. приложение).

Тогда $\varphi = 22^\circ$.

$$F_a = \frac{2 \cdot 209}{0,190 \cdot \text{tg}(22^\circ 38' + 22^\circ)} = 2231 \text{ Н.}$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{2M_{кр}}{D'_e} = \frac{2 \cdot 209}{0,19} = 2200 \text{ Н.}$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \text{tg} \gamma_c = 2200 \cdot \text{tg} 22^\circ 38' = 922 \text{ Н.}$$

Принимаем расстояние между промежуточными опорами $l = 3 \text{ м}$ (рис. 10.6).

Определяем реакции опор

$$R'_A = R_B = \frac{F_t}{2} = \frac{2200}{2} = 1100 \text{ Н.}$$

$$R''_A = \frac{-F_r \frac{l_n}{2} + F_a \frac{D'_B}{2}}{l_n} = \frac{-922 \cdot \frac{3}{2} + 2231 \cdot \frac{0,19}{2}}{3} = -390 \text{ Н.}$$

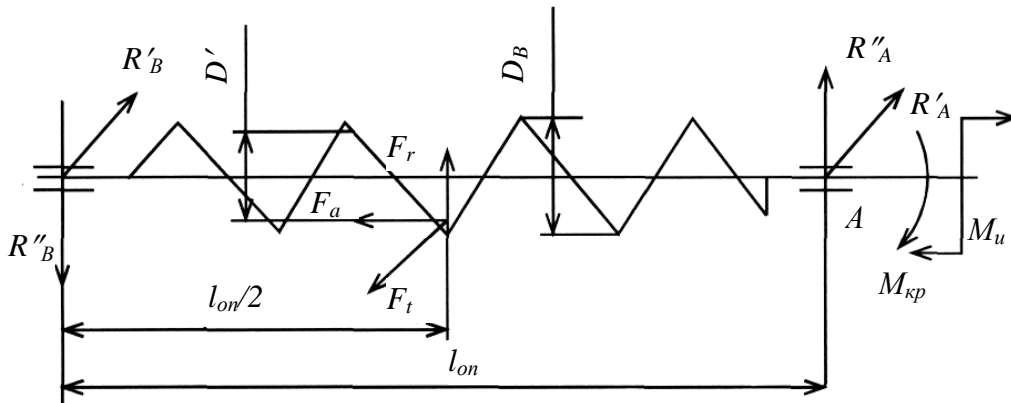


Рисунок 10.6 Расчетная схема сил и реакций в подшипниках

Суммарные реакции

$$R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2} = \sqrt{1100^2 + (-390)^2} = 1167 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2} = \sqrt{1100^2 + 532^2} = 1222 \text{ Н.}$$

Проверяем подшипники на долговечность. Наиболее нагружена опора B. По диаметру вала $d_n = 45 \text{ мм}$ принимаем подшипники 1309 (ГОСТ 5720-75).

Подшипники радиальные сферические двухрядные. Параметры: $d = 45 \text{ мм}$; $D = 100 \text{ мм}$; $B = 19 \text{ мм}$; $C = 29,4 \text{ кН}$ и $C_0 = 15,99 \text{ кН}$.

Отношение $\frac{F_a}{C_0} = \frac{2231}{15900} = 0,14$. Этой величине соответствует $l = 0,32$.

Отношение $\frac{F_a}{F_r} = \frac{2231}{922} = 2,42 > l$.

Принимаем $X = 0,56$; $Y = 1,35$. В этом случае следует учитывать осевую нагрузку.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{э}} = (XVF_r + YF_a)k_{\delta}k_m.$$

где $V = 1,1$ – коэффициент вращения (вращается внутреннее кольцо); k_{δ} – коэффициент безопасности, принимаем $k_{\delta} = 1,3$; k_m – температурный коэффициент, принимаем $k_m = 1,0$.

$$P_{\text{э}} = (0,56 \cdot 1,1 \cdot 922 + 1,35 \cdot 2231) \cdot 1,0 \cdot 1,3 = 4654 \text{ Н.}$$

Расчетная долговечность

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{c}{P_{\text{э}}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 289} \cdot \left(\frac{29400}{4654} \right)^3 = 14498 \text{ ч.}$$

где $n = 289$ об/мин - частота вращения вала шнека;

Долговечность подшипников достаточна.

Производим проверку упорного подшипника. Принимаем подшипник по диаметру вала $d_n = 25$ мм.

Шарикоподшипник 8305 (ГОСТ 6874-75) с параметрами $d = 25$ мм; $D = 52$ мм; $H = 18$ мм; $C = 25,2$ кН; $C_0 = 48,9$ Н.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{э}} = F_a V k_{\delta} k_m = 2231 \cdot 1,1 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 31900 \text{ Н.}$$

Расчетная долговечность

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{c}{P_{\text{э}}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 289} \cdot \left(\frac{25200}{3190} \right)^3 = 28431 \text{ ч.}$$

Остальные элементы винтового конвейера определяются и выбираются по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

10.2. Вибрационные конвейеры

10.2.1. Общая характеристика и устройство вибрационных конвейеров

Вибрационные конвейеры относятся к классу качающихся и представляют собой подвешенные на пружинах или установленные на упругих опорах желоб или трубу, совершающие колебания с малой амплитудой ($A = 0,5 \dots 10$ мм) и большой частотой ($\omega = 450 \dots 3000$ колебаний в минуту).

При этих колебаниях желоб обеспечивает вертикальную составляющую ускорений больше величины ускорения свободного падения груза. Частицы

груза отрываются от желоба и их движение происходит в виде непрерывно следующих один за другим микробросков. Возбудителями колебаний являются инерционные, электромагнитные, эксцентриковые, гидравлические и пневматические вибраторы.

Достоинствами виброконвейеров являются возможность транспортирования груза в условиях полной изоляции от окружающей среды в герметически закрытых трубах; возможность совмещения технологических операций с транспортными; малый износ несущего элемента (трубы, желоба); сравнительная простота конструкций конвейера; возможность промежуточной загрузки и разгрузки; малый расход мощности.

Недостатками вибрационных конвейеров являются снижение производительности при транспортировании на подъем и увеличение - при наклоне вниз (на 3...5%) на 1° подъема или спуска.

Классификация вибрационных конвейеров:

- По способу крепления грузонесущего элемента: подвесные и опорные;
- По числу колеблющихся масс: одномассные, двухмассные, многомассные;
- По характеру собственной уравновешенности: неуравновешенные и уравновешенные;
- По количеству грузонесущих элементов (желоба или трубы): одноэлементные и двухэлементные;
- По характеристике и настройке упругих элементов:
 1. Дорезонансные ($\omega < \omega_0$);
 2. Резонансные ($0,85 < \omega / \omega_0 < 1,25$);
 3. Зарезонансные ($\omega > \omega_0$), где ω - частота возмущающей силы, создаваемой вибропобудителем; ω_0 - частота собственных колебаний упругой системы конвейера.

10.2.2. Расчет и проектирование вибрационных конвейеров

Исходными данными для расчета вибрационного конвейера являются следующие данные, которые приводятся в техническом задании:

1. Характеристика транспортируемого груза (объемная масса, влажность, гранулометрический состав, температура, слипаемость, абразивность и т.п.).
2. Производительность конвейера.
3. Схема конвейера со всеми размерами по длине, указанием расположения мест загрузки и разгрузки, а также угла наклона конвейера к горизонту.
4. Место установки и условия работы конвейера.

При оптимальном режиме работы вибрационного конвейера частицы транспортируемого груза перемещаются в результате непрерывно следующих друг за другом микрополетов над вибрирующей поверхностью (рис.10.7).

Математическое выражение коэффициента режима работы в соответствии с расчетной схемой (рис. 10.8) может быть записано следующим образом:

$$k_p = \frac{J_{\text{жс}} \sin \beta}{g \cos \alpha} = \frac{A \omega^2 \sin \beta}{g \cos \alpha}, \quad (10.16)$$

где A – амплитуда колебаний, м; $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – круговая частота колебаний, с^{-1} ; n – число колебаний в минуту; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести; β – угол направления колебаний, град; α – угол наклона конвейера, град; $J_{\text{жс}}$ – ускорение несущей вибрирующей плоскости конвейера, м/с^2 .

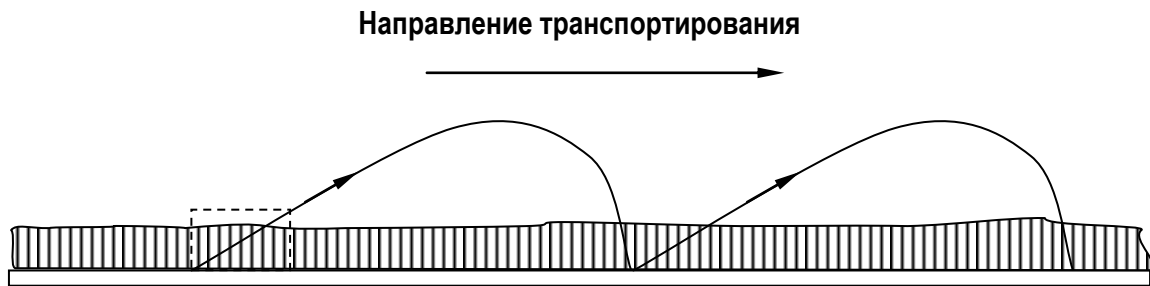


Рисунок 10.7 Схема движения частиц при транспортировании на вибрационном конвейере в режиме непрерывных микробросков

При коэффициенте трения $k_p < 1,0$ груз будет постоянно находиться на колеблющейся плоскости и перемещаться, не отрываясь от нее, как это происходит при работе инерционных качающихся конвейеров.

При работе инерционных конвейеров всегда происходит отрыв частиц груза от вибрирующей поверхности.

Это условие обеспечивается при $k_p > 1,0$.

Величина коэффициента режима K_p определяет не только характер перемещения груза, но и величину динамических нагрузок, действующих на привод и другие элементы конвейера. С увеличением коэффициента режима динамические нагрузки возрастают.

Исследованиями ряда авторов установлено, что идеальные условия транспортирования с непрерывным подбрасыванием груза возникают при $k_p = 3,3$ и $k_p = 6,36$.

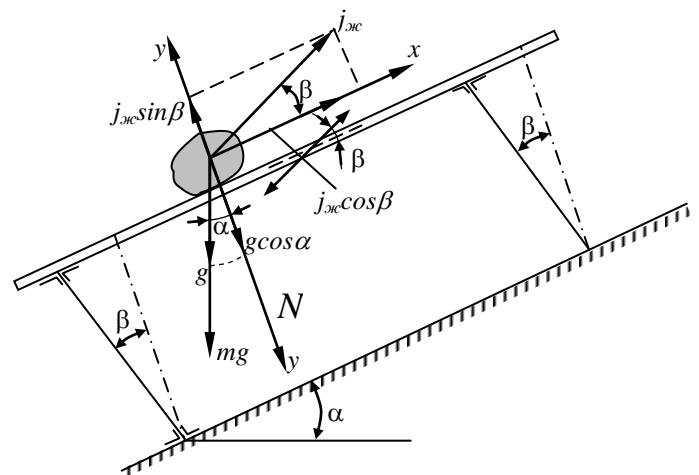


Рисунок 10.8 Расчетная схема для определения коэффициента режима работы k_p

Однако в последнем случае динамические нагрузки, возникающие при вибрации поверхности, будут чрезмерно велики. Поэтому при проектировании вибрационных конвейеров величина коэффициента режима принимается в следующих пределах $1,0 < k_p \leq 3,3$.

В табл.10.2 приведены рекомендуемые значения коэффициентов режима работы вибрационных конвейеров в зависимости от их конструктивного исполнения, типа привода и характеристики транспортируемого груза.

Большие значения k_p относятся к конвейерам с резиновыми упругими элементами, а также к конвейерам, транспортирующим легкие абразивные грузы.

Определяют величину амплитуды и частоту колебаний ($A\omega^2$), величину коэффициента режима работы k_p (табл.10.2).

Следует отметить, что увеличение скорости транспортирования, а, следовательно, и производительности конвейера достигаются в первую очередь увеличением амплитуды колебаний и лишь незначительно возрастают по мере роста частоты колебаний.

Таблица 10.2

Рекомендуемые значения коэффициентов режима работы k_p вибрационных конвейеров

Конструкция конвейера	Привод	Величина k_p	
		Пылевидные и порошкообразные грузы	Кусковые и зернистые грузы
Однотрубные (одножелобчатые) легкого и среднего типов (при $Q \leq 50$ т/ч) подвесной и опорной конструкции	Центробежный и электромагнитный	3,0...3,3	2,8...3,0
		То же, тяжелого типа (при $Q > 50$ т/ч)	2,0...2,5
Двухтрубные (двухжелобчатые) уравновешенные легкого и среднего типов (при $Q \leq 50$ т/ч и $L \leq 20$ м)	Эксцентриковый	1,6...2,8	1,5...2,5
		То же, тяжелого типа (при $Q > 50$ т/ч и $L > 20$ м)	1,3...2,5

При выборе частоты колебаний следует учитывать также, что динамические нагрузки на элементы конвейера прямо пропорциональны квадрату частоты колебаний.

При транспортировании пылевидных и порошкообразных грузов необходимо применять максимально возможные в данных условиях амплитуды колебаний.

При транспортировании крупнокусковых или хрупких грузов увеличение амплитуды нежелательно.

Оптимальная частота колебаний и оптимальные амплитуды колебаний зависят также от типа привода, обеспечивающего колебания системы. Пример-

ные рекомендуемые величины амплитуды и частоты колебаний вибрационных конвейеров приведены в табл.10.3.

Скорость транспортирования является одним из наиболее трудно определяемых параметров вибрационных конвейеров.

Оптимальная величина скорости зависит от следующих трудно учитываемых факторов:

- размера частиц и их формы;
- высоты слоя материала в желобе (трубе);
- влажности материала;
- коэффициента трения частиц о желоб и коэффициента внутреннего трения;
- параметров вибрации (амплитуда, частота колебаний и угол направления колебаний);
- конструктивных особенностей конвейера.

Таблица 10.3

Рекомендуемые величины амплитуды и частоты колебаний
вибрационных конвейеров

Тип привода (вибратора)	n — число колебаний в минуту	A — амплитуда колебаний, мм	
		Пылевидные и порошкообразные грузы	Кусковые и зернистые грузы
Электромагнитный	3000	0,75. ..1,2	0,75...1,0
Электромеханические: - центробежный - дебалансный	2800 1500	0,8...1,2 2,0...3,0	0,8. ..1,0 1,5...2,5
Центробежный направленного действия	1500... 1000	2,0...4,0	2,0. ..3,0
Эксцентриковый	800. ..450	5,0... 15,0	4,0. ..8,0

Поэтому даже при транспортировании одних и тех же насыпных грузов различными по конструкции вибрационными конвейерами значения оптимальных скоростей транспортирования будут различными.

Для приближенного определения скорости транспортирования можно воспользоваться следующей формулой:

$$v = (k_1 \pm k_2 \sin \alpha) A \omega \cos \beta \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{k_p^2}}, \text{ м/с}, \quad (10.17)$$

где k_1 и k_2 – эмпирические коэффициенты, зависящие от физико-механических свойств транспортируемых грузов, значения которых приведены в табл.10.4.

Значения опытных коэффициентов k_1 и k_2

Характеристика насыпного груза	Размер частиц, мм	Влажность груза, %	Коэффициенты	
			k_1	k_2
Кусковые	5...200	-	0,9...1,1	1,5...2,0
Зернистые	0,5...5,0	0,5...10	0,8...1,0	1,6...2,5
Порошкообразные	0,1...0,5	0,5...5,0	0,4...0,5	1,8...3,0
Пылевидные	Менее 0,1	0,5...5,0	0,2...0,5	2,0...5,0

В формуле 10.17 знак «+» в скобках принимается для конвейеров, работающих на спуск, а знак «-» при перемещении грузов вверх на подъем.

При использовании данных табл. 10.4 необходимо иметь в виду, что меньшие значения коэффициента k_1 и большие значения коэффициента k_2 относятся к более мелким грузам в пределах диапазона размеров частиц, приведенных в таблице.

Важным моментом расчета является определение угла направления колебаний. Углом направления колебаний β называют угол между продольной осью конвейера (линией направления транспортирования груза) и направлением действия вибрирующей силы на грузонесущий элемент.

Величина угла β двояко влияет на скорость транспортирования груза. В соответствии с формулой 10.17 $\cos\beta$ непосредственно определяет скорость груза, однако величина k_p , входящая в формулу 10.17 в свою очередь зависит от $\sin\beta$ (см. формулу 10.16).

На основании теоретических и экспериментальных исследований укрупнено угол направления колебаний β следует принимать в зависимости от частоты колебаний системы:

- при $n \geq 1000$ кол/мин $\beta = 20 \dots 25^\circ$;
- при $n < 1000$ кол/мин $\beta = 30 \dots 35^\circ$.

В большинстве конструкций вибрационных конвейеров $\beta = 30^\circ$.

Производительность конвейера и размеры грузонесущего органа. Характерной особенностью вибрационного конвейера является значительное снижение производительности при транспортировании груза по наклону вверх ввиду уменьшения скорости транспортирования. При транспортировании груза по уклону вниз скорость транспортирования увеличивается и производительность конвейера растет.

$$Q = 3600Fv\psi\rho, \quad (10.18)$$

где F – общая площадь поперечного сечения грузонесущего элемента. Для двухтрубных (двухжелобчатых) конвейеров $F = 2F_1$; F_1 – сечение одной трубы (желоба); ρ – плотность транспортируемого груза, т/м³; v – скорость транспортирования, м/с; ψ – коэффициент заполнения поперечного сечения трубы или желоба. Значения коэффициента ψ приведены в табл. 10.5.

Таблица 10.5

Рекомендуемые для расчета коэффициенты заполнения ψ грузонесущих элементов вибрационного конвейера

Тип сечения грузонесущего элемента	Коэффициент заполнения ψ	
	Пылевидные и порошкообразные грузы	Кусковые и зернистые грузы
Открытый желоб	0,8	0,9
Прямоугольная или квадратная	0,6	0,8
Круглая труба	0,5	0,6

Зная F (или F_1) можно определить диаметр трубы или ширину желоба.

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}, \text{ м}; \quad (10.19)$$

$$B = \sqrt{\frac{F}{k}}, \text{ м}, \quad (10.20)$$

где $k = 0,2 \dots 0,3$ – коэффициент, характеризующий отношение высоты желоба к его ширине

$$h = (0,2 \dots 0,3)B, \text{ м}.$$

Выбранные диаметр трубы или ширина желоба проверяются по наибольшим размерам кусков груза

$$\begin{aligned} D &\geq x_1 a, \text{ мм} \\ B &\geq x_1 a, \text{ мм} \end{aligned}; \quad (10.21)$$

где a – наибольший размер куска груза, мм; x_1 – коэффициент, характеризующий грузы:

- сортированные грузы: $x_1 = 3 \dots 4$;
- рядовые грузы: $x_1 = 2 \dots 3$.

Ширина загрузочного отверстия грузонесущего органа должна быть равной полной ширине желоба B или диаметру трубы D .

Длина загрузочного отверстия (размер вдоль конвейера) определяется по формулам:

$$l_{загр} = x_2 B, \text{ м}; \quad l_{загр} = x_2 D, \text{ м}, \quad (10.22)$$

где x_2 – коэффициент длины загрузочного отверстия:

- при B и D до 0,2 м: $x_2 = 1,2 \dots 1,5$;
- при B и D более 0,2 м: $x_2 = 1,0 \dots 1,2$.

Мощность привода. При работе вибрационных конвейеров энергия расходуется на приведение в колебательное движение грузонесущих элементов и на транспортирование груза. Потребная мощность при пуске в 5 и более раз превышает нагрузку при установившемся режиме движения груза. Поэтому для

привода вибрационных конвейеров принимают двигатели с повышенным пусковым моментом.

Мощность приводных двигателей конвейеров определяется по следующим приближенным формулам

а) для коротких конвейеров, $L < 10$ м

$$N = \frac{c_m Q}{10^3 \eta} \left(k_3 L + \frac{H}{0,367} \right), \text{ кВт}; \quad (10.23)$$

б) для длинных конвейеров, $L > 10$ м

$$N = \frac{c_m Q}{10^3 \eta} \left[10k_3 + (L - 10)k_4 + \frac{H}{0,367} \right], \text{ кВт}, \quad (10.24)$$

где Q – расчетная производительность конвейера, т/ч; H – высота подъема груза, м; L – длина транспортирования, м; $\eta = 0,85 \dots 0,97$ – КПД приводного механизма; c_m – коэффициент транспортабельности груза, $c_m = 1,0$ – для зернистых и кусковых грузов (песок, уголь, шлак, зерно); $c_m = 1,5 \dots 2,0$ – для порошкообразных и пылевидных насыпных грузов (цемент, апатит, огарки); k_3 и k_4 – коэффициенты удельной затраты мощности, Вт, при транспортировании 1т груза на длину 1м (табл.10.6).

Длина транспортирования. Длина вибрационного конвейера ограничивается главным образом требованием обеспечения высокой жесткости колеблющегося грузонесущего элемента при минимальном его весе, т.к. повышение веса ведет к увеличению инерционных нагрузок.

Используя накопленный опыт создания и работы конвейеров можно рекомендовать следующие рациональные длины основных типов вибрационных конвейеров:

- однотрубные (одножелобчатые) подвесные:

$$L_{max} = 8 \dots 10 \text{ м};$$

- однотрубные (одножелобчатые) на направляющих стойках:

$$L_{max} = 30 \dots 35 \text{ м};$$

- двухтрубные (двухжелобчатые) уравновешенные:

$$L_{max} = 60 \text{ м}.$$

Известны конструкции двухтрубных уравновешенных вибрационных конвейеров длиной до 100 м.

При транспортировании грузов на большие расстояния устанавливается линия конвейеров, соединенных между собой эластичными и одновременно герметичными погрузочно-рагрузочными сочленениями.

Таблица 10.6

Расчетные величины коэффициентов k_3 и k_4

Конструкция вибрационного конвейера	Производительность конвейера, т/ч	Коэффициенты	
		k_3	k_4
Подвесной одномассный с центробежным приводом	5...50 более 50	6,0...7,0; 5,0...5,5	-
Опорный одномассный с направляющими наклонными стойками — рессорами с центробежным приводом	5...50 более 50	7,0...10; 5,0...6,0	5,0...6,0 3,5...4,0
Двухтрубный (двухжелобчатый) и однотрубный двухмассный уравновешенный с эксцентриковым приводом	5...50	С жесткими шатунами	
		10...12	8,0...10
	5...50 более 50	С упругими шатунами	
		4,5...5,0; 4,0...5,0	3,5...4,0 3,0...3,5

Угол наклона конвейеров. Предельный угол наклона конвейера при транспортировании насыпных грузов вверх не должен превышать следующих значений:

- при транспортировании кусковых и зернистых грузов – 15° ;
- при транспортировании пылевидных и порошкообразных грузов – 5° .

Предельный угол наклона конвейера при транспортировании всех видов насыпных грузов вниз – $\leq 10^\circ$.

Расчет одномассных вибрационных конвейеров свободной подвешенной конструкции с центробежным приводом выполняется следующим образом: Определяют рациональную проектную схему конвейера. Вибрационный конвейер подвесной конструкции со свободно колеблющейся одномассной системой представляет собой грузонесущий элемент, свободно подвешенный (рис.10.9,а) или опертый (рис.10.9,б) на упругих связях - амортизаторах малой жесткости и получающий направленные колебания от центробежного привода (вибратора). Привод может иметь верхнее или нижнее положение.

Приводом может быть маятниковый дебалансный вибратор (рис.10.11) сдвоенный дебалансный (самобалансный) вибратор (рис.10.12) или эксцентриковый привод с жестким или упругим шатуном (рис.10.13).

Для обеспечения перемещения груза в заданном направлении привод устанавливают таким образом, чтобы линия действия направленной возмущающей силы, развиваемой приводом, проходила через центр инерции и располагалась под углом направления колебаний к продольной оси конвейера.

Для подвесных конвейеров центр инерции совпадает с центром тяжести системы.

При определении положения центра тяжести системы можно не принимать во внимание вес транспортируемого груза, т.к. доля его присоединенной массы будет незначительна.

Важным условием для стабильности распространения колебаний является высокая жесткость узла крепления кронштейна привода к грузонесущему элементу конвейера. При несоблюдении этого условия стенки трубы или желоба получают местные колебания неблагоприятно воздействующие на процесс перемещения груза и вызывающие разрушение конвейера.

Упругие подвески (или опоры) имеют малую жесткость и частота собственных колебаний системы на таких подвесках значительно ниже частоты возмущающей силы. Поэтому конвейеры подвесной (или опорной) конструкции работают в далеко зарезонансном режиме, что позволяет почти полностью исключить передачу вибрационных нагрузок от конвейера на опорные конструкции.

Для предотвращения падения трубы в случае разрушения упругой подвески используются предохранительные хомуты или подставки.

Все загрузочные и разгрузочные патрубки должны быть не только герметичными, но и эластичными, не препятствующими колебательному движению трубы или желоба.

При установке конвейера непосредственно под выпускным отверстием бункера вертикальное давление столба насыпного груза не должно передаваться на конвейер. С этой целью устанавливают специальные воронки или питатели.

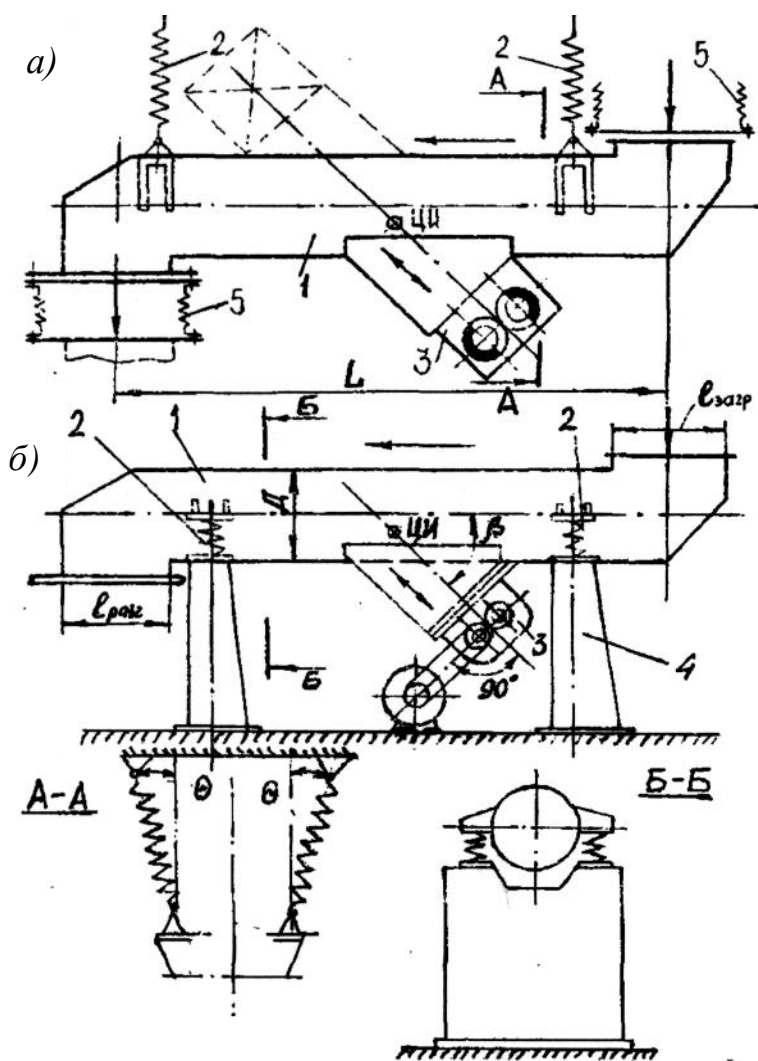


Рисунок 10.9 Одномассные подвесные (свободноколеблющиеся) вибрационные конвейеры:

а - на пружинах растяжения;

б - на пружинах сжатия;

1 - желоб (труба); 2 - амортизаторы;

3 - вибратор; 4 - опоры; 5 - переходники

Расчетные массы. Для одномассных вибрационных конвейеров подвешенной конструкции, работающих в далеко зарезонансном режиме, с некоторым приближением расчетная амплитуда колебаний определяется по формуле

$$A = \frac{mr}{M}, \text{ см,} \quad (10.25)$$

где m – общая масса колеблющихся дебалансов центробежного привода (вibrатора), кг·с²/см; M – общая масса колеблющихся частей конвейера с учетом присоединенной массы транспортируемого груза, кг·с²/см; r – эксцентриситет расположения неуравновешенных грузов (дебалансов) привода-вibrатора, т.е. расстояние от центра тяжести диска с дебалансом до оси вращения, см.

Общая масса колеблющихся частей конвейера в свою очередь определяется формулой

$$M = \frac{G_m + G_n + \lambda G_{zp}}{g}, \text{ кг,} \quad (10.26)$$

где G_m – сила тяжести трубы или желоба конвейера со всеми прикрепленными узлами, Н; G_n – полная сила тяжести привода-вibrатора, Н; λ – эмпирический коэффициент, учитывающий массу груза; принимается по графику (рис.10.10); G_{zp} – сила тяжести транспортируемого груза находящегося в трубе или желобе:

$$G_{zp} = qLg = \frac{QLg}{3,6v}, \text{ Н,} \quad (10.27)$$

где q – погонная нагрузка от груза, кг/м; L – длина конвейера, м; Q – производительность конвейера, т/ч; v – скорость движения груза, м/с.

Поскольку при проектировании виброконвейеров задаются величиной амплитуды, преобразуя формулу (10.25) можно получить искомую величину общей массы неуравновешенных грузов:

$$m \cong \frac{AM}{r},$$

соответственно, вес неуравновешенных грузов

$$G_q = \frac{AMg}{r}, \text{ Н.}$$

Величиной r необходимо задаваться и затем корректировать ее после выбора конкретных размеров грузов и их количества.

Нагрузка на подшипники центробежного привода-вibrатора. Дебалансный центробежный вибратор, схема которого представлена на рис.10.11 состоит из электродвигателя 1, на валу 2 которого на некотором расстоянии от оси

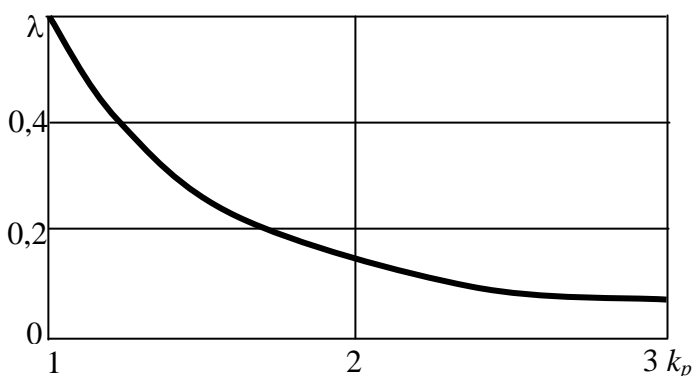


Рисунок 10.10 Экспериментальный график $\lambda=f(k_p)$

вращения закреплен неуравновешенный груз - дебаланс 3 (обычно этот груз распределяется на оба конца вала двигателя).

При вращении этого неуравновешенного груза возникает центробежная сила

$$P = mr\omega^2 = \frac{G_D}{g} r\omega^2, \text{ Н}, \quad (10.28)$$

где m – масса дебалансов, кг; G_D – вес дебалансов, Н; r – эксцентриситет расположения дебалансов, см; $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая частота колебаний груза (угловая скорость), с^{-1} ; n – количество оборотов вала в минуту.

Проекции центробежной силы:

$$P_x = P \cos \varphi; \quad P_y = P \sin \varphi.$$

Чтобы сообщить трубе конвейера прямолинейные направленные колебания, дебалансный привод снабжают опорной плитой 4 с упругим шарниром 5. Такая плита через шарнир передает конвейеру только продольные составляющие центробежной силы, т.е. P_y , а поперечные составляющие P_x воспринимаются упругостью шарнира и на конвейер не передаются.

Усилие P является расчетной нагрузкой на подшипники вала вибратора с дебалансами. При этом применяются, как правило, бочкообразные роликовые подшипники.

Самобалансный центробежный привод, схема которого представлена на рис. 10.12, имеет два сцепленных друг с другом зубчатых колеса 6, к которым крепятся неуравновешенные грузы 3. При вращении колес возникают центробежные силы P , продольные составляющие которых P_y складываются (они всегда направлены в одну сторону), а поперечные составляющие P_x уравновешиваются, т.к. они направлены в противоположные стороны и равны по величине.

Максимальная продольная центробежная сила, создающая направленные колебания трубы:

$$2P_y = 2m_1 r \omega^2 g, \text{ Н}, \quad (10.29)$$

где m_1 – масса дебаланса на одном валу вибратора.

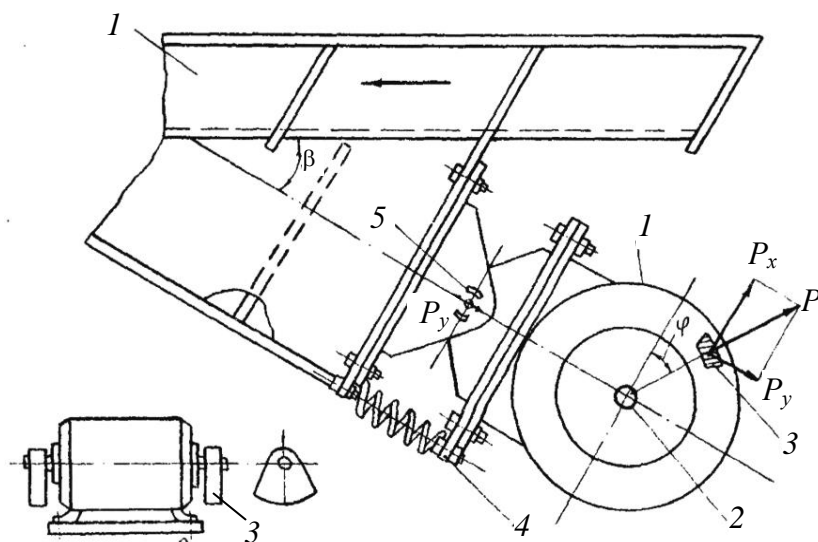


Рисунок 10.11 Электромеханический привод вибрационных конвейеров (дебалансный)

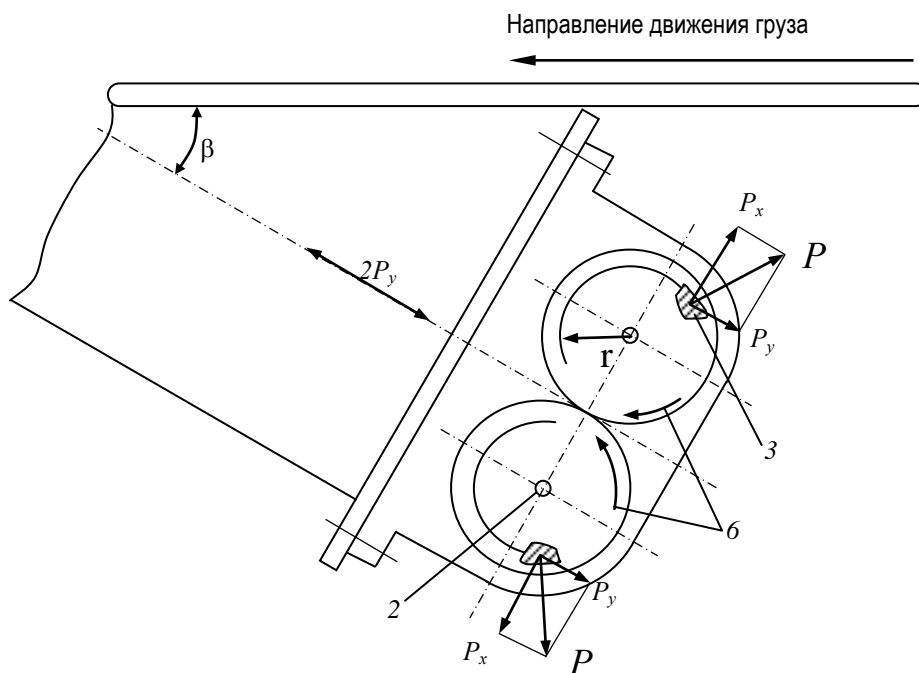


Рисунок 10.12 Электромеханический привод вибрационных конвейеров (самобалансный)

При определении массы дебалансов в случае самобалансного привода $m = 2m_1$

Расчетная нагрузка на подшипники вала вибратора с неуравновешенными грузами определяется формулой

$$P_1 = m_1 r \omega^2 g, \text{ Н.} \quad (10.30)$$

Расчет амортизационных пружин-подвесок. В качестве упругих подвесок или опор конвейеров подвешенной конструкции принимаются стальные цилиндрические пружины, работающие на растяжение или сжатие и значительно реже резиновые амортизаторы, работающие только на сжатие.

С целью равномерного распределения нагрузок упругие подвески (или опоры) должны размещаться симметрично относительно центра тяжести всей колебательной системы. При выборе жесткости амортизационных пружин подвесок необходимо исходить из их способности изолировать опорные конструкции от вибрационных нагрузок.

Эффективность виброизоляции характеризуется отношением нагрузки, передаваемой пружиной на опорную конструкцию к максимальной нагрузке, приложенной к упругой связи и оценивается коэффициентом передачи μ_0

$$\mu_0 = \frac{P_k}{P} = \frac{1}{\alpha_0^2 - 1}, \quad (10.31)$$

где P_k – максимальная сила, передающаяся через виброизоляторы на поддерживающую конструкцию; P – максимальная возмущающая сила, действующая

на упругие виброизоляторы; $\alpha_0 = \frac{\omega}{\omega_0}$ – отношение частоты возмущающей силы ω к частоте собственных колебаний системы конвейера ω_0 ; откуда

$$\omega_0 = \frac{\omega}{\alpha_0}. \quad (10.32)$$

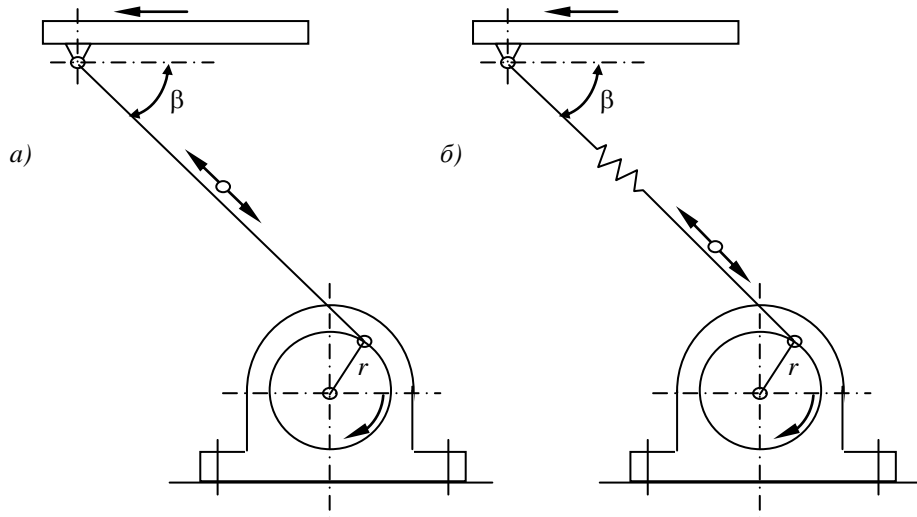


Рисунок 10.13 Эксцентриковые приводы вибрационных конвейеров: а - с жестким шатуном; б - с упругим шатуном.

Нормативные значения коэффициента передачи

$$\mu_0 = \left(\frac{1}{15} \dots \frac{1}{63} \right).$$

Указанным нормативным значениям μ_0 соответствует

$$\alpha_0 = \frac{\omega}{\omega_0} = 4 \dots 8, \quad \omega_0 = \left(\frac{1}{4} \dots \frac{1}{8} \right) \omega, \text{ с}^{-1}.$$

Следует иметь в виду, что при малых значениях α_0 возрастает передача вибрационных нагрузок на опорную конструкцию.

Так,	при $\alpha_0 = 4$	$P_k = (1/15)P;$
	при $\alpha_0 = 6$	$P_k = (1/35)P;$
	при $\alpha_0 = 8$	$P_k = (1/63)P.$

Поэтому необходимо стремиться принимать как можно большие значения при α_0 .

Рекомендуется принимать:

- при $n \geq 1500$ об/мин $\alpha_0 = 6 \dots 8;$
- при $n \leq 1500$ об/мин $\alpha_0 = 4 \dots 6.$

Необходимая величина общего коэффициента жесткости всех упругих подвесок (опор) конвейера в вертикальной плоскости:

$$\sum C = M\omega_0^2 g, \text{ Н/см}, \quad (10.33)$$

где M – общая масса всех колеблющихся частей конвейера; ω_0 – частота собственных колебаний упругой системы конвейера.

Коэффициент жесткости одной спиральной цилиндрической пружины

$$G = \frac{\sum C}{n_0} g, \text{ Н/см}, \quad (10.34)$$

где n_0 – число пружин, которым задаются по конструктивным соображениям.

Статическая нагрузка на одну пружину:

$$P_{ст} = \frac{G_m + G_n + \lambda G_{zp}}{n_0} g, \text{ Н}, \quad (10.35)$$

(см. формулу (10.26)).

Динамическая нагрузка на одну пружину

$$P_{дин} = A \sin \beta C g, \text{ Н}, \quad (10.36)$$

где A – амплитуда колебаний желоба конвейера, см; β – угол направления колебаний; $A \sin \beta$ – амплитуда вертикальных колебаний конвейера, см; C – коэффициент жесткости одной пружины, кг/см.

Расчетная нагрузка на одну пружину

$$P_{расч} = (P_{ст} + 1,5P_{дин}) \frac{1}{\cos \Theta} g, \text{ Н}, \quad (10.37)$$

где Θ – угол между продольной осью пружины и вертикалью.

Обычно $\Theta = 0 \dots 10^\circ$ (см. рис. 10.9).

По найденной расчетной нагрузке определяются рабочие параметры пружин.

Ниже приведены дополнительные исходные данные, необходимые для расчета пружин:

Материал пружины:

Допускаемое напряжение на кручение, $[\tau]$, Н/см²;

Модуль упругости стали при сдвиге G , Н/см²; $C = \frac{D}{d}$ – отношение сред-

него диаметра пружины D к диаметру прутка d (следует принимать в пределах $C = 6 \dots 8$).

Ход расчета пружины.

а) число витков пружины

$$i = \frac{Gd}{8Cc^3}; \quad (10.38)$$

б) статический прогиб пружины

$$f_{cm} = \frac{8c^3 P_{cm} i}{Gd} \quad (10.39)$$

в) частота собственных колебаний системы на пружинных подвесках

$$\omega_0 = \frac{10\pi}{\sqrt{f_{cm}}}, \text{ с}^{-1}. \quad (10.40)$$

Полученные значения ω_0 сравниваем с вертикальной ω_0 , определенной по формуле (10.32) из условия обеспечения виброизоляции опорных конструкций конвейера. При этом должно соблюдаться условие:

$$\frac{10\pi}{\sqrt{f_{cm}}} \leq \frac{\omega}{\alpha_0}; \quad (10.41)$$

г) напряжение в проволоке пружины

$$\tau = \frac{2,55DkP_{расч}}{d^3} g, \text{ Н/см}^2, \quad (10.42)$$

где k – коэффициент перенапряжений, зависящий от индекса пружины C ; приближенно $k = 1 + \frac{1,5}{C}$.

Значение $P_{расч}$ – см. формулу (10.37).

Условие нормальной работы пружины: $\tau < [\tau]$

10.2.3. Пример расчета одномассного подвесного вибрационного конвейера.

Исходные данные для расчета: транспортируемый груз – *поваренная соль*; насыпная плотность транспортируемого груза – $\rho = 1,3 \text{ т/м}^3$; максимальная крупность кусков – $a_{max} = 50 \text{ мм}$; производительность конвейера – $Q = 50 \text{ т/ч}$; конвейер горизонтальный – $L = 20 \text{ м}$; тип конвейера – однотрубный подвесной с центробежным приводом (рис. 10.9 и табл. 10.2)

Для указанного типа вибрационного конвейера и груза, который он транспортирует, из табл. 10.2 принимаем коэффициент режима работы $k_p = 2,8$. В общем виде коэффициент режима работы будет

$$k_p = \frac{A\omega^2 \sin \beta}{q \cos \alpha},$$

где A – амплитуда колебаний трубы; принимаем $A = 3 \text{ мм}$ (табл. 10.3); ω – угловая скорость центробежного вибратора; β – угол направления вибрации; принимаем $\beta = 300$; α – угол наклона конвейера, $\alpha = 0^\circ$.

Определяем угловую скорость

$$\omega = \sqrt{\frac{k_p g \cos \alpha}{A \sin \beta}} = \sqrt{\frac{2,8 \cdot 9,81 \cdot 1}{0,003 \cdot \sin 30^0}} = 135,3 \text{ рад/с.}$$

Частота вращения вала вибратора

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 135,3}{3,14} = 1293 \text{ об/мин.}$$

Скорость транспортирования

$$v = (k_1 \pm k_2 \sin \alpha) A \omega \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{k_p^2}} \text{ м/с,}$$

где $k_1=0,9$, $k_2=2,0$ - коэффициенты, учитывающие физико-механические свойства транспортируемого груза (см. табл. 10.4)

Знаки "-" и "+" - соответственно, для конвейеров, работающих на подъем и спуск.

Для горизонтального конвейера

$$v = k_1 A \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{k_p^2}} = 0,9 \cdot 0,003 \cdot 135,3 \cdot \cos 30^0 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{2,8^2}} = 0,295 \text{ м/с.}$$

Площадь поперечного сечения трубы конвейера

$$F = \frac{Q}{3600 v \psi \rho} = \frac{50}{3600 \cdot 0,295 \cdot 0,5 \cdot 1,3} = 0,0724 \text{ м}^2,$$

где $\psi = 0,5$ - коэффициент заполнения трубы; $\rho = 1,3 \text{ т/м}^3$ - плотность транспортируемого груза.

Диаметр трубы

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0724}{3,14}} = 0,304 \text{ м.}$$

Принимаем трубу с внутренним диаметром 300 мм и толщиной стенки $\delta=3$ мм.

Длина загрузочного и разгрузочного отверстий

$$l_{загр} = l_{разгр} = 1,2D = 1,2 \cdot 0,3 = 0,36 \text{ м.}$$

Принимаем $l_{загр} = l_{разгр} = 400 \text{ мм.}$

Мощность приводного электродвигателя при $L > 10 \text{ м}$

$$N = \frac{C_m \cdot Q}{10^3 \cdot \eta} \cdot \left[10k_3 + (L - 10)k_4 + \frac{H}{0,367} \right] \text{ кВт,}$$

где C_m - коэффициент транспортабельности груза; $C_m = 1,0$ - для зернистых и кусковых грузов; $C_m = 1,5 \dots 2,0$ - для порошкообразных и пылевидных грузов; $\eta = 0,95$ - КПД редуктора; H - высота подъема груза; $H = 0$; k_3 и k_4 - коэффициен-

ты удельной затраты мощности, Вт, при транспортировании 1 т груза на длину 1 м (табл. 10.6)

$$N = \frac{1,0 \cdot 50}{10^3 \cdot 0,95} \cdot [10 \cdot 6 + (20 - 10) \cdot 0] = 3,15 \text{ кВт.}$$

Принимаем электродвигатель типа 4А100L4У3 с параметрами:

Мощность $N=4\text{кВт}$, частота вращения вала $n=1430$ об/мин; вес электродвигателя $G_{\text{дв}}=42$ кг (см. приложение).

Весовые характеристики:

- труба с закрепленными на ней узлами $G_m=750$ кгс
- привод-вибратор

$$G_{np} = (2,3 \dots 2,5) \cdot G_{\text{дв}} = (2,3 \dots 2,5) \cdot 42 = 97 \dots 105 \text{ кг,}$$

принимаем $G_{np}=100$ кгс;

- транспортируемый груз

$$G_{zp} = \frac{QL}{3,6v} = \frac{50 \cdot 20}{3,6 \cdot 0,295} = 942 \text{ кгс.}$$

Общая масса колеблющихся частей конвейера

$$m_{\text{общ}} = \frac{G_m + G_{np} + \lambda G_{zp}}{g} = \frac{750 + 100 + 0,1 \cdot 942}{9,81} = 0,96 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см.}$$

Здесь λ – опытный коэффициент, учитывающий влияние массы транспортируемого груза на собственную частоту колебаний конвейера и зависящий от режима его работы; λ определяют по экспериментальному графику; принимаем $\lambda=0,1$ (рис 10.10).

Принимаем радиус расположения центра тяжести дебаланса $r=8\text{см}$.

Вес и масса неуравновешенных грузов

$$G_g = \frac{Am_{\text{общ}}g}{r} = \frac{0,3 \cdot 0,96 \cdot 9,81}{8} = 35,3 \text{ Н.}$$

Поскольку привод самобалансный, вес и масса каждого из двух грузов будет

$$G'_g = \frac{G_g}{2} = \frac{35,3}{2} = 17,7 \text{ Н;}$$

$$m' = \frac{G'_g}{g} = \frac{17,7}{981} = 0,018 \text{ кгс.}$$

Нагрузка на подшипники вала вибратора

$$P_1 = m_1 r \omega^2 g = 0,018 \cdot 8 \cdot 135,3^2 \cdot 9,81 = 26360 \text{ Н.}$$

Определяем параметры амортизирующих пружин-подвесок:

а) коэффициент передачи

$$\mu_0 = \frac{1}{\alpha_0^2 - 1} = \frac{1}{6^2 - 1} = \frac{1}{35},$$

где α_0 – отношение частоты возмущающей силы к частоте собственных колебаний; рекомендуется принимать:

- при $n < 1500$ об/мин $\alpha_0 = 4 \dots 6$;
- при $n \geq 1500$ об/мин $\alpha_0 = 6 \dots 8$.

В нашем случае принимаем: $\alpha_0 = 5$.

б) круговая частота собственных колебаний системы на упругих подвесках

$$\omega_0 = \frac{\omega}{\alpha_0} = \frac{135,3}{5} = 27,1 \text{ с}^{-1};$$

в) общий коэффициент частоты 6-ти упругих подвесок

$$\sum C = m_{\text{общ}} \omega_0^2 = 0,96 \cdot 27,1^2 = 705 \text{ кг/см};$$

г) коэффициент жесткости одной пружинной подвески

$$C' = \frac{\sum C}{n_0} g = \frac{705}{6} \cdot 9,81 = 1175 \text{ Н/см}.$$

Нагрузки на одну пружинную подвеску:

а) статическая

$$P_{\text{ст}} = \frac{G_m + G_{\text{пр}} + \lambda G_{\text{пр}}}{n_0} g = \frac{750 + 100 + 0,1 \cdot 942}{6} \cdot 9,81 = 1570 \text{ Н};$$

б) динамическая

$$P_{\text{дин}} = A \sin \beta C' = 0,3 \cdot \sin 30^\circ \cdot 1175 = 1760 \text{ Н};$$

в) расчетная

$$P_{\text{расч}} = (P_{\text{ст}} + 1,5 P_{\text{дин}}) \cdot \frac{1}{\cos \Theta} = (1570 + 1,5 \cdot 1760) \cdot \frac{1}{\cos 10^\circ} = 1870 \text{ Н}.$$

Здесь Θ – угол между продольной осью пружины и вертикалью Принимаем $\Theta = 10^\circ$.

Параметры пружин:

а) размеры:

- диаметр проволоки $d = 10$ мм; отношение среднего диаметра пружины к диаметру проволоки

$$C_{\text{пр}} = \frac{d}{D} = 6;$$

- средний диаметр пружины $D = 60$ мм.

б) материал пружины – сталь 60 С2; $[\tau]=60000 \text{ Н/см}^2$; модуль упругости стали при сдвиге $G = 8 \cdot 10^6 \text{ Н/см}^2$.

в) число витков

$$i = \frac{Gd}{8C' C_{np}^3} = \frac{8 \cdot 10^6 \cdot 1,0}{8 \cdot 1175 \cdot 6^3} \cong 4;$$

г) статический прогиб, см:

$$\bar{f}_{cm} = \frac{8C_{np}^2 P_{cm} i}{Gd} = \frac{8 \cdot 6^3 \cdot 1570 \cdot 4}{8 \cdot 10^6 \cdot 1,0} = 1,36.$$

Частота собственных колебаний системы на пружинных подвесках,

$$\omega_0 = \frac{10\pi}{\sqrt{f_{cm}}} = \frac{10 \cdot 3,14}{\sqrt{1,36}} = 26,9 \text{ с}^{-1}.$$

Проверка условия виброизоляции

$$\frac{10\pi}{\sqrt{f_{cm}}} \leq \frac{\omega}{\alpha_0}.$$

В нашем случае $26,9 < 27,1$. Условие виброизоляции выполнено.

Напряжение в проволоке пружин, кгс/см²:

$$\tau = \frac{2,55 D k P_{расч}}{d^3} = \frac{2,55 \cdot 6,0 \cdot 1,25 \cdot 1870}{1^3} = 35760 \text{ Н/см}^2 < [\tau] = 60000 \text{ кгс/см}^2.$$

Все прочностные расчеты элементов конвейера проводятся по методике, изложенной в курсе "Детали машин".

10.2.4. Расчет двухмассных уравновешенных вибрационных конвейеров

Рациональная проектная схема конвейера. Двухмассные уравновешенные вибрационные конвейеры выполняются опорными и оборудуются эксцентриковым приводом. Конвейер представляет собой двухмассную колебательную систему, схема которой показана на рис. 10.14, обе массы являются, как правило, грузонесущими элементами (трубы или желоба), значительно реже используется схема, когда одной массой является грузонесущий элемент, а второй массой - уравновешивающая балка.

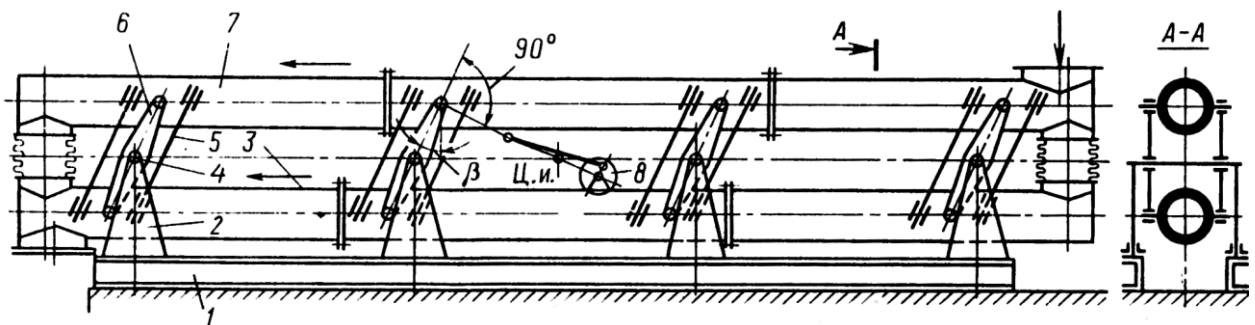


Рисунок 10.14 Двухтрубный уравновешенный вибрационный конвейер

Представленный на рис. 10.14 двухтрубный уравновешенный конвейер имеет два параллельно расположенных грузонесущих элемента в виде труб 3 и 7, соединенных друг с другом шарнирными коромыслами-качалками 6 и упругими связями - пластинчатыми рессорами или резинометаллическими пакетами 5.

Коромысла и рессоры устанавливаются под углом направления колебаний $\beta = 25 \dots 30^\circ$ к вертикали.

Коромысла-качалки 6 крепятся шарнирно, при помощи резинометаллических втулок, к трубам и опорным осям 4, которые опираются на стойки 2, укрепленные на неподвижной раме 1. Рекомендуемое расстояние между коромыслами 2...3 м.

Корпуса подшипников эксцентрикового вала прикреплены к одному грузонесущему элементу, а головка шатунов к другому грузонесущему элементу.

Шатуны привода в крайнем положении размещают перпендикулярно продольным осям рессор и коромысел-качалок, располагая их в вертикальной плоскости, проходящей через центр инерции системы.

В этом случае достигается уравновешивание двигающихся масс конвейера.

Поскольку массы труб (желобов) одинаковы, то амплитуды их колебаний также одинаковы и равны радиусу эксцентрика привода (см. рис. 10.14).

Транспортируемый груз перемещается по верхней и нижней трубе в одном направлении, обусловленном наклоном направляющих коромысел-качалок.

Груз будет транспортироваться в ту сторону, куда отклонена продольная ось коромысла по отношению к перпендикуляру, опущенному из центра верхнего шарнира коромысла на продольную ось конвейера.

Для уравновешивания системы необходимо, чтобы массы верхнего и нижнего грузонесущих элементов, а также длины верхних и нижних плеч всех коромысел-качалок были одинаковыми. При этом продольная ось центров опорных осей всех коромысел должна находиться в плоскости продольной оси симметрии грузонесущих элементов.

Двухмассную систему конвейера при полной симметрии и равенстве масс верхних и нижних труб (желобов), а также равенстве перемещений можно рассматривать как одномассную систему, какой-либо одной ее половины с одной степенью свободы (см. рис. 10.15).

В соответствии с обозначениями на рис. 10.15:

M – масса одного грузонесущего элемента конвейера со всеми закрепленными на нем узлами и присоединенной массой груза, кг;

X – перемещение центра инерции системы по оси x - x , см;

R – обобщенная сила сопротивлений, кг·с;

$\sum C$ – общий коэффициент жесткости упругих связей, который подбирается исходя из резонансной настройки системы. Теоретический расчет ведется из условия $\omega = \omega_0$.

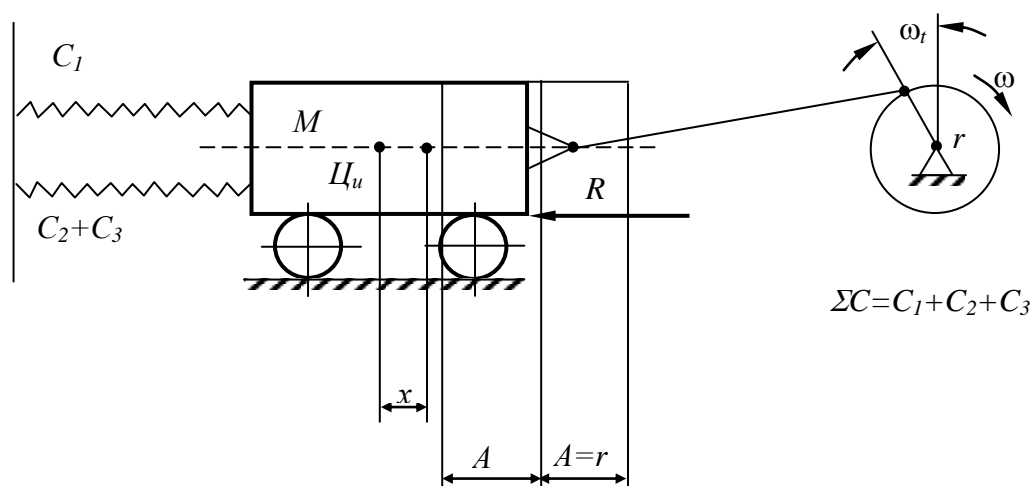


Рисунок 10.15 Расчетная схема двухмассного уравновешенного вибрационного конвейера (одной его половины)

Поэтому общий коэффициент жесткости определяется из формулы $\Sigma C = m\omega^2 g$, Н/см.

Расчет резинометаллических шарниров коромысел-качалок. Расчет резинометаллических шарниров является приближенным, поскольку большинство данных о физико-механических свойствах резины изменчивы. Наиболее стабильной характеристикой резины является ее твердость по Шору, принимаемая за основу при выполнении расчета резинометаллических шарниров,

Нагрузки и перемещения. Расчетная схема соединения коромысел с грузонесущими элементами и опорной конструкцией представлена на рис 10.16, конструкция самого шарнира показана на рис. 10.17. Основные размеры нормализованных шарниров – в табл. 10.7

При перемещении труб на заданную величину амплитуды колебаний коромысло отклоняется на некоторый угол φ и скручивает на этот угол резину в центральном опорном шарнире.

Таблица 10.7

Основные размеры нормализованных резинометаллических шарниров конструкции ВНИИПТМАШ

Тип шарнира	Внутренний радиус		Наружный радиус		Длина, l, см	Вес, кг
	По арматуре, см	По резине, r ₂ , см	По арматуре, см	По резине, r ₁ , см		
1	1,1	1,3	2,75	2,5	5	0,356
2	1,75	1,95	3,5	3,2	5	0,510
3	3,0	3,2	5,25	4,95	7	1,30

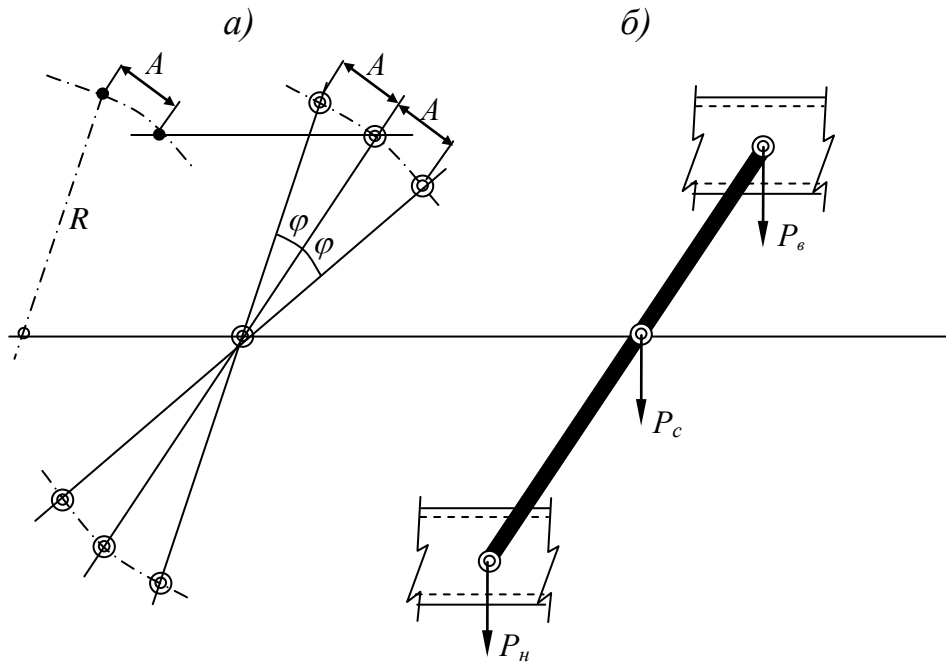


Рисунок 10.16 Расчетные схемы для коромысла с резинометаллическими шарнирами.

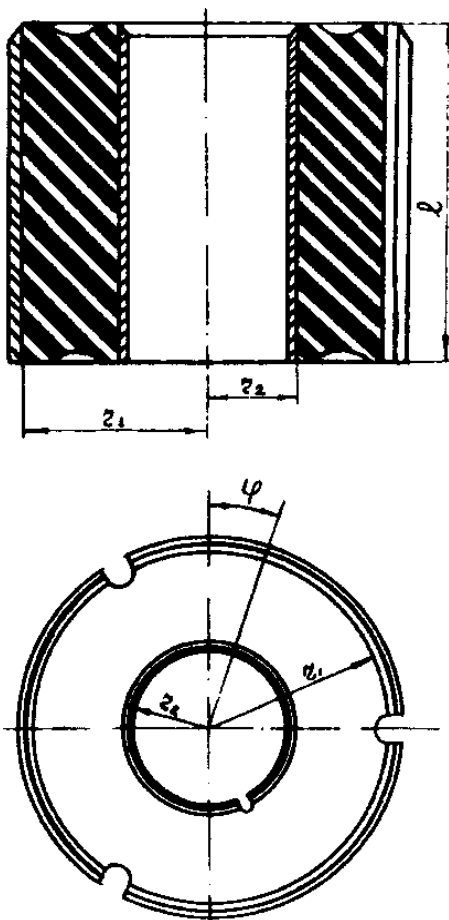


Рисунок 10.17 Резинометаллический шарнир

Величина угла закручивания φ определяется из выражения:

$$\sin \frac{\varphi}{2} = \frac{A}{2R}, \quad (10.43)$$

откуда $\varphi = 2 \arcsin \frac{\varphi}{2}$ или в радианах

$$\varphi_p = \varphi \frac{2\pi}{360} = 0,0174\varphi, \text{ где } A - \text{ амплитуда}$$

колебаний, см; R – радиус коромысла, принимаемый из условия оптимального размещения верхнего и нижнего грузонесущего элемента, см.

Углы закручивания, как центрального шарнира, так и крайних шарниров (верхнего и нижнего) в течение каждого периода колебаний равны между собой и составляют $\pm r$.

Максимальная нагрузка на верхний или нижний шарнир от веса труб (желобов) и транспортируемого груза определяется

для наиболее нагруженных шарниров, расположенных непосредственно у привода:

$$P_{\text{в}} = P_{\text{н}} = \left(\frac{G_m + G_{\text{зп}}}{2n_k} + \frac{G_n}{4} \right) g, \text{ Н}, \quad (10.44)$$

где G_m – собственный вес трубы со всеми присоединенными к ней деталями, кг;
 $G_{\text{зп}}$ – вес груза, транспортируемого в одной трубе, кг;

$$G_{\text{зп}} = \frac{QL}{2 \cdot 3,6\text{в}}, \quad (10.45)$$

G_n – вес привода, приходящийся на одну трубу, кг; n_k – количество опорных узлов на конвейере, каждый из которых имеет два коромысла.

Максимальная нагрузка на средний шарнир:

$$P_c = 2P_{\text{в}} + \frac{G_{\text{корп}}}{2n_k} g, \text{ Н}, \quad (10.46)$$

где $G_{\text{корп}}$ – вес опорных узлов коромысел и рессор.

Неучтенные нагрузки на шарниры оцениваются в расчетах путем снижения принимаемых допускаемых напряжений.

Расчет шарнира на кручение. При повороте на угол φ резина втулки шарниров скручивается. При этом максимальные напряжения сдвига при кручении будут возникать на внутренней поверхности крепления резины тех шарниров, которые имеют меньшие размеры.

Таким образом, проверке на сдвиг при кручении подлежат верхний и нижний шарниры:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{2\varphi_p G r_1^2}{r_1^2 - r_2^2}, \text{ Н/см}^2. \quad (10.47)$$

Из условия прочности $\tau_{\text{max}} < [\tau]$, где φ_p – угол закручивания резины в радианах; r_1 и r_2 – соответственно наружный и внутренний радиусы втулки шарнира, см (рис. 10.17); $[\tau]$ – допускаемое напряжение сдвига, Н/см² (см. табл. 10.8); G – динамический модуль сдвига для шарниров (см. табл. 10.8).

Таблица 10.8

Допускаемые напряжения для резины, используемой для изготовления шарниров вибрационных конвейеров

Вид деформации	Допускаемое напряжение при длительной динамической нагрузке, Н/см ²
Растяжение	50...100
Сжатие	100...150
Параллельный сдвиг	30...50
Кручение	30...50

Расчет шарнира на радиальную нагрузку. Под действием радиальной нагрузки на шарнир в резине втулки возникает сложное напряженное состояние, сочетающее в себе напряжения сдвига, сжатия и растяжения (см. рис. 10.18).

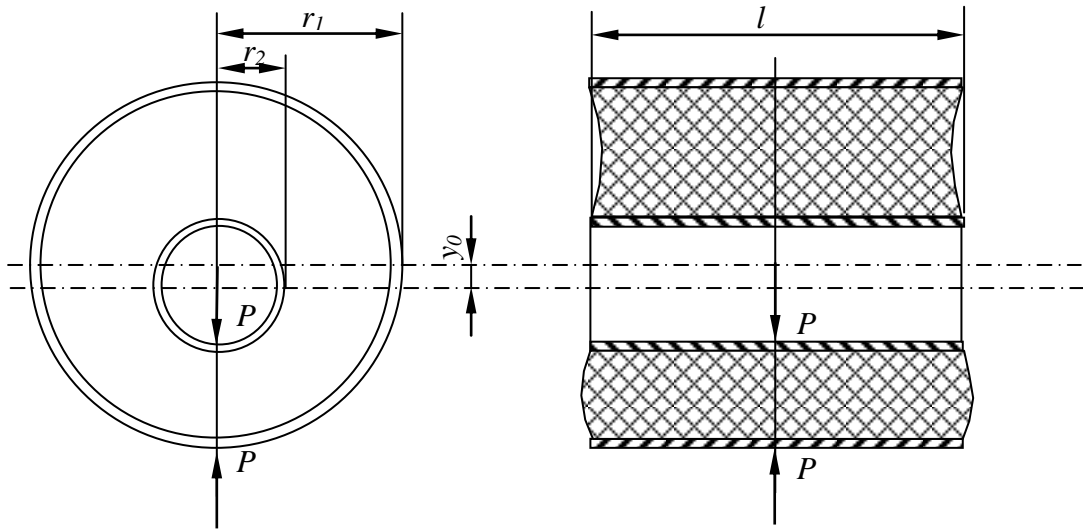


Рисунок 10.18 Схема для расчета резинометаллического шарнира на сжатие

При действии на шарниры расчетных нагрузок, определяемых по формулам 10.46 и 10.47 радиальная деформация втулки будет определяться выражением:

$$y_0 = \frac{P \cdot \ln \frac{r_1}{r_2}}{(1,66E'k_\phi\eta + 2,53G)l} \text{ см,} \quad (10.48)$$

где P – расчетная нагрузка на рассматриваемый шарнир; $P = P_\sigma = P_n$ или $P = P_c$; L – длина шарнира, см (см. табл. 10.7); $E' = 6,5G$, Н/см² – модуль упругости при сжатии резины, привулканизированной к стальной арматуре. Значение G – по табл. 10.9; η – коэффициент нелинейности, $\eta \approx 1,0$; k_ϕ – коэффициент формы:

$$k_\phi = 1 + 4,67 \frac{r_2 l}{(2r_2 + l)(r_1 - r_2)}. \quad (10.49)$$

Условное напряжение сжатия:

$$\sigma_{сж.усл.} = E'k_\phi \frac{(r_1 - r_2)y_0}{[(r_1 - r_2) - y_0]^2}, \text{ Н/см}^2 \quad (10.50)$$

По результатам расчета необходимо обеспечить:

$$\sigma_{сж.усл.} \leq [\sigma_{сж}] \quad (10.51)$$

Напряжения сдвига при радиальном сжатии:

$$\tau = \sigma \frac{y_0}{(r_1 - r_2)}, \text{ Н/см}^2. \quad (10.52)$$

При этом должно быть обеспечено условие $\tau_{max} \leq [\tau]$.

Значения допускаемых напряжений приведены в табл. 10.8.

Резиновая смесь, используемая при изготовлении шарниров, имеет, как правило, следующую характеристику:

- твердость по Шору - 45 . . . 60 ед. ;
- предел прочности при разрыве - 1600 Н/см²;
- относительное удлинение при разрыве — 500%.

Коэффициенты угловой жесткости резинометаллических шарниров приведены в табл. 10.9.

Таблица 10.9

Динамические коэффициенты жесткости резинометаллических шарниров и расчетные динамические модули сдвига резины шарниров

Тип шарнира	Динамический коэффициент угловой жесткости шарнира, $C_{угл}$, Н·см/рад	Динамический модуль сдвига резины шарниров, σ , Н/ см
1	27200	187
2	53320	140
3	165000	107

Коэффициенты жесткости системы. При резонансном режиме работы конвейера общий коэффициент жесткости упругих связей системы $\sum C$ определяется произведением массы одной трубы со всеми находящимися на ней элементами m на квадрат круговой частоты колебаний ω^2 :

$$\sum C = m \cdot \omega^2, \text{ Н/ см}, \quad (10.53)$$

$$\text{где } m = \frac{1}{g} \left[G_m + \frac{1}{2} G_{np} + 0,186 (\sum G_{кор} + \sum G_{рес}) + \lambda G_{зр} \right], \quad (10.54)$$

где G_m – вес трубы, кг; G_{np} – вес привода, кг; $\sum G_{кор}$ – суммарный вес коромысел (назначается ориентировочно); $\sum G_{рес}$ – суммарный вес рессор (назначается ориентировочно); $G_{зр}$ – вес груза на одной трубе; λ – расчетный коэффициент (см. рис. 10.10); $g = 981 \text{ м/с}^2$;

Причем

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}.$$

Для вибрационных конвейеров рассматриваемой конструкции общий коэффициент жесткости системы может быть представлен суммой следующих слагаемых:

$$\sum C = C_1 + C_2 + C_3, \text{ Н/ см}, \quad (10.55)$$

где C_1 – коэффициент жесткости всех рессор (или резинометаллических пакетов); C_2 – коэффициент линейной жесткости всех верхних резинометаллических шарниров; C_3 – коэффициент линейной жесткости полусуммы всех средних резинометаллических шарниров.

Определение коэффициента жесткости всей системы отдельных её элементов производится в следующей последовательности:

1. Определяется $\sum C$ по формуле.
2. По табл. 10.9 принимается динамический коэффициент угловой жесткости $C_{угл}$ для ранее выбранных шарниров.
3. Определяется коэффициент линейной жесткости одного верхнего шарнира и одного среднего шарнира.

$$C'_2 = \frac{C_{2угл}}{R^2}; \quad C'_3 = \frac{C_{3угл}}{R^2}, \quad (10.56)$$

где R – радиус коромысла, см.

4. Коэффициент жесткости элементов системы:

$$C_2 = C'_2 n_{ш}; \quad C_3 = C'_3 \frac{n_{ш}}{2}, \quad (10.57)$$

$$C_1 = \sum (C - C_2 - C_3), \quad (10.58)$$

где $n_{ш}$ – общее число шарниров коромысел на одном из уровней, т.е. верхних или средних, равное удвоенному числу пар коромысел.

По полученному значению коэффициента жесткости C_1 производится выбор и проверка упругих связей конвейера, которые выполняются из рессор или резинометаллических пакетов.

Стальные рессоры. Рессоры выполняются из высококачественной термически обработанной пружинной стали 55С2, 60С2, 60С2Н2А или из стеклопластика АГ-4С.

Рессоры аккумулируют кинетическую энергию колеблющихся масс, преобразовывая её в потенциальную энергию деформации при перемещении грузонесущего органа в одну сторону и снова в кинетическую при перемещении грузонесущего органа в другую сторону.

Расчетная схема и линия упругой деформации рессоры при крайнем положении шатуна эксцентрикового привода представлена на рис. 10.19.

Рессора рассчитывается на изгиб как консольная балка с вылетом : $l_0 = l/2$, см, где l – длина незаделанной части рессоры, принимаемая по конструктивным соображениям соизмеряемой с удвоенным радиусом коромысел $2R$. Приблизленно $l \approx (2R - 100)$.

Напряжение изгиба в месте заделки рессоры:

$$\sigma_u = \frac{P_1 l_0 k_{3\partial}}{W}, \text{ Н/см}^2, \quad (10.59)$$

где $k_{3\partial}$ – коэффициент заделки рессоры (см. табл. 10.10); P_1 – сила, в результате действия которой рессора прогнется на величину колебаний A .

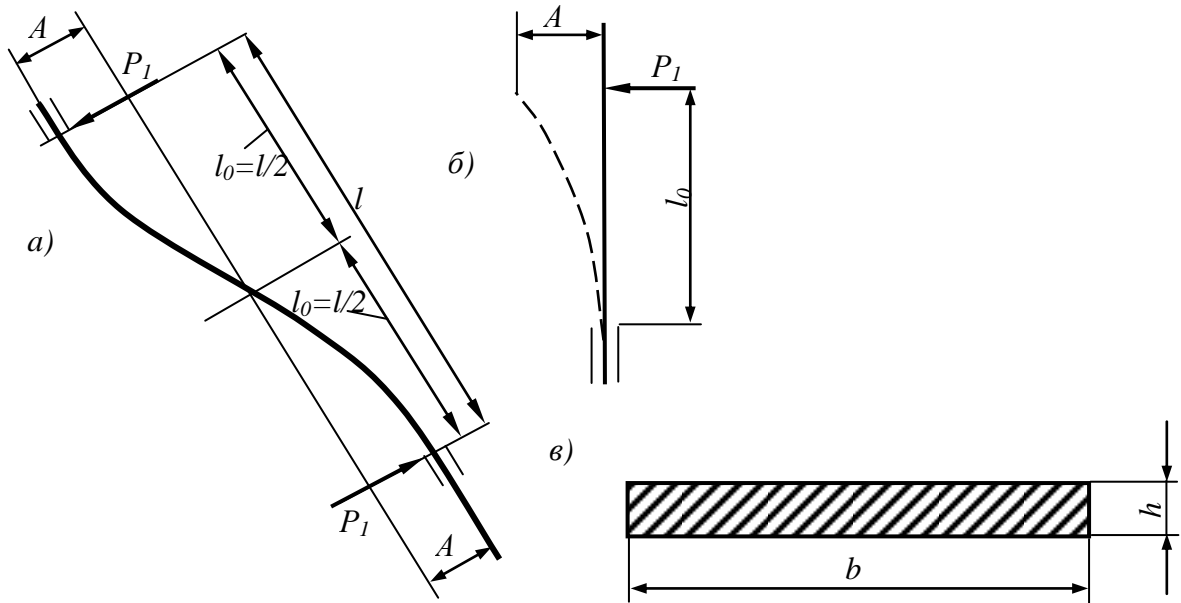


Рисунок 10.19 – Расчетные схемы стальной рессоры (а, б) и её поперечное сечение (в)

Исходя из этой предпосылки (считая амплитуду A равной прогибу консольной балки), будем иметь:

$$P_1 = \frac{3AEJ}{l_0^3},$$

откуда

$$A = \frac{P_1 l_0^3}{3EJ},$$

где $J = \frac{bh^3}{12}$ (см. рис. 10.19, в); $E = 2,1 \cdot 10^7$ Н/см² – модуль упругости для стали;

$E = 3,0 \cdot 10^6$ Н/см² – модуль упругости для стеклопластика; $W = \frac{bh^2}{6}$ (см. рис. 10.19, в).

После подстановки и преобразований уравнение может быть представлено в виде:

$$\sigma_u = \frac{6AEk_{3\partial}h}{l^2}, \text{ Н/см}^2, \quad (10.60)$$

где h – толщина рессоры; обычно $h = 0,4 \dots 0,65$ см; l – см. формулу 10.59; $k_{3\delta}$ – см. табл. 10.10.

Толщина стальных рессор принимается обычно 4,5 или 6,0 мм.

Толщина рессор из пластика принимается равной 12 мм.

Ширина рессор принимается в пределах 40...80 мм.

Возможные схемы заделки рессор показаны на рис.10.20

В целях обеспечения длительного срока службы рессор при их расчете принимаются заниженные допускаемые напряжения на изгиб.

Стеклопластик АГ-4С: $[\sigma]_u = 8000 \text{ Н/см}^2$.

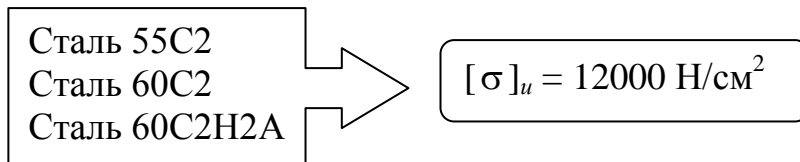


Таблица 10.10

Коэффициент заделки рессор $k_{3\delta}$

Тип крепления рессор		Толщина рессоры, мм	Расчетный коэффициент заделки $k_{3\delta}$
Накладка	Прокладки		
Стальная $\delta=6$ мм с закругленной кромкой	Стальные $\delta= 2 \dots 4$ мм со скосами	5,0.. .6,5	0,65
		3,0...5,0	0,85
	Алюминиевые или текстолитовые $\delta = 2 \dots 4$ мм со скосами	5,0...6,5 3,0...5,0	0,60 0,85
	Резиновые $\delta= 2 \dots 4$ мм со скосами	5,0.. .6,5 3,0...5,0	0,50 0,80
Стальная $\delta=6$ мм с прямым обрезом или фаской	Стальные $\delta= 2 \dots 4$ мм с прямым обрезом	5,0...6,5	0,80
		3,0. ..5,0	0,90

Коэффициент жесткости одной рессоры C'_1 определяется по формуле:

$$C'_1 = \frac{P_1}{A} k_{3\delta}, \text{ Н/см}, \quad (10.61)$$

где P_1 и A – рассмотрены при анализе формулы (10.60).

После преобразований:

$$C'_1 = \frac{2Ek_{3\delta}bh^3}{l^3}, \text{ Н/см},$$

Необходимое количество рессор:

$$n_p = \frac{C_1}{C'_1}. \quad (10.62)$$

Количество пачек рессор выбирается из условия

$$n_{пач} \leq 4n_k,$$

где n_k – количество опорных узлов на конвейере, каждый из которых имеет 2 коромысла, таким образом, с каждой стороны одного коромысла устанавливается по пакету рессор.

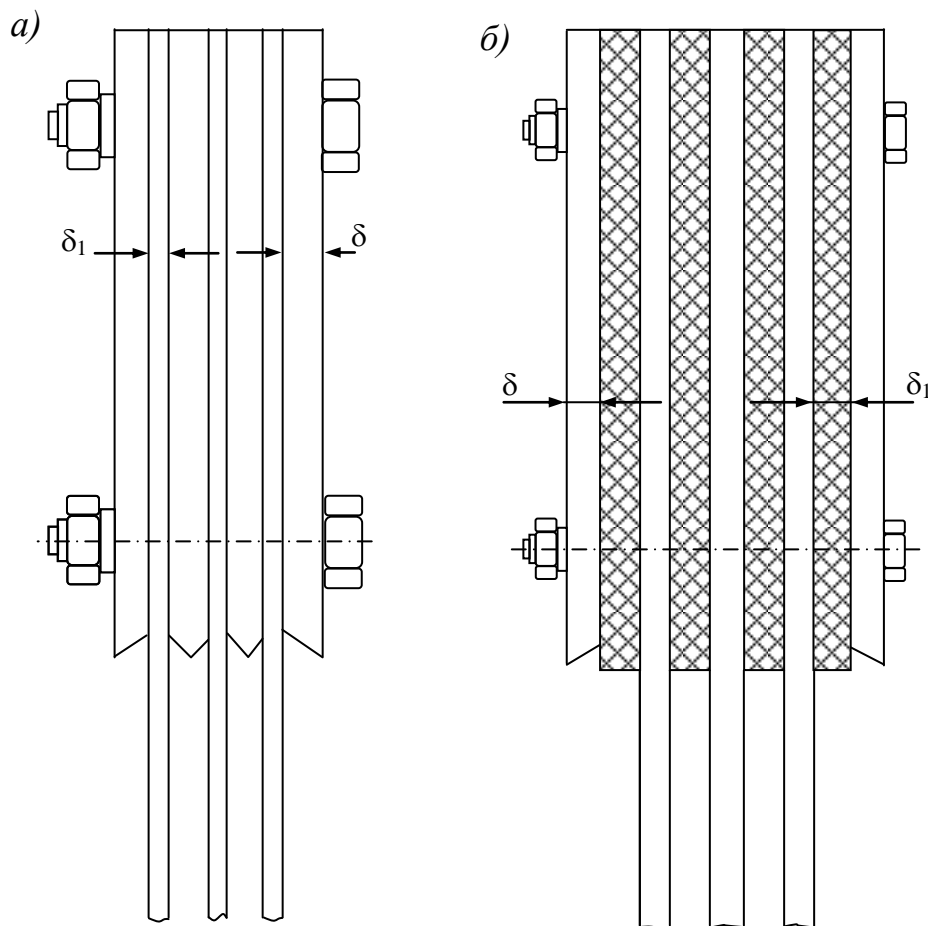


Рисунок 10.20 Схема крепления рессор конвейера:

а) стальные накладки и стальные прокладки со скосами $\delta=6$ мм, $\delta_1=3$ мм;

б) стальные накладки со скосами и резиновые прокладки $\delta=6$ мм, $\delta_1=6$ мм.

Резинометаллические пакеты-амортизаторы. Резинометаллические пакеты-амортизаторы заменяют собой одновременно и коромысла-качалки, и рессоры. Пакеты-амортизаторы работают на сжатие и на сдвиг при заданной амплитуде колебаний.

Поскольку напряжения сжатия резины амортизаторов невелики, можно ограничиться расчетом амортизаторов только на сдвиг.

Усилие сдвига при работе амортизатора может быть определено по формуле:

$$P = \sigma b l \frac{A}{h}, \text{ Н}, \quad (10.63)$$

где σ – динамический модуль сдвига резины, Н/см²; следует принимать $\sigma = (80...100)$ Н/см²; A – амплитуда колебаний, см; l, b, h – соответственно длина, ширина и высота амортизатора – имеет следующие параметры:

$$l \times b \times h = 20 \times 10 \times 5 \text{ см.}$$

Твердость резины, используемой для амортизаторов составляет 35...60 ед. по Шору. Напряжение сдвига рассчитывается по формуле:

$$\tau = \frac{P}{bl} = \sigma \frac{A}{h} \leq [\tau], \text{ Н/см}^2, \quad (10.64)$$

где $[\tau] = (30...50)$ Н/см² (табл. 10.8).

Схема резинометаллического пакета-амортизатора показана на рис. 10.21. Опоры устанавливаются под углом направления колебаний $\beta = 22^\circ$.

График зависимости коэффициента жесткости пакета-амортизатора от нагрузки представлен на рис. 10.22.

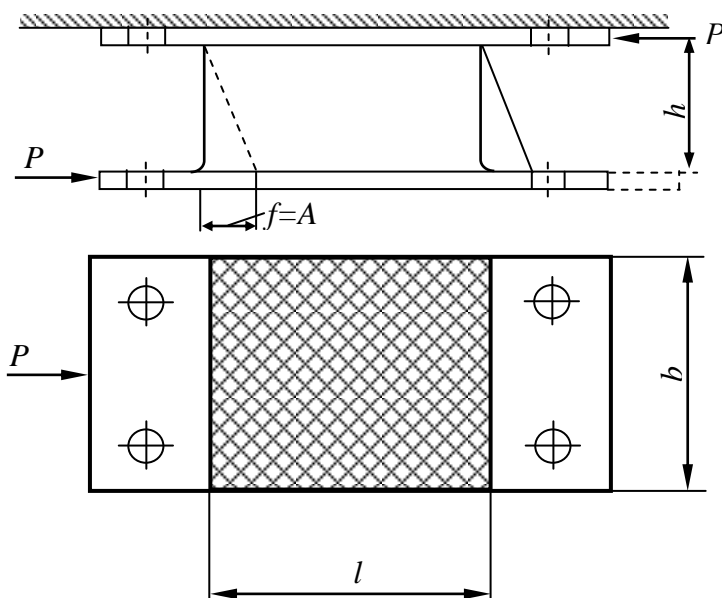


Рисунок 10.21 Схема резинометаллического пакета-амортизатора

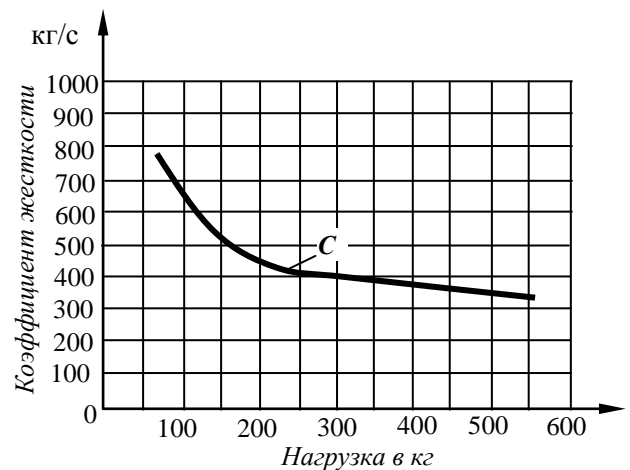


Рисунок 10.22 Экспериментальная зависимость коэффициента жесткости амортизатора от нагрузки

При использовании резинометаллических пакетов-амортизаторов в расчет уравновешенного двухмассного конвейера вводятся изменения, вызванные заменой коромысел и рессор на резиновые амортизаторы.

Характер этих изменений показан на примере расчета конкретного конвейера, выполненного в конце данной главы для двух вариантов упругих связей.

Вариант 1: используются коромысла и рессоры.

Вариант 2: используются резиновые амортизаторы.

Усилия в шатунах привода. Эксцентриковый привод двухмассных вибрационных конвейеров всегда имеет два шатуна. В приведенных ниже формулах

дается общее усилие, действующее в двух шатунах. Для получения усилия в одном шатуне полученные по формулам нагрузки должны быть поделены пополам.

Максимальное возмущающее усилие в шатунах при установившемся режиме движения грузонесущих элементов конвейера определяется формулой:

$$P_{ш} = A \sum C \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma_0^2}, \quad (10.65)$$

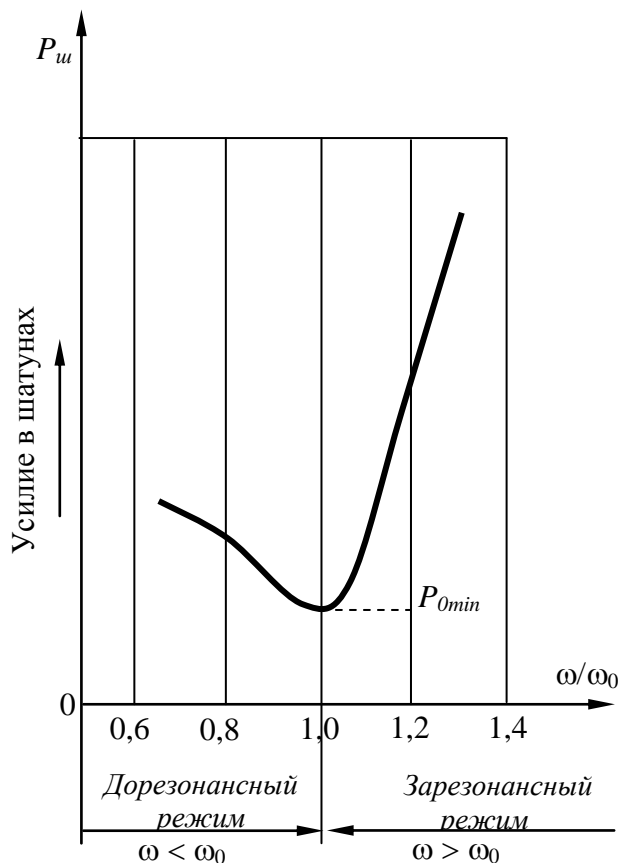


Рисунок 10.23 Принципиальная зависимость усилия в шатунах привода конвейера от соотношения частот $\frac{\omega}{\omega_0}$

где $\sum C$ — общий коэффициент жесткости системы; ω и ω_0 — соответственно, круговая частота вынужденных и собственных колебаний системы; γ_0 — общий коэффициент сопротивлений от внутреннего трения в упругих элементах, трения в подшипниках привода и от перемещения груза.

В расчетах можно применить:

а) при использовании стальных рессор: $\lambda_0=0,10$;

б) при использовании резиновых амортизаторов: $\lambda_0=0,30$.

Поскольку расчет двухмассных уравновешенных конвейеров выполняется при условии их работы в резонансном режиме, т.е. при $\omega=\omega_0$, возмущающее усилие в шатунах будет

$$P_{ш} = A \sum C \gamma_0, \text{ Н.} \quad (10.66)$$

Принципиальная графическая зависимость изменения усилия в шатунах привода от соотношения частот $\frac{\omega}{\omega_0}$ показана на рис. 10.23.

Максимальное возмущающее усилие при пуске конвейера может достигнуть следующей величины:

$$P_{ш}^{пуск.max} = A \sum C, \text{ Н} \quad (10.67)$$

При расчете шатунов на устойчивость по нагрузке $\frac{1}{2} P_{ш}^{пуск.max}$, действующей на каждый из шатунов, запас устойчивости при сжатии шатуна принимается равным $n = 3$.

В случае применения упругих шатунов (рис. 10.13, б) коэффициент жесткости упругой связи каждого из шатунов определяется по формуле:

$$C_{ш\text{ат}} = \frac{M_{\text{эксц.пуск}}}{4A^2}, \quad (10.68)$$

где $M_{\text{эксц.пуск}}$ – максимальный пусковой момент двигателя, приведенный к эксцентриковому валу.

10.2.5. Пример расчета двухмассного уравновешенного вибрационного конвейера

Исходные данные для расчета: производительность конвейера $Q = 50$ т/ч; длина конвейера $L = 20$ м; транспортируемый груз – сода кристаллическая (плотность) $\rho = 1,0$ т/м³.

Конвейер горизонтальный. Требуется выполнить расчет конвейера для двух конструктивных исполнений упругих связей:

1-е исполнение – для подвески используются рессоры и коромысла с упругими резинометаллическими шарнирами.

2-е исполнение – вместо рессор используются резиновые амортизаторы.

Для транспортирования кальцинированной соды (груз порошкообразный) принимаем двухтрубный уравновешенный конвейер с эксцентриковым приводом (рис. 10.14); коэффициент режима работы конвейера принимаем $k_p = 2,0$ (табл. 10.2), который в общем виде можно записать так:

$$k_p = \frac{A\omega^2 \sin \beta}{g \cos \alpha},$$

где A – амплитуда колебаний трубы; принимаем $A = 5$ мм; ω – угловая скорость эксцентрикового вала, рад/с; β – угол направления колебаний; принимаем $\beta = 30^\circ$; α – угол наклона конвейера; $\alpha = 0$.

Угловая скорость:

$$\omega = \sqrt{\frac{k_p g}{A \sin \beta}} = \sqrt{\frac{2,0 \cdot 981}{0,5 \cdot \sin 30^\circ}} = 88,6 \text{ рад/с.}$$

Частота вращения эксцентрикового вала:

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 88,6}{3,14} = 846,5 \text{ об/мин.}$$

Скорость транспортирования груза (для горизонтального конвейера):

$$v = k_1 A \omega \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{k_p^2}} \text{ м/с,}$$

где k_1 – опытный коэффициент (табл. 10.4); $k_1 = 0,85$ – для зернистых грузов:

$$v = 0,85 \cdot 0,005 \cdot 88,6 \cdot \cos 30^\circ \sqrt{1 - \frac{1}{2^2}} = 0,282 \text{ м/с.}$$

Производительность двухтрубного вибрационного конвейера:

$$Q = 3600 F v \psi \rho,$$

где F – площадь сечения в свету одной трубы, м^2 ; ψ – коэффициент заполнения трубы; $\psi = 0,5 \dots 0,6$; принимаем $\psi = 0,5$.

Площадь поперечного сечения трубы из формулы производительности будет:

$$F = \frac{Q}{2 \cdot 3600 v \rho \psi} = \frac{50}{2 \cdot 3600 \cdot 0,282 \cdot 1,0 \cdot 0,5} = 0,049 \text{ м}^2.$$

Диаметр каждой из двух уравновешенных труб:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,049}{3,14}} = 0,250 \text{ м.}$$

Принимаем трубу с внутренним диаметром $D = 250$ мм и толщиной стенки 3 мм.

Длина загрузочного и разгрузочного отверстий:

$$I_{\text{загр}} = I_{\text{разгр}} = 1,2D = 1,2 \cdot 0,25 = 0,30 \text{ м.}$$

Мощность электродвигателя для конвейера длиной $L < 10$ м:

$$N = \frac{C_m Q}{10^3 \eta_m} \cdot \left(k_3 L + \frac{H}{0,367} \right), \text{ кВт.}$$

Длиной $L > 10$ м.

$$N = \frac{C_m Q}{10^3 \eta_m} \left(10k_3 + (L - 10)k_4 + \frac{H}{0,367} \right), \text{ кВт,}$$

где H – высота подъема груза, м; $\eta_m = 0,85 \dots 0,97$ – КПД приводного механизма; k_3 и k_4 – коэффициенты удельной затраты мощности, Вт, при транспортировании 1 т груза на длину 1 м (табл. 10.6); C_m – коэффициент транспортабельности груза. $C_m = 1,0$ – для зернистых и кусковых грузов, $C_m = 1,5 \dots 2,0$ – для порошкообразных и пылевидных грузов;

В нашем случае: $k_3 = 10$; $k_4 = 6$.

В этом случае мощность электродвигателя определяем по формуле:

$$N = \frac{C_m Q}{10^3} [10k_3 + (L - 10)k_4] = \frac{1,0 \cdot 50}{10^3 \cdot 0,94} [10 \cdot 10 + (20 - 10) \cdot 6] = 8,5 \text{ кВт.}$$

Принимаем электродвигатель типа 4A132M4УЗ с параметрами (см. приложение): мощность $N=11,0$ кВт; частота вращения $n=1460$ об/мин; масса электродвигателя $G_{эл.дв}=93$ кг; число пар коромысел:

$$n_k = \frac{L}{a_k} = \frac{20}{2} = 10,$$

где a_k – расстояние между коромыслами; принимаем $a_k = 2,0$ м.

Радиус коромысла: по конструктивным соображениям принимаем радиус коромысла:

$$R = (1,3...1,45) \cdot D = (1,3...1,45) \cdot 250 = 325...362,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $R = 350$ мм.

Весовые характеристики:

а) одна труба с закрепленными к ней деталями:

$$G_m = k_\partial G'_m g = 1,5 \cdot 514 \cdot 9,81 = 7710 \text{ Н,}$$

где $G'_m = 514$ кг – масса трубы; $k_\partial = 1,4... 1,6$ – коэффициент, учитывающий закрепленные на трубе детали.

б) часть привода, приходящаяся на одну трубу:

$$G_{np} = k \frac{G_{эл.дв}}{2} g = 2,4 \cdot \frac{93}{2} \cdot 9,81 = 1120 \text{ Н,}$$

где $k = (2,3...2,5)$ – коэффициент, учитывающий элементы, входящие в привод.

в) груз, транспортируемый в одной трубе:

$$G_{zp} = \frac{QLg}{2 \cdot 3,6v} = \frac{50 \cdot 20 \cdot 9,81}{2 \cdot 3,6 \cdot 0,282} \cong 4930 \text{ Н;}$$

г) коромысла и рессоры (приближенно):

$$G_{кор} = k_{кор} G_{zp} = 0,5 \cdot 4930 = 2460 \text{ Н,}$$

где $k_{кор} = 0,3...0,7$ - приближенный коэффициент, учитывающий вес рессор и коромысел.

Нагрузка на верхний шарнир наиболее нагруженных коромысел у привода:

$$P_\partial = \frac{G_m + G_{zp}}{2n_k} + \frac{G_{np}}{4} = \frac{7710 + 4930}{2 \cdot 10} + \frac{1120}{4} \cong 9350 \text{ Н.}$$

Нагрузка на средний шарнир наиболее нагруженных коромысел у привода:

$$P_c = 2P_\partial + \frac{1}{2} \cdot \frac{G_{кор}}{n_k} = 2 \cdot 9350 + \frac{1}{2} \cdot \frac{2460}{10} = 1980 \text{ Н.}$$

Углы поворота резинометаллических шарниров. При перемещении труб на заданную величину амплитуды коромысло отклоняется на некоторый угол ω и скручивает на этот угол резину в центральном опорном шарнире:

$$\sin \frac{\varphi}{2} = \frac{A}{2R} = \frac{5}{2 \cdot 350} = 0,0071;$$

$\varphi \approx 0^\circ 45'$ или $\varphi = 0,013$ рад.

Предварительно выбираем шарниры (см. табл. 10.9):

- верхние и нижние шарниры – тип 1;
- средние шарниры – тип 2.

Проверка выбранных шарниров:

а) на сдвиг в результате закручивания верхних шарниров на угол $\varphi_{рад}$ (так как углы закручивания всех шарниров одинаковы, проверку среднего шарнира производить не нужно).

$$\tau_{max} = \frac{2\varphi_{рад}Gr_1^2}{r_1^2 - r_2^2},$$

где $r_1=2,5$ см; $r_2=1,3$ см – наружные радиусы по резине (табл. 10.7; рис. 10.17); $G=18,7$ Н/см² – динамический модуль сдвига резины шарниров (табл. 10.9);

$$\tau_{max} = \frac{2 \cdot 0,013 \cdot 187 \cdot 2,5^2}{2,5^2 - 1,3^2} = 6,7 \text{ Н/см},$$

$\tau_{max} < [\tau] = 30 \dots 50$ Н/см² – допускаемое напряжение сдвига (табл. 10.8)

б) на радиальную деформацию втулки верхнего шарнира:

$$y_0 = \frac{P \cdot \ln \frac{r_1}{r_2}}{(1,66E'k_\phi\eta + 2,53G)l},$$

где l – длина шарнира, принимаем $l=5$ см (см. табл.9.7); $E' = 6,5G$, Н/см² – модуль упругости при сжатии резины, привулканизированной к стальной арматуре. $E'=6,5 \cdot 187=1200$ Н/см²; k_ϕ – коэффициент формы:

$$k_\phi = 1 + 4,67 \cdot \frac{r_2 l}{(2r_2 + l)(r_1 - r_2)} = 1 + 4,67 \cdot \frac{13,5 \cdot 5}{(2 \cdot 1,3 + 5) \cdot (2,5 - 1,3)} = 4,33;$$

η – коэффициент нелинейности, $\eta \approx 1,0$. Тогда

$$y_0 = \frac{930 \cdot \ln \frac{2,5}{1,3}}{(1,66 \cdot 6,5 \cdot 187 \cdot 4,33 \cdot 1,0 + 2,53 \cdot 187) \cdot 5} = 0,0132 \text{ см};$$

в) на радиальную деформацию втулки среднего шарнира:

$$y_0 = \frac{P \cdot \ln \frac{r_1}{r_2}}{(1,66 \cdot E'k_\phi \eta + 2,53G)l},$$

где r_1 и r_2 – наружные радиусы по резине для среднего шарнира (табл. 10.7) $r_1=3,2$ см; $r_2 = 1,95$ см; $G = 140$ Н/см² – динамический модуль сдвига резины среднего шарнира; $E = 6,5G=6,5 \cdot 140=910$ Н/см² – модуль упругости сжатия резины, привулканизированной к стальной арматуре:

$$k_\phi = 1 + 4,67 \cdot \frac{r_2 l}{(2r_2 + l)(r_1 - r_2)} = 1 + 4,67 \cdot \frac{1,95 \cdot 5}{(2 \cdot 1,95 + 5) \cdot (3,2 - 1,95)} = 5,1,$$

$$\text{тогда } y_0 = \frac{1980 \cdot \ln \frac{3,2}{1,95}}{(1,66 \cdot 910 \cdot 5,1 \cdot 1,0 + 2,53 \cdot 140) \cdot 5} = 0,024 \text{ см};$$

г) на условное напряжение сжатия втулки верхнего шарнира при действии радиальной нагрузки.

$$\sigma_{сж.усл} = E'k_\phi \frac{(r_1 - r_2)y_0}{[(r_1 - r_2) - y_0]^2} = 1200 \cdot 4,33 \cdot \frac{(2,5 - 1,3) \cdot 0,0132}{[(2,5 - 1,3) - 0,0132]^2} = 58 \text{ Н/см}^2;$$

д) на условное напряжение сжатия втулки среднего шарнира при действии радиальной нагрузки:

$$\sigma_{сж.усл} = E'k_\phi \frac{(r_1 - r_2)y_0}{[(r_1 - r_2) - y_0]^2} = 910 \cdot 5,1 \cdot \frac{(3,2 - 1,95) \cdot 0,024}{[(3,2 - 1,95) - 0,024]^2} = 93 \text{ Н/см}^2;$$

$$\sigma_{сж.усл} < [\sigma]_{сж} = 100 \text{ Н/см}^2 \text{ (табл. 10.8);}$$

е) на напряжение сдвига при радиальном сжатии верхнего шарнира:

$$\tau = \sigma \frac{y_0}{r_1 - r_2} = 187 \cdot \frac{0,0132}{2,5 - 1,3} = 2,1 \text{ Н/см}^2;$$

ж) на напряжение сдвига при радиальном сжатии среднего шарнира:

$$\tau = \sigma \frac{y_0}{r_1 - r_2} = 140 \cdot \frac{0,024}{3,2 - 1,95} = 2,7 \text{ Н/см}^2,$$

$$\tau < [\tau] = 30 \text{ кгс/см}^2 \text{ (табл. 10.8).}$$

Таким образом, выбранные предварительно втулки типа 1 и 2, соответственно, для верхних и нижних, а также средних шарниров коромысел удовлетворяют заданным условиям работы.

Масса одной трубы со всеми закрепленными на ней узлами и транспортируемым грузом:

$$m_1 = \frac{1}{g}(G_m + G_n + 0,186G_{кор} + \lambda G_{зр}),$$

где λ – опытный коэффициент, учитывающий влияние массы транспортируемого груза на собственную частоту колебаний конвейера и зависящий от режима его работы; λ определяют по экспериментальному графику, принимаем $\lambda=0,16$ (рис. 10.10); $G_{кор}$ – вес коромысел и рессор.

$$m_1 = \frac{1}{981}(7710 + 1200 + 0,186 \cdot 2460 + 0,16 \cdot 4930) = 10,4 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{см}.$$

Общий коэффициент жесткости системы из условия ее резонансной настройки ($\omega = \omega_0$):

$$\sum C = m\omega^2 = 10,4 \cdot 88,6^2 = 81640 \text{ Н/см}.$$

Коэффициент жесткости всех верхних шарниров коромысел:

$$C_2 = C_2' n_{ш} = \frac{C_{2угл}}{R^2} \cdot 2n_x = \frac{27200}{35^2} \cdot 2 \cdot 10 = 444 \text{ Н/см},$$

где $C_{2угл}$ – динамический коэффициент угловой жесткости шарнира, для шарнира 1 типа – $C_{2угл}=27200 \text{ Н} \cdot \text{см/рад}$ (табл. 10.9).

Коэффициент жесткости половины средних шарниров коромысел:

$$C_3 = C_3' \frac{n_{ш}}{2} = \frac{C_{3угл}}{R^2} n_x = \frac{53320}{35^2} \cdot 10 = 435 \text{ Н} \cdot \text{см/рад},$$

где $C_{3угл}=53320 \text{ Н} \cdot \text{см/рад}$ (табл. 10,9) - для шарнира 2 типа.

Необходимый коэффициент жесткости рессор:

$$C_1 = \sum(C - C_2 - C_3) = 81640 - 444 - 435 = 80761 \text{ Н/см}.$$

Принимаем параметры рессор:

- Длина: $l \approx 2R - 100 = 2 \cdot 350 - 100 = 600 \text{ мм}$;
- Ширина: $b=100 \text{ мм}$.
- Толщина: $\delta = 6 \text{ мм}$.

Крепление рессор – стальными накладками, между рессорами устанавливаем резиновые прокладки.

Коэффициент заделки: $k_{з\delta} = 0,65$ (табл. 10.10).

Материал рессор – сталь 60С2.

$[\sigma_{-1}] = 12000 \text{ Н/см}^2$ – допускаемое напряжение при знакопеременной

циклической нагрузке. Напряжение в рессоре при ее изгибе: $\sigma_u = \frac{6AEk_{3d}\delta}{l^2}$,
 где E – модуль упругости, для стали $E=2,1 \cdot 10^7$ Н/см²;

$$\sigma_u = \frac{6 \cdot 0,5 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 0,65 \cdot 8 \cdot 0,6}{60^2} = 6820 \text{ Н/см}^2 < [\sigma_{-1}].$$

Коэффициент жесткости одной рессоры:

$$C'_1 = \frac{2Ek_{3d}b\delta}{l^3} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 0,65 \cdot 8 \cdot 0,6}{60^3} = 610 \text{ Н/см.}$$

Необходимое количество рессор:

$$n_p = \frac{C_1}{C'_1} = \frac{80761}{610} = 132.$$

Всего необходимо установить на каждое коромысло по две пачки рессор. Всего 10 пар коромысел, тогда количество пар рессор будет $20 \cdot 2 = 40$ пачек.

В 34 пачках устанавливаем по 3 рессоры. В 6 пачках, расположенных у привода устанавливается по 5 рессор.

Итого, $(34 \cdot 3) + (6 \cdot 5) = 132$ рессоры.

Максимальное возмущающее усилие в каждом из двух шатунов привода:

а) установившийся (резонансный) режим работы конвейера:

$$P_{ш} = \frac{1}{2} A \sum C \mu_0 = \frac{1}{2} \cdot 0,5 \cdot 81640 \cdot 0,1 = 2090 \text{ Н,}$$

где μ_0 – суммарный коэффициент сопротивлений, учитывающий внутреннее трение в упругих элементах, трение в подшипниках привода и перемещение груза:

- $\mu_0 = 0, 1$ – для стальных упругих связей;
- $\mu_0 = 0,25 \dots 0,3$ – для резиновых связей.

б) при пуске:

$$P_{ш}^{пуск} = \frac{1}{2} A \sum C = \frac{1}{2} \cdot 0,5 \cdot 81640 = 20410 \text{ Н.}$$

При расчете шатунов на устойчивость по нагрузке $P_{ш}^{пуск} = 20410$ Н, сжимающей шатун, запас устойчивости принимается $n = 3$.

10.2.6. Особенности расчета вибрационного конвейера, оборудованного резиновыми амортизаторами

Если пренебречь незначительными отклонениями в результатах расчетных величин в связи с тем, что угол направления колебаний β при использовании резиновых амортизаторов составляет 22° , вместо принятого в рассмотрен-

ном выше примере расчета для рессор $\beta = 30^\circ$, можно считать, что приведенный расчет до определения числа пар коромысел применим и в данном случае.

Далее определяется число пар амортизаторов (предварительно):

$$n_{ам} = \frac{l}{a_m} = \frac{20}{2,0} = 10.$$

Здесь принимаем расстояние между амортизаторами $a_m = 2,0$. Нет необходимости определения радиуса коромысел. Весовые характеристики:

- $G_m = 7710$ Н – остается;
- $G_{np} = 1200$ Н – остается;
- $G_{gp} = 4930$ Н – остается;
- $G_{аморт} \approx G_{кор} = 2460$ Н.

Таким образом, приближенно можно считать весовые характеристики конвейера неизменными.

Определяется масса одной трубы со всеми закрепленными на ней узлами с транспортируемым грузом и общий коэффициент жесткости системы.

Далее определяется необходимый коэффициент жесткости резинометаллических амортизаторов.

$$C_1 = \sum C = 81640 \text{ Н/см.}$$

Принимаются параметры амортизаторов:

- Длина: $l = 200$ мм.
- Ширина: $b = 100$ мм.
- Высота: $h = 50$ мм.

Динамический модуль сдвига: $\sigma = 100$ Н/см².

Твердость резины - 60 единиц по Шору.

Определяется напряжение сдвига в резине:

$$\tau = \sigma \frac{A}{h} = 100 \cdot \frac{0,5}{5} = 10 \text{ Н/см}^2 \quad \tau < [\tau] = 30 \text{ Н/см}^2 \text{ (табл. 10.7).}$$

Определяется необходимое количество амортизаторов:

$$2n_{ам} = \frac{C_1}{C'_1} = \frac{81640}{4400} = 18,6,$$

где C'_1 – коэффициент жесткости одного резинового амортизатора принимаемый для нормализованных амортизаторов по графику на рис. 10.22.

При этом необходимо для определения C'_1 найти значение усилия сдвига P :

$$P_{ш} = \sigma b l \frac{A}{h} = 100 \cdot 10 \cdot 20 \cdot \frac{0,5}{5} = 2000 \text{ Н.}$$

Тогда $C'_1 = 4400$ Н/см.

Следовательно, предварительно принятые 20 амортизаторов удовлетворяют условиям работы.

Максимальное возмущающее усилие в каждом из двух шатунов привода:

а) установившееся движение:

$$P_{ш} = \frac{1}{2} AC_1\mu_0 = \frac{1}{2} \cdot 0,5 \cdot 81640 \cdot 0,3 = 6123 \text{ Н},$$

где $\mu_0 = 0,3$ - суммарный коэффициент сопротивлений для резиновых связей;

б) пуск:

$$P_{ш}^{пуск} = \frac{1}{2} A \sum C = \frac{1}{2} \cdot 0,5 \cdot 81640 = 20410, \text{ Н},$$

т.е. пуск - без изменений по сравнению с рессорным вариантом.

Все прочностные расчеты элементов конвейера проводятся по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

Вопросы для самоконтроля к главе 10

1. Изложите назначение, общую характеристику и устройство винтовых конвейеров.
2. Представьте классификацию винтовых конвейеров.
3. Представьте классификацию винтов.
4. Назовите основные конструктивные и кинематические параметры винтовых конвейеров.
5. Как определяют производительность винтового конвейера?
6. Приведите расчетную формулу для определения диаметра винта из условия заданной производительности.
7. Как определяют суммарную мощность привода винтового конвейера?
8. Изобразите схему сил и реакций в подшипниках винта.
9. Изложите назначение, общую характеристику и устройство вибрационных конвейеров.
10. Представьте классификацию вибрационных конвейеров.
11. Приведите схему движения частиц при транспортировании на вибрационном конвейере в режиме непрерывных микробросков.
12. Как определяют производительность вибрационного конвейера?
13. Приведите расчетные формулы для определения размеров грузонесущего органа вибрационного конвейера.
14. Как определяют мощность привода для коротких и длинных вибрационных конвейеров?
15. Изложите порядок расчета одномассных вибрационных конвейеров подвешенной конструкции с центробежным приводом.
16. Представьте схему и порядок расчета амортизационных пружин-подвесок.

ГЛАВА 11

УСТАНОВКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

11.1. Установки пневматического транспорта

11.1.1. Общая характеристика и устройство установок пневмотранспорта

Общие сведения Пневматические погрузочно–разгрузочные и транспортные установки обеспечивают комплексную механизацию перегрузочных и транспортных операций, герметичность и компактность трассы перемещения груза, хорошие санитарно – гигиенические условия труда, исключают загрязнение окружающей среды и потери груза, повышают безопасность труда, так как на линиях транспортирования отсутствуют движущиеся части.

Следует, однако, отметить, что для пневмотранспортных установок характерны высокий удельный расход энергии, интенсивное изнашивание трубопроводов, ограничение размеров кусков транспортируемого груза, прилипание влажных грузов к стенкам трубопровода и другим элементам.

Основой работы пневмотранспортной установки является движение воздуха, обусловленное разностью давлений в начале и конце трубопровода. По способу создания в трубопроводе разности давления различают установки *всасывающего, нагнетательного и всасывающе-нагнетательного* (комбинированного) действия.

Установки всасывающего действия (рис. 11.1) работают при разрежении 10...50 кПа. Их преимущества: возможность забирать груз одновременно из нескольких мест, простая конструкция заборных устройств, герметичность. Недостатки установок всасывающего действия: нахождение разгрузочного устройства и фильтров под разрежением, что требует оснащения их специальными выпускными затворами и увеличивает затраты на оборудование, ограничение протяженности трассы из-за невозможности создать большой перепад давления между началом продуктопровода и всасывающим патрубком воздуходувной машины.

В установке нагнетательного действия (рис. 11.1, б) трубопроводы и аппаратура находятся под избыточным давлением. Преимущество установки – транспортирование груза при высокой концентрации его в воздушном потоке на большие расстояния.

В установках комбинированного действия (рис. 11.1, в) сочетаются основные преимущества всасывающих и нагнетательных установок. Всасывающая и нагнетательная ветви установки работают от одной воздуходувной машины.

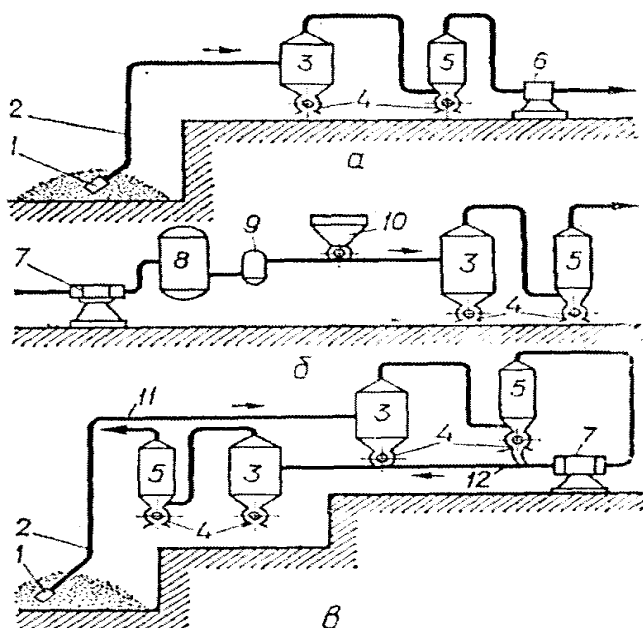


Рисунок 11.1 Схемы пневматических транспортирующих установок:

- а* – всасывающего действия;
- б* – нагнетательного действия;
- в* – всасывающе-нагнетательного действия;
- 1 – заборное устройство;
- 2 – материалопровод;
- 3 – разгрузочное устройство;
- 4 – затвор; 5 – фильтр;
- 6 – воздушодувная машина;
- 7 – заборное устройство;
- 8 – воздушосборник;
- 9 – влагоотделитель;
- 10 – питатель;
- 11 – всасывающий участок;
- 12 – нагнетательный участок

Заборные устройства представляют собой отдельное сопло или сопло, установленное на самоходной тележке, с питателями и обрушивателями различных конструкций. Всасывающие сопла должны отвечать следующим требованиям:

- обеспечивать необходимую производительность установки при рациональной массовой концентрации;
- гарантировать равномерную подачу воздуха в зону забора груза для получения стабильного процесса транспортирования;
- обеспечивать надежность конструкции, удобство регулирования подачи воздуха в зависимости от разрежения в заборном слое;
- обеспечивать возможность глубинного и поверхностного засыпания груза.

Для забора груза из насыпи используют круглые сопла (рис.11.2) с устройствами, позволяющими вводить дополнительное количество транспортирующего воздуха в зону забора груза или непосредственно в транспортный трубопровод, а также регулировать количество подводимого воздуха в зависимости от условий работы и свойств груза.

Для подбора тонкого слоя груза применяют щелевые сопла, а для выгрузки груза из труднодоступных мест – угловые и другие типы сопл.

Трубопроводы в установках пневмотранспорта подразделяют на воздуховоды и материалопроводы. К последним предъявляют следующие требования: герметичность, минимальное сопротивление движению транспортируемой смеси, высокая надежность и долговечность.

Воздуховоды изготавливают из стальных бесшовных труб с толщиной стенок 4...5 мм, а при транспортировании в них абразивных грузов – с толщиной стенок 8...10 мм.

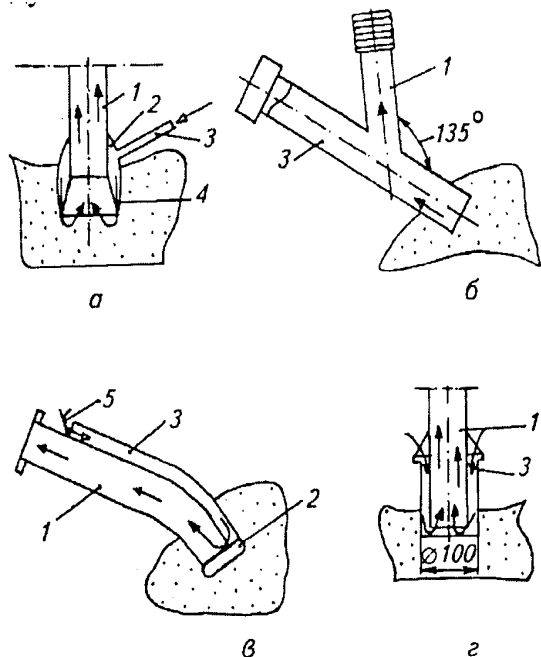


Рисунок 11.2 Схемы круглых сопел:
а – с предохранительной сеткой и дополнительной подачей воздуха в зону забора груза;
б – с нерегулируемым потоком воздуха;
в – с регулируемым потоком воздуха;
г – с дополнительной подачей воздуха в зону забора груза;
 1 – труба для смеси;
 2 – предохранительная сетка;
 3 – труба для воздуха;
 4 – кольцевое пространство;
 5 – заслонка

Передвижные заборные устройства соединяют с материалопроводом гибкими резиноканевыми рукавами с быстроразъемными замками. Сопротивление транспортированию груза у гибких рукавов больше, чем у стального трубопровода.

Для транспортирования некоторых грузов (чай, табак и д.) применяют полиэтиленовые трубы, которые обладают достаточной прочностью, износостойкостью и малыми потерями на трение.

Следует отметить, что этим трубам свойственны малая температурная стойкость (60°C) и электризация при работе.

Трубопроводы соединяют различными способами: сваркой, с помощью глухих муфт или фланцев с прокладкой, быстроразъемными замками.

При соединении трубопроводов сваркой через каждые 10...40 м, а также у каждого колена или переключателя необходимы разъемные фланцы для разборки трубопровода в случае образования в нем пробки.

Наиболее интенсивному абразивному износу подвержены колена матери-

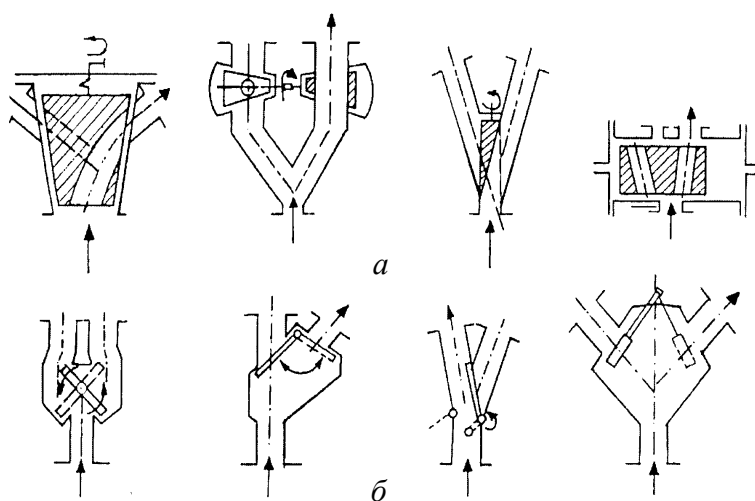


Рисунок 11.3 Схемы переключателей потока;
а – пробкового типа; *б* – с перекидной заслонкой

алопроводов вследствие ударов груза о стенки.

Для увеличения срока службы колена изготавливают из материалов, обладающих повышенной стойкостью к истиранию.

В пневмотранспортных установках, имеющих несколько мест разгрузки, применяют переключатель потока (рис.11.3).

Разгрузочные устройства, пылеуловители, фильтры устанавливают в конце пневмотрассы. Они предназначены для отделения транспортируемого груза и очистки транспортирующего воздуха.

Основную массу груза и воздух предварительно разделяют в специальных емкостях – разгрузочных устройствах (рис.11.4), устанавливаемых на крыше бункера или склада. В конструкции этих разгрузочных устройств предусмотрены плавный ввод потока транспортируемой смеси в нижнюю часть и вывод отработанного запыленного воздуха вверх.

С этой целью применяют циклоны-разгрузители типа ЦРК и ЦР (рис.11.5 и приложение).

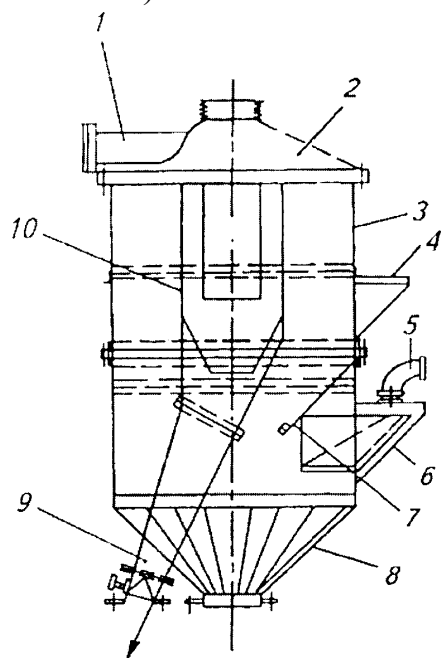


Рисунок 11.4 Схема разгрузителя для зерна:

- 1 и 9 – выходные патрубки соответственно для воздуха и пыли; 2 – верхний конус;
- 3 – цилиндр; 4 – кронштейн; 5 – колено;
- 6 – приемник, 7 – отбойный лист;
- 8 – нижний конус;
- 10 – пылеотделитель (циклон)

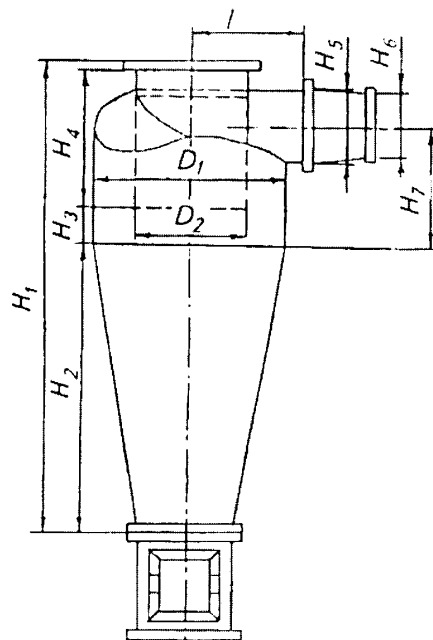


Рисунок 11.5 Схема циклона-разгрузителя

Отработанный воздух очищают по одно – или многоступенчатой схеме. В первом случае воздух подается сразу к тканевым фильтрам. В зависимости от требуемой площади фильтрующей поверхности фильтры можно объединять, но не более четырех в одном ряду.

Для очистки воздуха используют фильтры СМЦ – 166Б и СМЦ – 101А (рис.11.6). Во всасывающих пневмотранспортных установках применяют фильтры типа Г4 и РЦИ. Технические характеристики фильтров показаны в приложении.

При многоступенчатой схеме обработанный воздух вначале поступает к циклонам, а затем к фильтрам. Для обеспечения требуемой производительности при эффективном улавливании пыли, циклоны соединяют батареями (рис.11.7. и приложение).

Воздуховодные машины предназначены для всасывания и нагнетания воздуха, транспортирующего твердые грузы.

По принципу действия воздуходувные машины бывают лопастные, в которых воздух нагнетается при вращении рабочего колеса и объемные, в которых это происходит при непосредственном вытеснении воздуха рабочим органом.

В пневмотранспортных установках используют радиальные (центробежные) лопастные машины в виде вентиляторов и турбовоздуховодов, а из объемных машин с поступательно движущимся рабочим органом – поршневые, с вращающимся рабочим органом – водокольцевые, пластинчато-роторные и двухроторные.

Выбор той или иной машины определяется заданными производительностью и давлением, удобством и экономичностью регулировки, особенностями конструкции и условий эксплуатации. Радиальные (центробежные) вентиляторы (рис.11.8. и приложение) применяют при давлениях не выше 15 кПа. Такой вентилятор представляет собой расположенное в спиральном корпусе 1 лопастное колесо 2, засасывающее воздух в осевом направлении и выпускающее его в радиальном.

Турбовоздуховодные машины представляют собой конструктивно приспособленные для создания повышенных давлений или последовательно соединенные радиальные вентиляторы (см. приложение). Их используют при

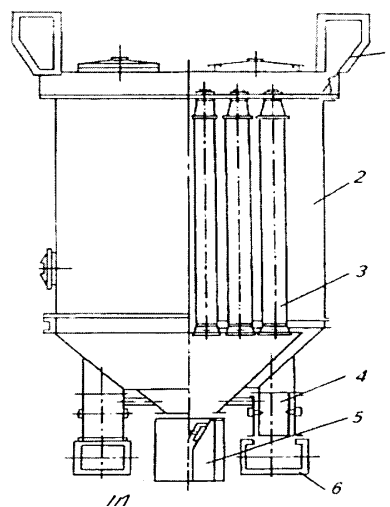


Рисунок 11.6 Схемы фильтра:
1 – коллектор для запыленного воздуха; 2 – корпус; 3 – рукав с фильтрованной тканью; 4 – клапан; 5 – затвор; 6 – коллектор для очищенного воздуха

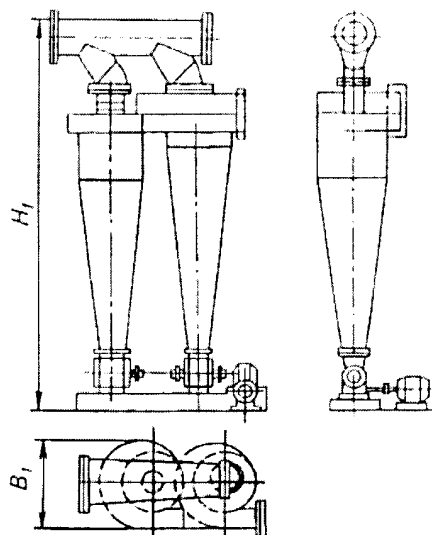


Рисунок 11.7 Схема батарейного циклона

большей производительности и меньшем давлении по сравнению с объемными машинами.

Водокольцевые машины предназначены для создания вакуума (вакуумные насосы) и избыточного давления (компрессоры). В качестве рабочей жидкости используют воду, масло или другую неагрессивную капельную жидкость.

Водокольцевая машина (рис. 11.9) состоит из цилиндрического корпуса 2, закрытого с торцов крышками. Внутри корпуса эксцентрично располагается с минимальным торцевым зазором лопастное колесо 1, при вращении которого подаваемая в корпус вода под действием возникающей центробежной силы образует кольцо, по толщине обеспечивающего погружение лопастей.

Воздух из всасывающего патрубка 4 переносится к нагнетательному 3 между лопастями колеса. Через нагнетательный патрубок вместе с воздухом во время работы машины из корпуса выбрасывается и жидкость. Для отделения ее от воздуха применяют специальные водосборные бачки, уровень жидкости в которых регулируется переливной трубой или поплавковым регулятором.

Преимущества водокольцевых машин в том, что они просты по конструкции и надежны в эксплуатации, не требуют тщательной очистки от твердых примесей, поступающих с воздухом. Недостаток водокольцевых машин – низкий КПД, так как значительная часть энергии расходуется на трение при вращении жидкостного кольца.

Технические характеристики машин представлены в приложении.

Пластинчато–роторная машина (рис. 11.10) состоит из корпуса 1, внутри которого эксцентрично установлен с минимальными торцевыми зазорами ротор 2 с пазами, из которых при вращении под действием центробежных сил и пружин выходят пластины 3, скользящие по внутренней поверхности корпуса. При этом за счет эксцентрис-

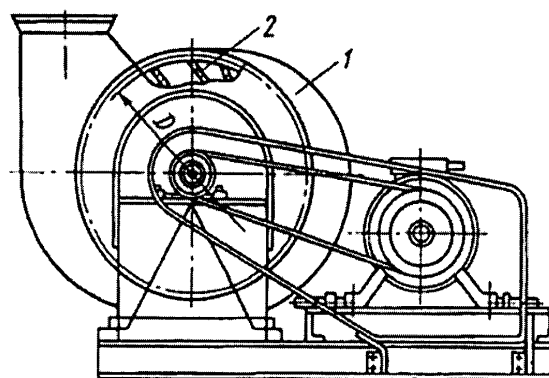


Рисунок 11.8 Схема вентилятора:
1 – корпус; 2 – лопастное колесо

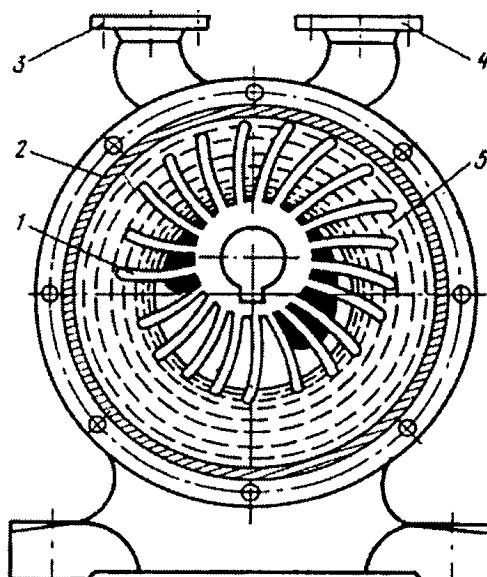


Рисунок 11.9 Схема водокольцевой машины:
1 – лопастное колесо; 2 – корпус;
3 – нагнетательный патрубок;
4 – всасывающий патрубок;
5 – кольцо жидкости

тета изменяются объем пространства между пластинами и соответственно давление.

Машины имеют высокий КПД, но их необходимо обильно смазывать, а на линии нагнетания установить маслоуловитель.

Корпус при вращении пластин нагревается, и его необходимо охлаждать водой или обдувать воздухом. Техническая характеристика показана в приложении.

Двухроторная машина (рис. 11.11) состоит из корпуса 1, в котором расположены два синхронно вращающихся ротора 2, образующих минимальные зазоры между собой и стенками корпуса, что обеспечивает одностороннее перемещение воздуха от всасывающего 3 к нагнетательному 4 патрубку. Преимущество машины – нагнетание воздуха без примесей воды и масла, недостаток – значительный шум при работе. Техническая характеристика показана в приложении.

Поршневые машины по конструкции и принципу работы аналогичны двигателю внутреннего сгорания. При поступательном движении в одну сторону поршня в цилиндрическом корпусе через впускной клапан всасывается воздух, при движении поршня в другую сторону воздух сжимается и выталкивается через выпускной клапан.

Преимущества поршневых машин – высокий КПД и большой перепад давления, недостатки – большие габариты, небольшая производительность, необходимость охлаждения корпуса и очистки поступающего воздуха от твердых примесей.

Техническая характеристика показана в приложении.

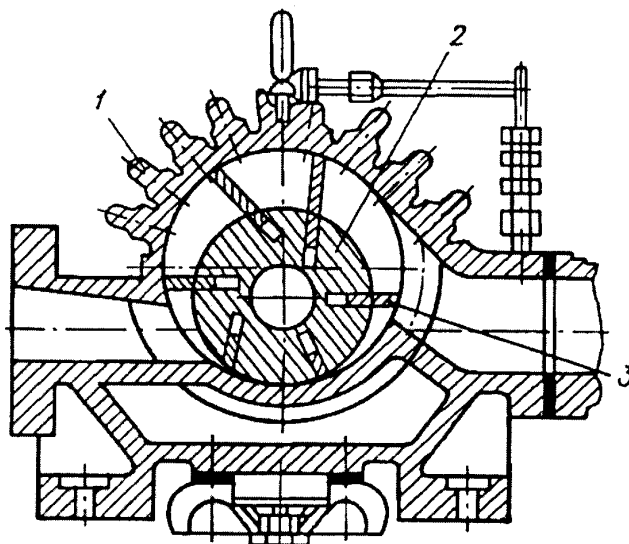


Рисунок 11.10 Схема пластинчато-роторной машины: 1 – корпус; 2 – ротор; 3 - пластины

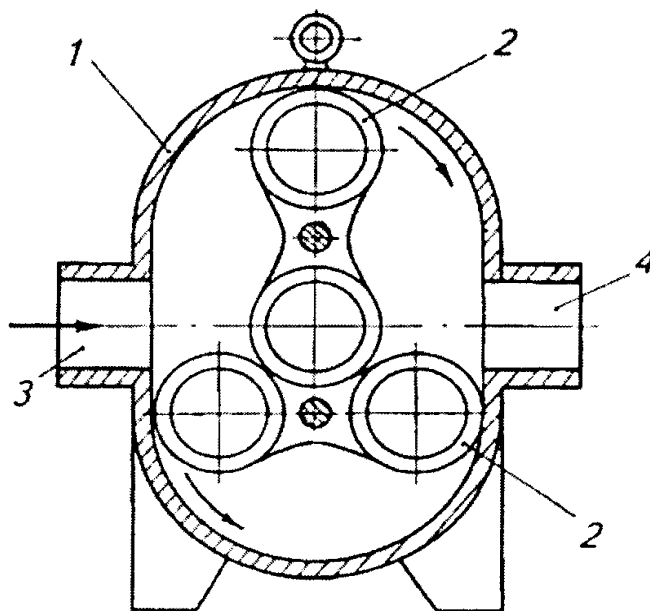


Рисунок 11.11 Схема двухроторной машины: 1 – корпус; 2 – ротор; 3 – всасывающий патрубок; 4 – нагнетательный патрубок

11.1.2. Расчет и проектирование пневмотранспортных установок сыпучих грузов

Для конструирования пневмотранспортной установки заданной производительности необходимо знать коэффициент массовой концентрации смеси воздуха с транспортируемым грузом μ , скорость движения v_p аэросмеси, производительность Q_g , диаметры материало- и воздухопроводов, мощность двигателя воздуховодной машины N .

По заданной производительности установки Q , т/ч, определяют расход воздуха, м³/ч

$$V = \frac{Q}{3,6\mu\rho_g} \quad (11.1)$$

где μ – коэффициент массовой концентрации смеси: для цемента и угольной пыли 20.....100; зерна 3.....25; песка 3.....20; комбикорма 1,2.....1,4; ρ_g – плотность воздуха, кг/м³: в нормальных условиях 1,25; для всасывающих установок 0,8...0,95; для нагнетательных 1,6...2,0.

При повышении значения μ , производительность установки возрастает, но следует учитывать возможность закупоривания материала, которое приведет к нарушению нормальной работы установки.

Скорость движения аэросмеси, м/с, в материалопроводе принимают из соотношения

$$v_p = 15,75 + 0,85v_{вит}, \quad (11.2)$$

где $v_{вит}$ – скорость витания однородного сыпучего груза, м/с, т.е. наименьшая скорость выходящего воздушного потока, в котором частицы груза находятся во взвешенном состоянии.

Скорость движения аэросмеси определяет экономичность пневмотранспортной установки. Для уменьшения расхода энергии желательно работать на пониженных скоростях, однако низкие скорости вызывают выпадение частиц груза, что приводит к закупорке материалопровода. Наибольшая рациональная скорость движения аэросмеси, м/с: с зерном 20.....35, мука 16.....20, с манной крупой 17.....20.

Внутренний диаметр трубопровода, м

$$d_m = \sqrt{\frac{4V}{\pi v_p}}. \quad (11.3)$$

Диаметры трубопроводов после расчета округляют до ближайшего стандартного значения.

После этого определяют необходимое давление. Полное давление – p_0 , необходимое для работы установки, складывается из динамического напора $p_{дин}$, расходуемого на перемещение аэросмеси по трубопроводу с определенной

скоростью, и статического напора $p_{ст}$, расходуемого на преодоление местных сопротивлений в магистрали.

Общее полное давление

$$p_0 = p_{дин} + p_{ст} = 1,25 \cdot (p_v + p_m + p_n + p_k + p_p + p_\phi), \quad (11.4)$$

где 1,25 – коэффициент запаса давления для компенсации возможных неучтенных потерь

Потери давления на трение при перемещении аэросмеси по материалопроводу на расстояние l и высоту h , Па,

$$p_m = 0,61 v_p^2 \frac{l+h}{d_m} (1 + k_a \mu) \cdot \left(0,0125 + \frac{0,0011}{d_m} \right), \quad (11.5)$$

где k_a – коэффициент, зависящий от концентрации аэросмеси, скорости и физико-механических свойств груза. Его значения 0,46; 0,33; 0,24 при v_p соответственно 15, 20 и 25 м/с.

Потери давления в сопле или питателе при вводе материала в трубопровод, Па

$$p_v = 0,613 v_p^2 (10 + 0,5\mu). \quad (11.6)$$

Потери давления, обусловленные вертикальным подъемом аэросмеси, Па

$$p_n = 12,2h(1 + \mu). \quad (11.7).$$

Потери давления в элементах трубопровода, Па

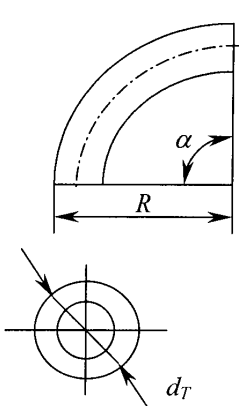
$$p_k = \sum \xi \frac{\rho_v v_p^2}{2}, \quad (11.8)$$

где $\sum \xi$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений всех элементов трубопровода.

Значение коэффициента ξ для круглых отводов в трубопроводах принимают по табл. 11.1

Таблица 11.1

Значения коэффициента местных сопротивлений для круглых отводов

Схема	α , град	R/d_m						
		1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5
	20	0,065	0,056	0,047	0,040	0,037	0,034	0,031
	30	0,095	0,081	0,068	0,059	0,054	0,50	0,045
	45	0,105	0,09	0,075	0,065	0,06	0,055	0,05
	60	0,164	0,141	0,117	0,102	0,094	0,086	0,078
	75	0,189	0,162	0,135	0,117	0,108	0,099	0,090
	90	0,210	0,180	0,150	0,130	0,120	0,110	0,100
	110	0,237	0,203	0,170	0,147	0,136	0,124	0,113
	130	0,252	0,216	0,180	0,156	0,144	0,132	0,120
	150	0,269	0,230	0,192	0,166	0,154	0,141	0,128

Потери давления в разгрузочном устройстве $p_p = 2$ кПа, в фильтре $p_{\phi} = 1,5$ Па.

Необходимая мощность привода воздуходувной машины, Вт,

$$N = \frac{P_0 V}{\eta_{в...м} \eta_{пр}}, \quad (11.9)$$

где $\eta_{в...м}, \eta_{пр}$ – КПД соответственно воздуходувной машины и ее привода.

Аэрожелоба предназначены для транспортирования с небольшим уклоном сухого сыпучего груза, подаваемого из одного места в другое или из нескольких мест в одно.

Аэрожелоб (рис. 11.12) представляет собой трубопровод прямоугольного сечения, составленный из двух коробов между которыми помещена воздухопроницаемая микропористая перегородка.

В нижний короб подают сжатый воздух, а в верхний через загрузочную воронку – перемещаемый груз. Насыщенный воздухом, проходящим через пористую перегородку, груз приобретает свойство текучести и перемещается с необходимой скоростью.

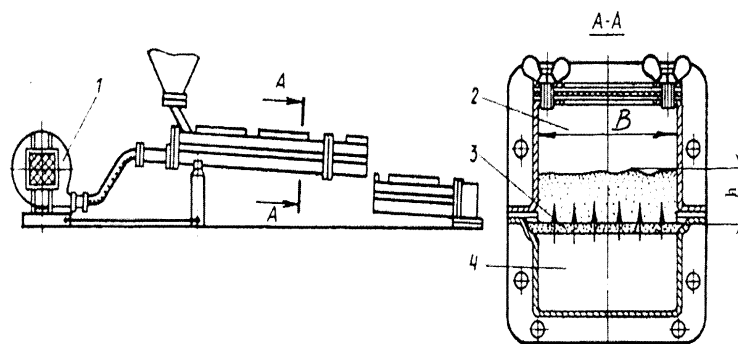


Рисунок 11.12 – Аэрогравитационный конвейер (аэрожелоб): 1 – вентилятор; 2,4 – верхний и нижний каналы; 3 – пористая перегородка

Уклон аэрожелобов обычно составляет $3...4^\circ$ к горизонтали. В отдельных случаях, когда требуется обеспечить повышенную производительность, желоба монтируют с наклоном $5...8^\circ$.

Звенья желоба длиной $2...4$ м соединяют с помощью фланцев в общий аэрожелоб необходимой длины. В аэрожелоб длиной более 40 м воздух следует подводить через каждые $30...40$ м.

В качестве микропористой перегородки используют: для пшеничной муки бельтинговый восьмислойный хлопчатобумажный цельнотканевый ремень; обойной ржаной муки – бельтинговую четырехслойную хлопчатобумажную ленту; манной крупы и пшеничных отрубей – льняной крашенный брезент.

При транспортировании абразивных грузов в аэрожелобе желательно установить керамические перегородки.

Расход воздуха, необходимый для работы аэрожелоба, зависит от физико-механических свойств перемещаемого груза, высоты слоя и угла наклона желоба.

Удельная воздухопроницаемость различных грузов, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{мин}$, следующая :

Цемент.....3	Отруби мелкие.....12...15
Мука пшеничная.....2.....3	Отруби крупные.....15...18
Крупа манная.....10...13	Зерно (пшеница).....75....80

Для аэрожелобов большое значение имеет качество воздуха, подводимого под микропористую перегородку. Он должен быть тщательно очищен от пыли, влаги и масла, в противном случае забиваются поры перегородки.

Сопротивление пористой перегородки в аэрожелобе должно быть не слишком малым (в этом случае воздух не распространяется равномерно по всей аэрирующей поверхности), не слишком большим (это приводит к увеличению непроизводительных затрат энергии). Для обеспечения наилучшего качества ожигения груза сопротивление перегородки должно быть выше сопротивления транспортируемого груза.

Преимущества аэрожелобов: отсутствие движущихся частей, шума и вибрации, простота конструкции и обслуживания, высокая производительность при сравнительно небольшом удельном расходе воздуха, защита груза от атмосферных воздействий, хорошие санитарно – гигиенические условия труда обслуживающего персонала.

Однако в процессе работы аэрожелоб всегда должен быть наклонен в сторону транспортирования груза, а после прекращения подачи груза на микропористой перегородке аэрожелоба остается слой груза, который не обладает достаточной газодерживающей способностью и не переходит в псевдоожигенное текучее состояние.

Расчет аэрожелоба.. Производительность, кг/м³;

$$Q_{жс} = \rho_z h_z B v, \quad (11.10)$$

где ρ_z – плотность аэрированного груза, кг/м³; $h_z = 0,1 \dots 0,15$ м – высота слоя аэрированного груза; B – ширина желоба, м; v – скорость движения аэрированного груза, м/с: для желоба с углом наклона $3 \dots 4^\circ$ $v=1$ м/с, или рассчитывают по формуле

$$v = 10 \sqrt{B \operatorname{tg} \alpha}, \quad (11.11)$$

где $\alpha = 3 \dots 8^\circ$ – угол наклона желоба.

Расход воздуха аэрожелобом, м³/с,

$$V = \frac{Q_{жс}}{\mu \rho_v}, \quad (11.12)$$

где $\mu = 60 \dots 150$ – коэффициент массовой концентрации смеси; ρ_v – плотность воздуха, кг/м³.

Давление в воздушном канале аэрожелоба, Па,

$$p_{жс} = p_m + p_n + p_{\kappa}, \quad (11.13)$$

где p_m – сопротивление подводных трубопроводов, Па; p_n – сопротивление пористой перегородки, принимаемое равным 900...1000 Па или рассчитывае-

мое в зависимости от материала перегородки; p_k – сопротивление воздушной камеры, Па.

Сопротивление подводящих трубопроводов

$$p_m = \frac{\lambda L_{np} v_g^2 \rho_g}{2d_m}, \quad (11.14)$$

где $\lambda = 0,014 \dots 0,02$ – коэффициент трения воздуха о стенки трубопровода; L_{np} – приведенная длина трубопровода, м; v_g – скорость воздуха в трубопроводе, м/с; d_m – диаметр трубопровода, м; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Приведенная длина трубопровода, м,

$$L_{np} = L + \sum L_{экв}, \quad (11.15)$$

где L – длина прямолинейных участков трубопровода, м; $L_{экв}$ – эквивалентная длина, м, учитывающая потери давления на закруглениях и других местных сопротивлениях (табл. 11.2)

Таблица 11.2

Значения эквивалентной длины $L_{экв}$ для грузов различных видов

Угол поворота закругления	Груз		
	Пылевидный	Зернистый	Кусковой
10	-	-	8
15	-	-	10
20	2	3	12
30	4	5	15
45	6	8	25
90	10	15	45

Сопротивление воздушной камеры аэрожелоба, Па

$$p_k = \frac{\lambda L_a v_a \rho_g}{16R_z}, \quad (11.16)$$

где L_a – длина аэрожелоба, м; v_a – скорость воздуха в камере, м/с;

$$v_a = \frac{V}{A_a};$$

A_a – площадь сечения воздушной камеры аэрожелоба, м²; R_z – гидравлический радиус, м;

$$R_z = \frac{Bh_z}{(2h_z + B)}. \quad (11.17)$$

11.1.3. Примеры расчета пневмотранспортных установок сыпучих грузов

Пример 1. Рассчитать параметры всасывающей пневмотранспортной установки для выгрузки пшеницы производительностью $Q = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$ при дальности подачи 25 м (рис. 11.13)

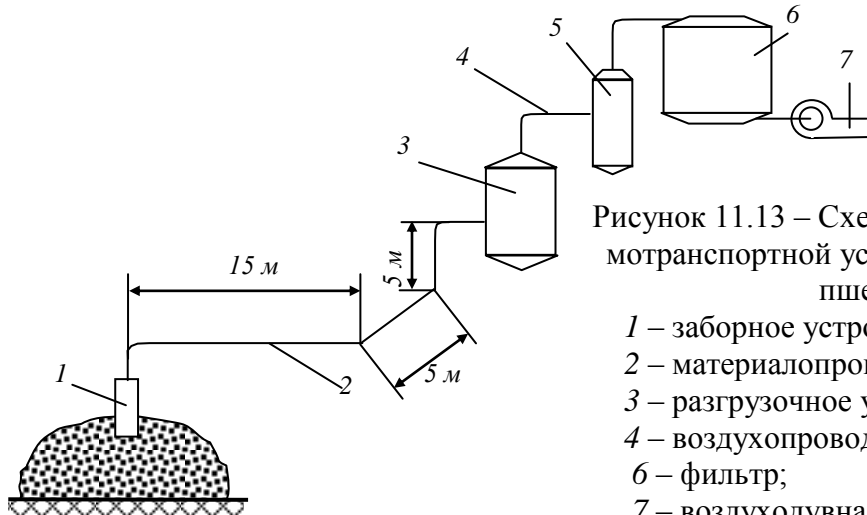


Рисунок 11.13 – Схема всасывающей пневмотранспортной установки для выгрузки пшеницы:

- 1 – заборное устройство;
- 2 – материалопровод;
- 3 – разгрузочное устройство;
- 4 – воздухопровод; 5 – циклон;
- 6 – фильтр;
- 7 – воздуходувная машина

Расчетный расход воздуха (см. форм. 11.1)

$$V = \frac{Q}{3,6\mu\rho_g} = \frac{40}{3,6 \cdot 25 \cdot 0,9} = 0,49 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\mu = 25$; $\rho = 0,9 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Скорость движения аэросмеси в материалопроводе при $v_{\text{вум}} = 10 \text{ м}/\text{с}$ (см. форм. 11.2)

$$v_p = 15,75 + 0,85v_{\text{вум}} = 15,75 + 0,85 \cdot 10 = 24,25 \text{ м}/\text{с}.$$

Внутренний диаметр трубопровода

$$d_T = \sqrt{\frac{4V}{\pi v_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,49}{3,14 \cdot 24,25}} = 160 \text{ мм}.$$

Принимаем для гибкого участка трубопровода резиноканевый рукав $d_g = 0,170 \text{ м}$, для стационарного – стальную трубу $d_T = 0,170 \text{ м}$, $D = 0,180 \text{ м}$ (см. приложение).

В качестве разгрузочного устройства (разгрузителя) выбираем центробежный циклон – разгрузитель ЦР-550 с $V = 0,52 \text{ м}^3/\text{с}$ (см. приложение).

Очистку воздуха от пыли принимаем двухступенчатую: первая ступень – циклон ЦОЛ-3 с $Q_u = 0,83 \text{ м}^3/\text{с}$ (см. приложение), вторая ступень – матерчатый фильтр. Площадь фильтра, м^2

$$F_{\phi} = \frac{60V}{W_{\phi}} = \frac{60 \cdot 0,49}{5} = 5,88 \text{ м}^2,$$

где $W_{\phi} = 5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин})$ – нагрузка на фильтрующую ткань (принимаем).

Выбираем фильтр РЦИ-6,9-16, у которого $F_{\phi} = 6,9 \text{ м}^2$ (см. приложение).

Полное давление (см. форм. 11.4)

$$p_0 = 1,25 \cdot (p_{\phi} + p_m + p_n + p_k + p_p + p_{\phi}).$$

Потери давления в сопле (см. форм. 11.6)

$$p_{\phi} = 0,613 v_p^2 \cdot (10 + 0,5\mu) = 0,613 \cdot 24,25^2 \cdot (10 + 0,5 \cdot 25) = 8111 \text{ Па}.$$

Потери давления на перемещение аэросмеси по материалопроводу [см. форм. 11.5]

$$\begin{aligned} p_m &= 0,613 v_p^2 \frac{l+h}{d_T} (1 + k_a \mu) \cdot \left(0,0125 + \frac{0,0011}{d_T} \right) = \\ &= 0,613 \cdot 24,25^2 \cdot \frac{20+5}{0,168} \cdot (1 + 0,24 \cdot 25) \cdot \left(0,0125 + \frac{0,0011}{0,168} \right) = 6383 \text{ Па}, \end{aligned}$$

где $l = 15+5 = 20 \text{ м}$ – длина горизонтальных и слабонаклонных участков материалопровода; $h = 5 \text{ м}$ – длина вертикального материалопровода.

Потери давления, обусловленные вертикальным подъемом аэросмеси, (см. форм. 11.7)

$$p_n = 12,2h(l + \mu) = 12,2 \cdot 5 \cdot (1 + 25) = 1586 \text{ Па}.$$

В соответствии со схемой установки принимаем 6 колен с поворотом на 90° , соотношением $\frac{R}{d_T} = 3$ и $\xi = 0,120$ (см. табл. 11.8).

Потери давления в коленах трубопровода

$$p_k = \sum \xi \frac{p_{\phi} v_p^2}{2} = 6 \cdot 0,12 \cdot \frac{0,9 \cdot 24,25^2}{2} = 190,5 \text{ Па}.$$

Потери давления в разгрузителе ЦР-550 $p_p = 2000 \text{ Па}$. Потери давления в фильтре РЦИ-6,9-16 (из его технической характеристики) $p_{\phi} = 1150 \text{ Па}$.

Тогда

$$p_0 = 1,25 \cdot (8111 + 6383 + 1586 + 190,5 + 2000 + 1150) = 24275,5 \text{ Па}.$$

Необходимая мощность привода воздуходувной машины (см. форм. 11.9)

$$N = \frac{p_0 V}{\eta_{\phi.m} \eta_{np}} = \frac{24275,5 \cdot 0,49}{0,8 \cdot 0,9} = 16521 \text{ Вт},$$

где $\eta_{\phi.m} = 0,8$ – КПД воздуходувной машины; $\eta_{np} = 0,9$ – КПД воздуходувного привода.

В качестве воздуходувной машины принимаем пластинчато-роторную машину РВН-25 (см. приложение) с $Q_{\text{в}}=0,42 \text{ м}^3/\text{с}$ и номинальным давлением всасывания $p=40 \text{ кПа}$.

Пример 2. Рассчитать параметры нагнетательной установки для муки производительностью $Q=25 \text{ т/ч}$ при дальности подачи 75 м (рис. 11.14)

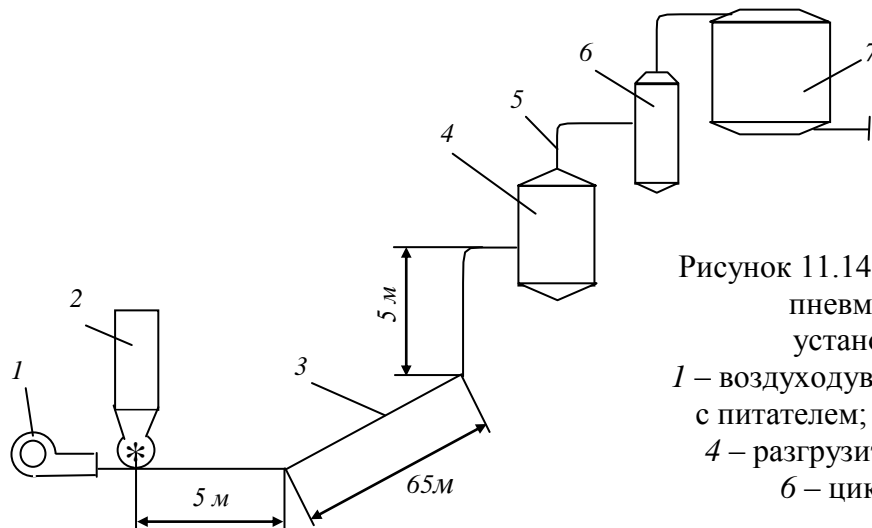


Рисунок 11.14 Схема нагнетательной пневмотранспортной установки для муки:

1 – воздуходувная машина; 2 – бункер с питателем; 3 – материалопровод; 4 – разгрузитель; 5 – воздуховод; 6 – циклон; 7 – фильтр

Расчетный расход воздуха (см. форм. 11.1)

$$V = \frac{Q}{3,6\mu\rho_{\text{в}}} = \frac{25}{3,6 \cdot 62 \cdot 1,8} = 0,06 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\mu = 62$ (для муки); $\rho_{\text{в}} = 1,8 \text{ кг/м}^3$.

Скорость движения смеси воздуха с грузом [см. форм. 10.2]

$$v_p = 15,75 + 0,85v_{\text{вум}} = 15,75 + 0,85 \cdot 1,5 = 17 \text{ м/с},$$

где $v_{\text{вум}}=1,5 \text{ м/с}$ – скорость витания для муки.

Внутренний диаметр трубопровода (см. форм. 11.3)

$$d_T = \sqrt{\frac{4V}{\pi v_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,06}{3,14 \cdot 17}} = 0,067 \text{ м}.$$

Для трубопровода принимаем стальную трубу, внутренний и наружный диаметры $d=0,068 \text{ м}$; $D=0,076 \text{ м}$ (см. приложение)

В качестве разгрузочного устройства выбираем центробежный циклон – разгрузитель ЦРК-300 (см. приложение), у которого расход воздуха $V=0,07 \text{ м}^3/\text{с}$.

Очистку воздуха от остатков груза принимаем двухступенчатую: первая ступень – циклон ЦОЛ-1,5 с $Q_{\text{ц}}=0,42 \text{ м}^3/\text{с}$ (см. приложение); вторая ступень – матерчатый фильтр.

Площадь фильтра, м²

$$F_{\phi} = 60 \frac{Q_{\epsilon}}{W_{\epsilon}} = \frac{60 \cdot 0,07}{1,5} = 2,8 \text{ м}^2,$$

где $W_{\epsilon} = 1,5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин})$ – нагрузка на фильтрующую ткань.

Выбираем фильтр СМЦ-166Б, (см. приложение) с $F=30 \text{ м}^2$.

Общие потери давления (см. форм. 11.4)

$$p_0 = 1,25(p_{\epsilon} + p_m + p_n + p_k + p_p + p_{\phi}).$$

Потери давления в зоне загрузки

$$p_{\epsilon} = 0,613 v_p^3 (10 + 0,5\mu) = 0,613 \cdot 17^2 \cdot (10 + 0,5 \cdot 62) = 7263 \text{ Па}.$$

Потери давления на перемещение аэросмеси по материалопроводу (см. форм. 11.5)

$$\begin{aligned} p_m &= 0,613 v_p^2 \frac{l+h}{d_T} (1 + k_a \mu) \cdot \left(0,0125 + \frac{0,0011}{d_T} \right) = \\ &= 0,613 \cdot 17^2 \cdot \frac{70+5}{0,067} \cdot (1 + 0,4 \cdot 62) \cdot \left(0,0125 + \frac{0,0011}{0,067} \right) = 147956 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Потери давления, обусловленные вертикальным подъемом аэросмеси, (см. форм. 11.7)

$$p_n = 12,2h(l + \mu) = 12,2 \cdot 5 \cdot (1 + 62) = 3843 \text{ Па}.$$

В соответствии со схемой установки принимаем 5 колен с поворотом на угол 90° (см. рис. 10.14), $\frac{R}{d_T} = 3$ и $\xi = 0,120$ (см. табл. 11.8).

Потери давления в коленах трубопровода [см. форм. 11.8]

$$p_k = \sum \xi \frac{p_{\epsilon} v_p^2}{2} = 5 \cdot 0,12 \cdot \frac{1,8 \cdot 17^2}{2} = 156 \text{ Па}.$$

Потери давления в разгрузителе ЦРК-300 $p_p = 1900 \text{ Па}$. Потери давления в фильтре СМЦ-166Б $p_{\phi} = 1100 \text{ Па}$.

Тогда

$$p_0 = 1,25 \cdot (7263 + 147956 + 3843 + 156 + 1900 + 1100) = 202773 \text{ Па}.$$

Необходимая мощность привода воздуходувной машины [см. форм. 11.9]

$$N = \frac{p_0 V}{\eta_{\epsilon.m} \eta_{np}} = \frac{202773 \cdot 0,06}{0,8 \cdot 0,9} = 16898 \text{ Вт},$$

где $\eta_{\epsilon.m} = 0,8$ – КПД воздуходувной машины; $\eta_{\epsilon.m} = 0,9$ – КПД воздуходувного привода.

Принимаем электродвигатель типа 4А160М493 с параметрами $N=18,5 \text{ кВт}$; $n=1465 \text{ об/мин}$ (см. приложение).

В качестве воздуходувной машины принимаем воздуходувную пластинчато-роторную машину РВК-6 (см. приложение) с $Q_6=0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ и максимальным давлением нагнетания $p_{ном}=250 \text{ кПа}$.

11.1.4. Расчет и проектирование пневмотранспортных установок штучных грузов

Общие сведения. В зависимости от технологических особенностей производства, протяженности и производительности транспортных линий, числа взаимного расположения приемно-отправительных или погрузочно-разгрузочных пунктов, установки пневмотранспорта штучных грузов имеют различное исполнение.

По виду перемещаемых грузов установки могут быть контейнерные и бесконтейнерные. В первом случае грузы транспортируются в специальной таре – контейнерах (капсулах). При этом под штучным понимают сам контейнер. Бесконтейнерный транспорт применяют только для мелкоштучных грузов в собственной упаковке или без нее. Такими грузами являются готовые изделия и полуфабрикаты различных отраслей промышленности.

По форме поперечного сечения транспортного трубопровода установки могут быть с трубами круглого и некруглого сечения. В отечественной практике наибольшее распространение получили установки с круглыми трубами. За рубежом широко применяют также установки с прямоугольными и овальными трубами.

По размерам поперечного сечения транспортного трубопровода различают установки с трубами малого и большого сечения. Первые имеют характерные линейные размеры сечения трубы до $0,15...0,2 \text{ м}$, их применяют для перемещения небольших штучных грузов, которые движутся в трубе, как правило, скольжением.

По характеру перепада давления в транспортном трубопроводе различают три типа установок: 1) всасывающие (вакуумные), в которых штучный груз движется в результате разрежения, создаваемого в трубопроводе воздуходувной машины; 2) нагнетательные (напорные), в которых груз движется под действием нагнетаемого в трубопровод воздуха; 3) комбинированные (напорно-вакуумные), в которых часть транспортного трубопровода находится под нагнетанием, а часть – под разрежением, или груз в одном направлении движется под действием избыточного давления, а в обратном – под действием вакуума в трубопроводе.

По величине потребного давления различают установки низкого давления – до 10 кПа , среднего давления – до 50 кПа , высокого давления – более 50 кПа , а при использовании компрессоров – $200...300 \text{ кПа}$ и более.

Установки низкого давления характерны для перемещения тарноштучных грузов без применения контейнеров, а также при ограниченных рас-

стояниях транспортирования. Такие установки выполняют обычно всасывающего типа.

Установки среднего и высокого давления характерны для перемещения грузов в контейнерах на значительные расстояния (свыше 200...300 м).

По характеру связи приемно-отправительных или погрузочно-разгрузочных станций установки могут быть однетрубные или двухтрубные (многотрубные), линейные или кольцевые. Линейные однетрубные установки последовательно соединяют два или несколько пунктов связи. Грузы могут транспортироваться как в прямом, так и в обратном направлении либо только в одном направлении.

Применение пневмотранспортных устройств на предприятиях пищевой промышленности. Наиболее широкое применение в пищевой промышленности получила пневматическая доставка проб из цехов в лаборатории. Технологическому контролю подлежат сырье, промежуточные продукты его переработки и готовая продукция. В связи с этим отбираемые для проб продукты имеют на разных этапах технологического процесса различные физико-механические свойства (плотность, крупность частиц, влажность и т.д.). В ряде производств исходные материалы отличаются друг от друга даже агрегатным состоянием. Все это требует определенной универсальности исполнения отдельных узлов пневмотранспортной установки. Общим требованием к установкам для всех видов пищевых производств является использование для их изготовления конструкционных материалов, допустимых к применению в пищевой промышленности. Отсюда возникают определенные трудности при техническом выполнении установок.

Основные принципы проектирования. При выборе типа установки и компоновки оборудования необходимо учитывать следующие основные принципы:

- а) технологическую однородность, в соответствии с которой проектируемая установка должна максимально соответствовать требованиям того производства, которое она обслуживает;
- б) простоту и компактность;
- в) целесообразность технического выполнения и легкость в эксплуатации установки.

При прокладке трассы транспортного трубопровода необходимо стремиться к минимальной его длине. Следует избегать вертикальных участков значительной протяженности; число отводов должно быть минимальным при возможно больших радиусах закругления.

При размещении приемно-отправительных или погрузочно-разгрузочных станций необходимо максимально приближать их к точкам поступления и отправления грузов.

Воздуходувные станции рекомендуется размещать в отапливаемых подвальных или подсобных помещениях с целью изоляции их от основных производственных помещений, особенно в тех случаях, когда уровень шума, создаваемого воздуходувными машинами, превосходит общий шумовой фон.

При размещении воздуходушных станций необходимо стремиться к минимальной длине воздухопроводов и наименьшему числу фасонных элементов, что обеспечивает снижение гидравлических сопротивлений. Для предупреждения образования конденсата забор воздуха воздуходушной машины должен производиться по возможности из сухого помещения с более низкой температурой, чем температура в рабочих помещениях.

В ответственных случаях рекомендуется предусматривать резервные воздуходушные машины.

При периодических осмотрах установки необходимо обращать особое внимание на состояние трубопровода.

Проверке подлежат стыки, элементы крепления трубопроводов, путевые устройства. Основное эксплуатационное требование к линейной части – соблюдение целостности и герметичности труб. Запрещается использовать транспортный трубопровод в качестве поддерживающих конструкций.

Воздуходушные машины необходимо периодически осматривать и смазывать подшипниковые узлы. При эксплуатации газодувок необходимо следить за уровнем масла по смотровому окну и за нагревом наружных стенок корпусов подшипников. Требуется следить также за состоянием уплотнительных войлочных колец. Детали воздуходушки осматривают не реже одного раза в год. Воздушные фильтры периодически очищают.

Расчет установок. Основной задачей инженерного расчета является определение транспортных (технологических), аэродинамических и энергетических параметров установки или системы в целом, обеспечивающих соответствующие условия эксплуатации.

Предлагаемая методика инженерного расчета внутривоздушных установок пневмотранспорта штучных грузов (контейнеров или мелкоштучных изделий) рекомендуется для расчета установок всасывающего и нагнетательного типа при рабочих давлениях (разрежениях) до 15 кПа с трубами диаметром 50...150 мм.

Расчет пневматической установки сводится к определению параметров транспортирования и подбору воздуходушной машины.

Предварительно задаются массой и размерами транспортируемых грузов, производительностью установки, конфигурацией и длиной транспортного трубопровода и воздухопроводов. При контейнерном (капсульном) транспорте размеры грузонесителя назначают исходя из массы и размеров транспортируемого груза с учетом опытного соотношения

$$l_{\text{г}} = (2,5...3,5)d, \quad (11.18)$$

где d – диаметр транспортируемого груза, м.

Для технического выполнения линейной части пневмотранспортных установок рекомендуются технически гладкие трубы (например, стальные, из

алюминиевых сплавов или пластмассовые). Внутренний диаметр трубопровода определяют по максимальному диаметру груза (капсулы) из соотношения d/D

$$D = (1,03 \dots 1,12) d. \quad (11.19)$$

Из найденного диапазона диаметров выбирают меньший стандартный размер D . Минимальный радиус с криволинейных участков трубопроводов (по оси трубы) определяют по формулам:

для цилиндрического груза

$$R_0 = C_0 \frac{l_y^2}{8(D-d)}, \quad (11.20)$$

где $C_0 = 1,0 \dots 1,05$ – коэффициент запаса.

для цилиндрической капсулы с уплотнительными элементами, диаметр d которых превышает диаметр корпуса d_k

$$R_0 = \frac{(l_{ш} - r_c)^2}{4(2D - d - d_k - 2\delta_\Gamma)} - \frac{D}{2}, \quad (11.21)$$

где r_c – радиус скругления передней кромки капсулы; $\delta_\Gamma = (3 \dots 5)$ мм – гарантированный зазор между внутренней стенкой трубы отвода и корпусом капсулы.

Аэродинамические характеристики груза. Коэффициент местного сопротивления цилиндрического груза (капсулы) с острыми торцовыми кромками, лежащего на стенке горизонтальной трубы, определяемой по формуле:

$$\xi_\Gamma = a \left(\frac{l_y}{d} \right)^{0,21}, \quad (11.22)$$

где a – коэффициент, принимаемый по графику, показанному на рис. 11.15.

Коэффициент сопротивления груза при концентрическом положении в трубе определяют по формуле:

$$\xi_\Gamma^k = 1,1 \xi_\Gamma \quad (11.23)$$

Формулы (11.22) и (11.23) применимы для цилиндрических грузов с размерами в диапазоне отношений $D=0,89 \dots 0,97$ и $l_y/d=1 \dots 4$.

При скругленных торцовых кромках грузов ($r_c=5 \dots 10$ мм) значения коэффициентов сопротивления, определенные по формулам уменьшают на 15...30% (с учетом скругления одной или двух кромок).

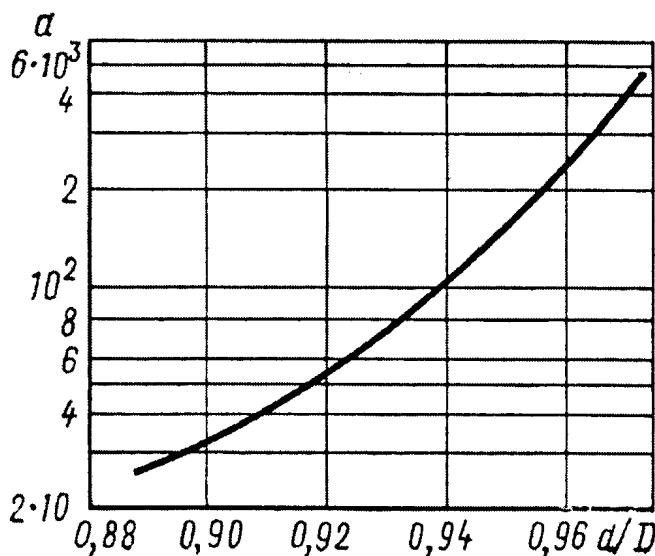


Рисунок 11.15 График $a \left(\frac{d}{D} \right)$

Скорость трогания груза в горизонтальной трубе

$$v_{TP} = \sqrt{\frac{2fmg}{S_m C_x \rho}}, \quad (11.24)$$

где f – коэффициент трения скольжения (см. приложение); m – масса тела, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; S_m – площадь миделева сечения тела; C_x – коэффициент лобового сопротивления тела, зависящий от концентрического положения в трубе.

Скорость витания груза

$$v_B = \sqrt{\frac{2mg}{S_m C_x \rho}}. \quad (11.25)$$

В формулах (11.24) и (11.25) вместо коэффициентов C_x можно использовать коэффициенты ξ_r для данного груза (графики на рис. 11.16 и рис. 11.17).

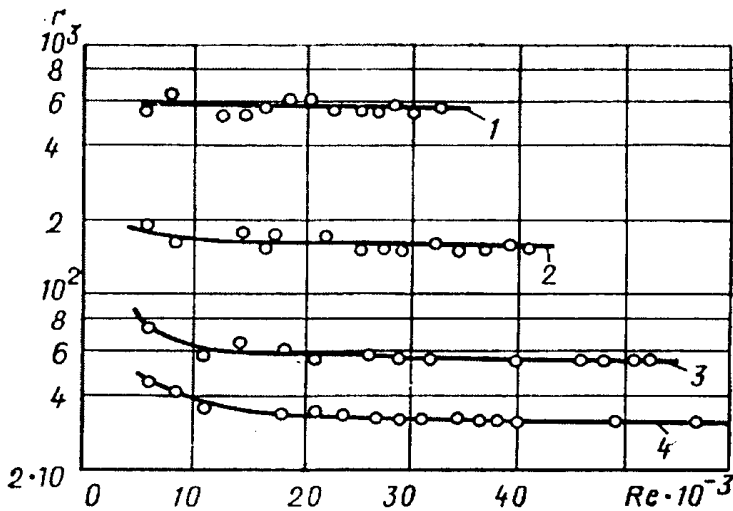


Рисунок 11.16 Графики $\xi_r(Re)$ для цилиндров с различным отношением d/D :

- 1 – $d/D = 0,972$;
- 2 – $d/D = 0,945$;
- 3 – $d/D = 0,917$;
- 4 – $d/D = 0,888$.

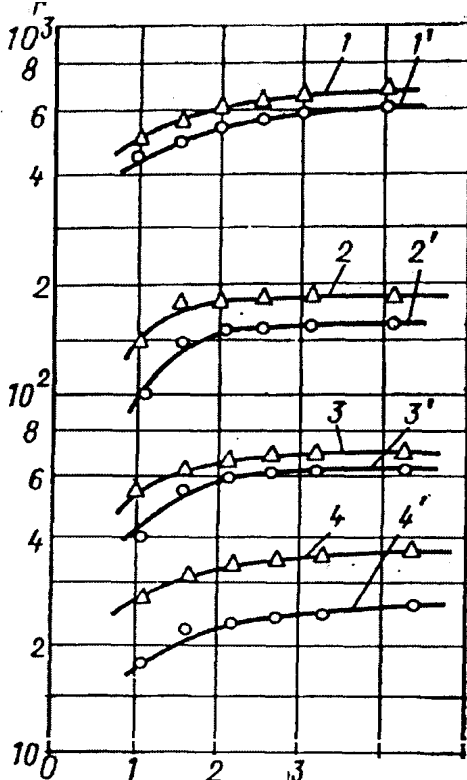


Рисунок 11.17 Графики $\xi_2 = \left(\frac{l_y}{d}\right)$ при $l = \frac{D-d}{2}$

- 1 и 1' – $d/D = 0,972$;
- 2 и 2' – $d/D = 0,945$;
- 3 и 3' – $d/D = 0,917$;
- 4 и 4' – $d/D = 0,888$ (соответственно с острыми и скругленными кромками)

Расчет установок периодического действия. Скорости воздуха и груза.
Скорость воздушного потока определяется по формуле

$$q_1 v^3 - q_2 v^2 - q_3 = 0,$$

где

$$\begin{aligned} q_1 &= 2 \left(\lambda \frac{L}{D} + \sum \xi \right); \\ q_2 &= 3 \left(\lambda \frac{L}{D} + \sum \xi \right) v_{TP}; \\ q_3 &= \xi_{\Gamma} v_{TP}^3, \end{aligned} \quad (11.26)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения, в общем случае зависит от формы сечения трубы, числа Рейнольдса и шероховатости трубы. Для алюминиевых труб

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,64)^2}, \quad (11.27)$$

L – длина трубы, м; D – внутренний диаметр трубы, м.

При определении числа Рейнольдса

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (11.28)$$

ориентировочно принимают скорость воздуха $v=15...20$ м/с, что соответствует обычно системам внутризаводского пневмотранспорта. В дальнейшем расчете после окончательного определения скорости уточняем число Re и значение коэффициента λ . Для других труб величина λ может быть установлена по данным в соответствующей литературе.

Коэффициенты местных сопротивлений в трубопроводе определяют в зависимости от их вида. Ниже приведены значения ξ некоторых местных сопротивлений, характерных для рассматриваемых установок.

	ξ
Стык трубопровода	0,01
Вход в трубопровод	0,5...0,7
Отвод при $R_0 > 500$ мм и $\varphi = \pi/2$ рад	0,5...0,8
Стрелка в положении «прием»	3...4
Путевой контакт	0,05
Промежуточный отправитель	1,5
Воздушный тройник	4...5
Путевой тройник	2

Полученная при решении уравнения (11.26) скорость воздуха должна быть проверена по условию устойчивого движения груза на вертикальных участках и в отводах:

$$v \geq (1,5...2,0) v_g. \quad (11.29)$$

Если величина оптимальной скорости воздуха оказывается меньше, чем определенная по условию (11.29), в расчет принимают последнее значение скорости.

Среднюю скорость груза устанавливают из соотношения:

$$u_{cp} = \frac{v - v_{TP}}{k_T}, \quad (11.30)$$

где $k_T = 1,1 \dots 1,5$ – коэффициент трассы (большие значения соответствуют более сложным трассам трубопровода).

В некоторых случаях (при доставке проб, служебных документов) приходится задаваться величиной скорости u_{cp} , чтобы обеспечить требуемую частоту отправления грузов, а по ней уже устанавливают скорость воздушного потока.

Потери давления при движении воздуха складываются из потерь в транспортном трубопроводе и потерь в воздуховодах.

Потери в трубопроводе:

$$\Delta p_{\epsilon} = \left(\lambda \frac{L}{D} + \sum \xi \right) \frac{\rho v^2}{2}, \quad (11.31)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений в трубопроводе с учетом стыков, отводов, путевых и других местных сопротивлений.

Для ориентировочных расчетов потери давления в воздуховодах (включая фильтр, глушитель, арматуру) $\Delta p_{\epsilon} \approx 1 \dots 2$ кПа.

Потери давления при движении груза. В условиях сложных трасс груз последовательно проходит участки (горизонтальные, вертикальные, криволинейные) с различными сопротивлениями движению. При этом изменение скорости груза приводит к изменению сопротивления при обтекании груза воздушным потоком.

Потеря давления при разгоне груза в горизонтальной трубе рассчитывают по приближенной формуле

$$\Delta p_{zp} = \frac{m(v - v_{mp})}{S_m t_p}. \quad (11.32)$$

Время разгона определяют по формуле при $\alpha=0$:

$$t_p = \frac{v_{TP}}{2gf} \cdot \ln \frac{(v + v_m - u_p)(v - v_{mp})}{(v + v_m - u_p)(v + v_{mp})}, \quad (11.33)$$

в которой скорость $u_p = 0,95 \dots 0,98(v - v_{TP})$.

Потери давления при равномерном движении груза на горизонтальном участке трубопровода

$$\Delta p_{z2} = \xi_2 \frac{\rho v_{mp}^2}{2}. \quad (11.34)$$

Потери давления при равномерном движении груза на вертикальном восходящем участке трубопровода

$$\Delta p_{z\theta} = \xi_{z\theta}^k \frac{\rho v_{\theta}^2}{2}. \quad (11.35)$$

Потери давления при движении груза в горизонтальном отводе

$$\Delta p_{z0} = \xi_{z0} \frac{\rho v_0^2}{2}, \quad (11.36)$$

где относительную скорость воздуха v_0 принимают из соотношения

$$v_0 = v - (v - v_{mp}) \beta_m, \quad (11.37)$$

где β_m – коэффициент торможения груза в отводе.

При скоростях трогания $v_{mp}=1...6$ м/с значения коэффициента β_m для отводов с углом поворота $\pi/2$ рад (90°) приближенно принимают: при $R_0 \leq 1,5$ м $\beta_m=0,7...0,8$ и при $R_0 \geq 1,5$ м $\beta_m=0,85...0,9$.

Потери давления при движении груза в вертикальных отводах (снизу вверх) ориентировочно принимают равным $1,5\Delta p_{z\theta}$. Нисходящие участки трубопровода, в которых груз движется главным образом под действием силы тяжести, не являются лимитирующими по сопротивлениям. Поэтому потери давления при движении по ним груза можно не учитывать.

Полные потери давления в транспортной системе определяют по формуле

$$\Delta p = k_3 (\Delta p_{\theta} + \Delta p'_{\theta} + \Delta p_z), \quad (11.38)$$

где $k_3 = 1,1...1,5$ – коэффициент запаса.

В формулу (11.38) подставляют максимально возможные на данной трассе потери Δp_z , соответствующие наиболее неблагоприятному участку трубопровода.

Расход воздуха и мощность привода воздуходувной машины. Потребный расход воздуха с учетом возможных подсосов определяют по формуле

$$Q = 1,1vS, \quad (11.39)$$

где S – сечение трубопровода, m^2 .

По полученным значениям Q и Δp подбирают воздуходувную машину. Потребную мощность привода определяют по формуле

$$N = 1,1 \frac{\Delta p Q}{1000 \eta_{\theta} \eta_{np}}, \text{ кВт}, \quad (11.40)$$

где η_{θ} и η_{np} – КПД воздуходувной машины и привода.

Расчет установок непрерывного действия. Скорость воздушного потока определяется по формуле

$$C_1 v^4 - C_2 v^3 + C_3 v^2 - C_4 = 0, \quad (11.41)$$

где

$$\begin{aligned}
C_1 &= 3 \left(\lambda \frac{L}{D} + \sum \xi \right); \\
C_2 &= 2C_1 v_{mp}; \\
C_3 &= C_1 v_{mp}^2; \\
C_4 &= \frac{k_m L \xi_z v_{mp}^3}{\Delta t}.
\end{aligned}$$

Решение уравнения может быть получено одним из методов последовательных приближений в диапазоне скоростей $v_{mp} < v_{on} < v_i$, где v_i – произвольно выбранный верхний предел скорости воздуха (для систем внутризаводского пневмотранспорта обычно $v_i = 15 \dots 20$ м/с).

Найденную скорость воздуха проверяют по условию (11.20). Затем по формуле (11.30) определяют скорость груза u_{cp} . Устанавливают возможное взаимное положение грузов в транспортном трубопроводе в предположении, что оно условно остается неизменным в любой момент времени, поскольку при стационарном режиме работы технологической линии, обслуживаемой пневмосистемой, имеет место равномерная загрузка трубопровода. Приблизительно расстояние между грузами

$$l_a = u_{cp} \Delta t. \quad (11.42)$$

Путем деления длин L_i различных характерных участков трассы трубопровода на величину l_a определяют число грузов на каждом из этих участков:

$$n_i = \frac{L_i}{l_a}. \quad (11.43)$$

Длину горизонтального разгонного участка определяют по формуле, принимая $\alpha=0$

$$L_p = \frac{v_{mp}}{2gf} \left[(v - v_{mp}) \ln \frac{v - v_{mp}}{v - v_{mp} - u_p} - (v + v_{mp}) \ln \frac{v + v_{mp}}{v + v_{mp} - u_p} \right], \quad (11.44)$$

в которой скорость u_p принимают из соотношения

$$u_p = 0.95 \dots 0.98 (v - v_{mp}). \quad (11.45)$$

Общие потери давления при транспортировании грузов определяют суммированием потерь на отдельных участках:

$$\sum \Delta p_z = \sum \Delta p_n \cdot n_i, \quad (11.46)$$

где Δp_n – потери давления при движении груза на i -ом участке, определяемые по приведенным выше формулам.

При одновременной работе нескольких пневмотранспортных линий, присоединенных к общему коллектору, воздуходушную машину подбирают по

наибольшим потерям давления в магистральной линии и суммарному требуемому расходу воздуха.

11.1.5. Пример расчета пневмотранспортных установок штучных грузов

Рассчитать установку непрерывного действия для транспортирования металлических банок из тарного цеха в расфасовочный цех консервного завода при следующих исходных данных: диаметр банок $d=76$ мм; масса банки $m=0,1$ кг; производительность $Q_v = 4900$ банок/ч; длина транспортирования $l_0=120$ м (трасса горизонтальная, имеет два горизонтальных отвода под углом 90°); $\lambda=0,02$; $\sum \xi = 10$, $k_m=1,1$; $f=0,35$.

Диаметр трубопровода:

$$D = (1,03...1,12)d = (1,03...1,2) \cdot 0,076 = 0,078...0,085 \text{ м.}$$

Принимаем трубы $D_n=85 \times 2,0$, с внутренним диаметром $D=81$ мм (см. приложение).

Минимальный радиус криволинейных участков трубопроводов (по оси трубы) определяют по формуле:

$$R_0 = C_0 \frac{l_y^2}{8(D-d)} = 1,4 \frac{0,12^2}{8 \cdot (0,081 - 0,076)} = 0,5 \text{ м,}$$

где $C_0 = 1,3...1,5$ – коэффициент запаса.

По условиям удобства изготовления гнутых отводов принимаем $R_0=1,0$ м.

Коэффициент местного сопротивления цилиндрического груза:

$$\xi_z = a \left(\frac{l_y}{d} \right)^{0,2},$$

в которой коэффициент a принимают по графику (рис. 11.17).

Для $\frac{d}{D} = \frac{76}{81} = 0,94$ коэффициент $a=110$.

$$\xi_z = 110 \cdot \left(\frac{0,12}{0,076} \right)^{0,2} = 121.$$

Скорость трогания банки

$$\xi_z = \sqrt{\frac{2mgf}{S_m C_x \rho}},$$

где f – коэффициент трения скольжения, $f=0,35$; m – масса тела, $m=0,1$ кг; g – ускорение свободного падения; C_x – коэффициент лобового сопротивления, в нашем случае $C_x=\omega_z=121$; S_m – площадь миделева сечения, м^2 ; ρ – плотность воздуха, в стандартных условиях ($T_0=293^\circ\text{К}$, $p_0=100$ кПа) $\rho_0=1,2$ $\text{кг}/\text{м}^3$.

$$\xi_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,35 \cdot 9,81 \cdot 0,1}{121 \cdot 0,0045 \cdot 1,2}} = 1,1 \text{ м/с.}$$

Периодичность транспортирования

$$\Delta t = \frac{t_4}{Q} = \frac{3600}{4900} = 0,73 \text{ с,}$$

где $t=3600$ с.

Определяем коэффициенты $C_1...C_4$

$$C_1 = 3 \left(\lambda \frac{L}{D} + \sum \xi \right) = 3 \cdot \left(0,02 \cdot \frac{120}{0,081} + 10 \right) = 119,$$

где λ - коэффициент сопротивления трения круглых труб с гидравлическими стенками, принимаем предварительно $\lambda=0,02$; $\sum \xi$ - суммарное сопротивление, принимаем $\sum \xi = 10$ (см. выше).

$$C_2 = 2C_1 v_{mp} = 2 \cdot 119 \cdot 1,1 = 262 \text{ м/с.}$$

$$C_3 = 2C_1 v_{mp}^2 = 119 \cdot 1,1^2 = 144 \text{ м/с}^2;$$

$$C_4 = \frac{k_m L \xi_2 v_{mp}^3}{\Delta t} = \frac{1,1 \cdot 120 \cdot 121 \cdot 1,1^3}{0,73} = 29122 \text{ м/с}^4,$$

где k_m - коэффициент трассы, $k_m=1,1...1,5$.

Определяем оптимальную скорость из уравнения

$$C_1 v_{on}^4 - C_2 v_{on}^3 + C_3 v_{on}^2 - C_4 = 0.$$

После подстановки значений коэффициентов $C_1...C_4$, получим

$$119 v_{on}^4 - 262 v_{on}^3 + 144 v_{on}^2 - 29122 = 0.$$

рассчитываем оптимальную скорость воздуха в интервале $v=2...10$ м/с. Для решения уравнения используем упрощенный метод «Золотого сечения», согласно которому первоначально подставляем значение скорости v_1 , соответствующее точке, делящей отрезок (2...10) в отношении 1/1,62, т.е. $v_1 = 2 + \frac{10-2}{1,62} = 7$ м/с.

После подстановки значения v_1 и сокращений получим

$$7^4 - 2,3 \cdot 7^3 + 1,2 \cdot 7^2 - 245 > 0.$$

Следующее значение v_2 соответствует точке, делящей оставшийся отрезок (2...7) от конца его в том же отношении: $v_1 = 2 + \frac{7-2}{1,62} = 3,9$ м/с. После подстановки получим:

$$3,9^4 - 2,3 \cdot 3,9^3 + 1,2 \cdot 3,9^2 - 245 < 0.$$

Путем последовательных приближений находим $v=4,6$ м/с. Уточняем коэффициент сопротивления трения λ .

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{vD}{1,5 \cdot 10^{-5}} = \frac{4,6 \cdot 0,081}{1,5 \cdot 10^{-5}} = 24840.$$

Тогда

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,64)^2} = \frac{1}{(1,8 \lg 24840 - 1,64)^2} = 0,025.$$

Потери давления в трубопроводе

$$\Delta p_{\epsilon} = \left(\lambda \frac{L}{D} + \sum \xi \right) \frac{v^2 \rho}{2} = \left(0,025 \cdot \frac{120}{0,081} + 10 \right) \cdot \frac{4,6^2 \cdot 1,2}{2} = 596 \text{ Па.}$$

Потери давления в воздухопроводах ориентировочно могут быть приняты в пределах $\Delta p'_{\epsilon}=1 \dots 2$ кПа, принимаем $\Delta p'_{\epsilon}= 1000$ па.

Средняя скорость банок

$$u_{cp} = \frac{u_p}{k_m} = \frac{v - v_{mp}}{k_m} = \frac{4,6 - 1,1}{1,1} \cong 3,2 \text{ м/с.}$$

Расстояние между банками

$$l_a = u_{cp} \Delta t = 3,2 \cdot 0,73 = 2,3 \text{ м.}$$

Длина разгонного участка при $\alpha=0$ м $u=u_p$

$$L_p = \frac{v_{mp}}{2g(f \cos \alpha \pm \sin \alpha)} \left[(v - v_{mp}) \ln \frac{v - v_{mp}}{v - v_{mp} - u_p} - (v + v_{mp}) \ln \frac{v + v_{mp}}{v + v_{mp} - u_p} \right],$$

где $u_p = 0,95 \dots 0,98(v - v_{mp}) = 0,95 \dots 0,98(4,6 - 1,1) = 3,3 \dots 3,4$ м/с, принимаем $u_p=3,35$.

$$L_p = \frac{1,1}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,35} \left[(4,6 - 1,1) \ln \frac{4,6 - 1,1}{4,6 - 1,1 - 3,35} - (4,6 + 1,1) \ln \frac{4,6 + 1,1}{4,6 + 1,1 - 3,35} \right] = 1,28 \text{ м}$$

принимаем $L_p=1,3$ м.

Развернутая длина отвода:

$$L_{om} = \frac{\pi}{2} R_0 = 1,57 \cdot 1,0 = 1,57 \text{ м.}$$

Длина трубопровода (за вычетом длины разгонного участка и отводов) составит примерно 115,5 м; число банок на этой длине будет $\frac{115,5}{l_a} = \frac{115,5}{2,3} \cong 50$

шт.

Считаем, что в каждый момент времени на разгонном участке и в отводе находится по одной банке.

Время разгона банки:

$$t_p = \frac{v_{mp}}{2g(f \cos \alpha \pm \sin \alpha)} \ln \frac{(v + v_{mp} - u_p)(v - v_{mp})}{(v - v_{mp} - u_p)(v + v_{mp})};$$

$$t_p = \frac{1,1}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,35} \ln \frac{(4,6 + 1,1 - 3,35)(4,6 - 1,1)}{(4,6 - 1,1 - 3,35)(4,6 + 1,1)} = 0,73 \text{ с.}$$

Потери давления при разгоне банке:

$$\Delta p_{zp} = \frac{m(v - v_{mp})}{S_m t_p} = \frac{0,1 \cdot (4,6 - 1,1)}{0,0045 \cdot 0,73} = 107 \text{ Па.}$$

Потери давления при движении банки на горизонтальном участке:

$$\Delta p_{z2} = \xi_z \frac{\rho v_{mp}^2}{2} = 121 \cdot \frac{1,1^2 \cdot 1,2}{2} = 88 \text{ Па.}$$

Относительная скорость воздуха v_0 при движении банки в горизонтальном отводе при торможении груза в отводе $\beta_m = 0,75$

$$v_0 = v - (v - v_{mp})\beta_m = 4,6 - (4,6 - 1,1) \cdot 0,75 \cong 2,0 \text{ м/с.}$$

Потери давления при движении банки в отводе:

$$\Delta p_{zo} = \xi_z \frac{\rho v_0^2}{2} = 121 \cdot \frac{2^2 \cdot 1,2}{2} = 290 \text{ Па.}$$

Общие потери давления при транспортировании банок:

$$\Delta p_{zo} = \Delta p_{zp} R_0 + \Delta p_{z2} n_b + \Delta p_{zo} n_{отв} = 107 \cdot 1,0 + 88 \cdot 50 + 290 \cdot 2 = 5087 \text{ Па.}$$

Полные потери давления в пневмосети:

$$\Delta p = k_3 (\Delta p_e + \Delta p'_e + \Delta p_z) = 1,15 \cdot (596 + 1000 + 5087) = 7685 \text{ Па,}$$

где $k_3 = 1,1 \dots 1,5$ – коэффициент запаса.

Потребный расход воздуха:

$$Q = 1,1 v S = 1,1 \cdot 4,6 \cdot 0,0052 = 0,026 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $S = \frac{\pi D}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,081}{4} = 0,0052 \text{ м}^2$ – внутреннее сечение трубы.

Принимаем ротационную газодувку типа 1А21 (см. приложение) с характеристикой:

частота вращения ротора - 1740 об/мин;

производительность по воздуху $Q = 118 \text{ м}^3/\text{ч}$;

избыточное давление $p = 50 \text{ кПа}$.

Потребная мощность электродвигателя:

$$N = 1,1 \frac{\Delta p Q}{1000 \eta_e \eta_{np}} = 1,1 \cdot \frac{7685 \cdot 0,026}{1000 \cdot 0,5 \cdot 0,98} = 0,45 \text{ кВт},$$

где $\eta_e = 0,5$ и $\eta_n = 0,98$ – КПД воздуходувной машины и привода.

Принимаем электродвигатель типа 4А80В6У3 с параметрами: мощность $N=1,1$ кВт; $n=920$ об/мин; $\frac{M_n}{M_H} = 2,0$; $\frac{M_{max}}{M_H} = 2,2$; маховой момент $GD^2 = 1,84 \cdot 10^{-2}$ кг·м² (см. приложение).

Выбор редуктора (или выбор и расчет ременной передачи) производится по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

11.2. Установки гидравлического транспорта

11.2.1. Общая характеристика и устройство установок гидравлического транспорта

Гидравлическим транспортом называется перемещение твёрдых частиц потоком жидкости.

Гидравлический транспорт подразделяется на самотёчный (*безнапорный*) и с естественным или искусственным напором (*напорный*).

Наиболее часто груз перемещается с помощью воды, такая смесь получила название «*пульпа*».

По сравнению с другими видами транспорта установки гидравлического транспорта обладают многими достоинствами, основными из которых являются: непрерывность транспортирования материалов на значительные расстояния; простота гидравлических установок; незначительные их размеры; удобство обслуживания; значительная производительность при малой трудоёмкости изготовления и технического обслуживания; возможность транспортирования грузов и материалов по трассам с любой искривленностью и в вертикальном положении; возможность автоматизации производственных процессов.

Вместе с тем, установкам гидравлического транспорта присущи и такие недостатки, как значительный расход энергии и воды, измельчение груза, абразивный износ гидрооборудования и др.

Установки гидравлического транспорта широко применяются в гидрошахтах при добыче полезного ископаемого, а также на обычных шахтах для закладки выработанного пространства, подачи породы в отвалы, на обогатительных фабриках для подачи как полезного ископаемого внутри предприятия, так и для удаления «хвостов» в отвалы. Этот вид транспорта широко применяется на открытых разработках (карьерах) при снятии верхнего слоя (вскрыши). В горнорудной отрасли гидротранспорт применяется для транспортирования руд цветных металлов на обогатительные фабрики.

Установка гидравлического транспорта классифицируется по следующим признакам:

по роду используемой энергии – «безнапорные» (самотечные), в которых транспортирование груза осуществляется под действием сил тяжести по открытому желобу, установленному под углом к горизонту (рис.11.18, а), «напорные» (с естественным – рис.11.18, б или искусственным напором рис. 11.18, в,г,д,е), когда груз (пульпа) движется по трубопроводу под давлением;

по способу создания искусственного напора:

- с помощью насоса (рис.11.18, в);
- с помощью насоса и питателя (рис.11.18, г);
- с гидроэлеватором (рис.11.18, д), в котором вакуум в загрузочной воронке и напор в трубопроводе создаёт струя воды;
- с эрлифтом (рис.11.18, е), в котором подъём груза на высоту H происходит в результате того, что в левую часть подают сжатый воздух и груз поднимается из-за разности веса аэрированной и загружаемой пульпы.

по величине напора – низконапорные (до 30...70 м. вод. ст.), среднего напора (70-160 м. вод. ст.), высоконапорные (до 400 м. вод. ст.);

по времени работы на одном месте – стационарные и передвижные.

Безнапорная (самотёчная) система (рис.11.18, а) проста по конструкции. Груз мелкой фракции поступает в открытый желоб из бункера и смешивается в желобе с водой, образуя пульпу, которая течет по желобу, имеющему уклон 0,02...0,06. В местах поворота трассы для устранения заторов и сообщения частицам груза дополнительной энергии устанавливаются дополнительные сопла, через которые подаётся вода. А в местах разветвления трассы для регулирования поступления груза в различные приёмники устанавливаются шиберы.

В гидротранспортной системе с естественным напором (рис.11.18, б) насыпной груз из бункера с помощью питателя подаётся в приемную часть трубопровода, который уносится потоком быстро движущейся во-

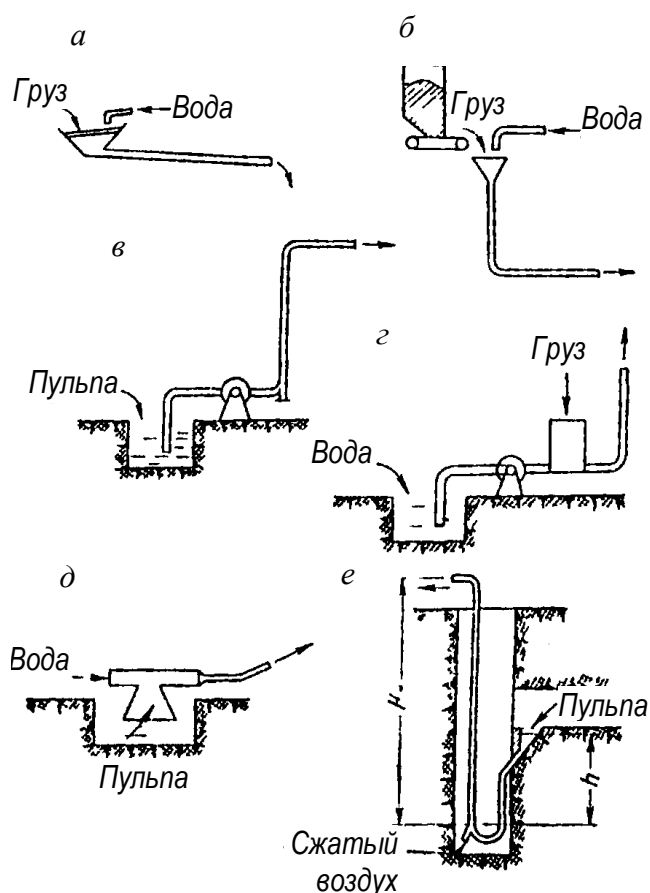


Рисунок 11.18 Принципиальная схема установок гидравлического транспорта

ды в направлении транспортирования.

В гидротранспортных системах, в которых напор создается насосом, может быть два варианта, когда насос подает готовую пульпу в направлении транспортирования (рис.11.18, в) или же насос подает чистую воду, создавая необходимый напор, а насыпной груз подается питателем в трубопровод в удобном для этого месте (рис.11.18, з).

В напорных гидротранспортных установках для подъема грузов из бункеров применяют обычные насосы для чистой воды, в том числе водоструйные насосы (гидроэлеваторы) – рис.11.18, д.

Насосные установки с питателями для подъема угля с больших глубин имеют производительность до $60 \text{ м}^3/\text{ч}$ при высоте подъема до 500 м и крупности кусков до 100 мм.

На угольных шахтах с обычной технологией применяют гидротранспортные установки для закладки материалов в выработанное пространство. При этом производительность по породе до $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре 200 мм крупности кусков до 50 мм. При подаче породы в отвал ее предварительно дробят, производительность установок до $1600 \text{ м}^3/\text{ч}$ при длине транспортирования до 10 км и крупности кусков до 100 мм.

На гидрошахтах транспортирование горной массы, добытой с помощью гидромонитора, осуществляют по желобам или закрытым трубопроводам по схеме, представленной на рис 11.19.

Согласно схеме выработка размывается гидромонитором 2, разрушаемая горная масса транспортируется по желобу 1 самотеком. Желоб может быть закрытым, если он установлен под углом до 20° , так как в противном случае пульпа выбрасывается за борт. Между забоем и гидромонитором для направленного попадания пульпы в желоб устанавливается щит 3.

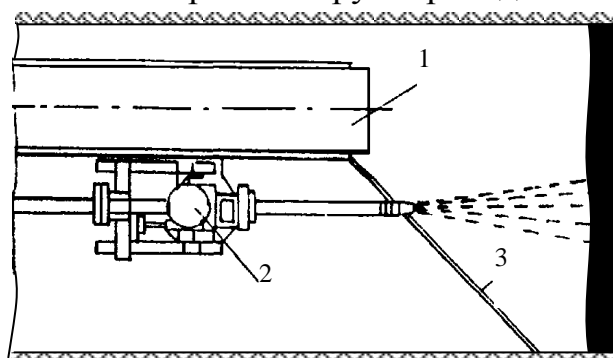


Рисунок 11.19. Схема призабойного гидротранспорта

На обогатительных фабриках в основном применяются гидротранспортные установки с пульпонасосом для удаления «хвостов» в отвалы, производительность установок до $500 \text{ м}^3/\text{ч}$ при длине трубопровода до 8 км и его диаметре до 1200 мм при крупности частиц до 3 мм. Для транспортирования концентрата к потребителю гидротранспортные установки имеют производительность по углю до 250 т/ч при длине транспортирования до 200 км и диаметре частиц до 0,3 мм.

На карьерах применяют следующие типы установок: самотечные – для подачи отбитой гидромонитором горной массы к зумпфу напорных гидроустановок; установки с землесосами для вскрытия месторождений (производитель-

ность до 14000 м³/ч, длина транспортирования до 6 км, крупность частиц до 50 мм, диаметры труб до 900 мм).

Для гидротранспортных установок с искусственным напором в качестве пульповода используются отрезки цельнотянутых или сварных труб длиной 2...6 м и диаметром 100...600 мм, которые соединяют с помощью фланцев или быстроразъемных соединений. Для уменьшения износа внутреннюю поверхность труб покрывают литым базальтом или листовой резиной. Современный трубопровод гидротранспортной установки должен быть оснащен задвижками, обратными клапанами и гасителями гидроударов. Через каждые 50...100 м в трубопроводе устраивают люки для ликвидации пробок, а также «вантузы» - устройства для выпуска скопившегося в магистрали воздуха.

К основным частям установок гидравлического транспорта относятся желоба, трубы и элементы трубопроводов, гидроэлеваторы, пульпонасосы, питатели.

Желоба. Для транспортирования грузов в жидкой среде применяют желоба (лотки) полукруглого и трапецеидального сечения, изготавливаемые из стальных листов толщиной 3-4 мм, причем для кусковых материалов по соображению наименьшего износа днища применяют желоба трапецеидального сечения с размерами, представленными в табл.11.3.

Таблица 11.3

Размеры желобов трапецеидального сечения

Вес, кг	Размеры, мм			Длина, мм	Пропускная способность, м ³ /ч
	высота	ширина	ширина днища		
42,2	300	380	300	1500	200-300
55,8	300	500	400	1600	500-600
60,9	300	650	550	1500	1000-1200

Для обеспечения наименьших сопротивлений при транспортировании песка и глинистых материалов применяют полукруглые лотки.

Форма желобов и взаимное расположение зумпфа и насосов представлены в табл. 11.4.

Укладывают желоба внахлестку на почву выработок и стыкуют с помощью костылей и проушин, привариваемых к боковым стенкам желобов с наружной стороны.

Трубы и элементы трубопровода.

В системах гидравлического транспорта применяются трубы:

для самотечного транспорта - трубы стальные электросварные ГОСТ 10704-76 (табл.11.5);

для напорного гидротранспорта - бесшовные горячекатаные трубы ГОСТ 8732-70 (табл.11.6).

Таблица 11.4

Форма желобов и расположение зумпфа и насосов

Наименование	Схема сборки		Последствия неправильной сборки
	правильно	неправильно	
Устройство – форма желобов			Возрастает возможность заиливания, перелив
Взаимное расположение зумпфов и насосов			Частые отказы насосов из-за потери вакуума – аварийные остановки. Затруднённый запуск насоса.

Таблица 11.5

Характеристика сварных труб длиной более 5 м

Наружный диаметр	Толщина стенки, мм	Масса 1 м длины, кг
245	4	23,8
299	4	29,1
350	4	34,2
426	5	51,9
530	5	64,7
630	5	77,1

Таблица 11.6

Характеристика труб (бесшовных)

Наружный диаметр, мм	Масса 1 м длины трубы (кг)					
	при толщине стенки, мм					
	9	10	11	12	13	14
219	46,6	51,5	56,4	61,3	66,0	70,8
273	58,6	64,9	71,1	77,2	83,4	89,4
325	70,1	77,1	85,2	92,6	100,0	107,4
377	81,7	90,5	99,3	108,0	117,0	125,3
426	92,6	102,6	112,6	122,5	132,4	142,3

В практике работы обогатительных фабрик напорного гидротранспорта хвостов, продуктов и концентрата принимают как стальные, так и чугунные и асбестоцементные трубы.

Трубопроводы соединяются с помощью сварки или быстроразъемных соединений (рис.11.20).

Трубопроводы устанавливаются на опорах и рассчитываются на усилия, возникающие при температурных деформациях. Опоры и подвески не следует располагать под стыками труб.

Допустимый средний пролет (L_{cp}) между опорами или подвесками определяется по формуле:

$$L_{cp} = \sqrt{\frac{\left(R - \frac{PD_n}{4S''}\right) \omega' mg}{8,33q_{расч}}}, \quad (11.47)$$

где R – расчетное сопротивление стали (Н/см^2) по пределу текучести; P – расчетное давление в трубопроводе, Н/см^2 ; D_n – наружный диаметр трубы, см; S'' – толщина стенки трубы, см; m – коэффициент условия работы, принимаемым равным 0,8; $q_{расч}$ – вес 1 м трубы с водой (пульпой), Н; ω' – момент сопротивления поперечного сечения трубы, см^3 ; g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

$$\omega' = \frac{0,1(D_n^4 - D_{вн}^4)}{D_n}, \quad (11.48)$$

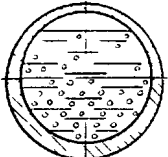
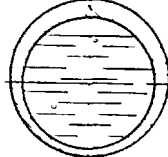
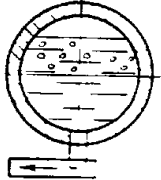
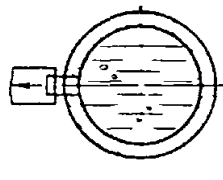
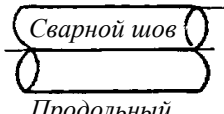
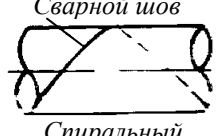
где $D_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, см.

Крайние пролеты трубопровода ($L_{кр}$) следует принимать равными $L_{кр} = 0,8L_{cp}$.

Рациональное использование материала труб при обеспечении минимального их износа представлено в табл. 11.7.

Таблица 11.7

Рациональное использование материала труб

Наименование	Схема сборки		Последствия неправильной сборки
	Правильно	Неправильно	
Рациональное использование материала трубы при абразивном износе			В процессе работы трубопровода для более полного использования материала трубы и увеличения срока службы трубы ее следует поворачивать на угол до 120°
Конструктивное решение по устройству слева транспортируемой гидросмеси			Устройство слива снизу весьма эффективно при транспортировании хвостов для намыва дамбы и хвостохранилища
Выбор стальных электросварных труб для напорных ставов	 Сварной шов Продольный	 Сварной шов Спиральный	При спиральном электросварном шве образуется винтовое движение песков, вызывающий ускоренный износ труб по стыку

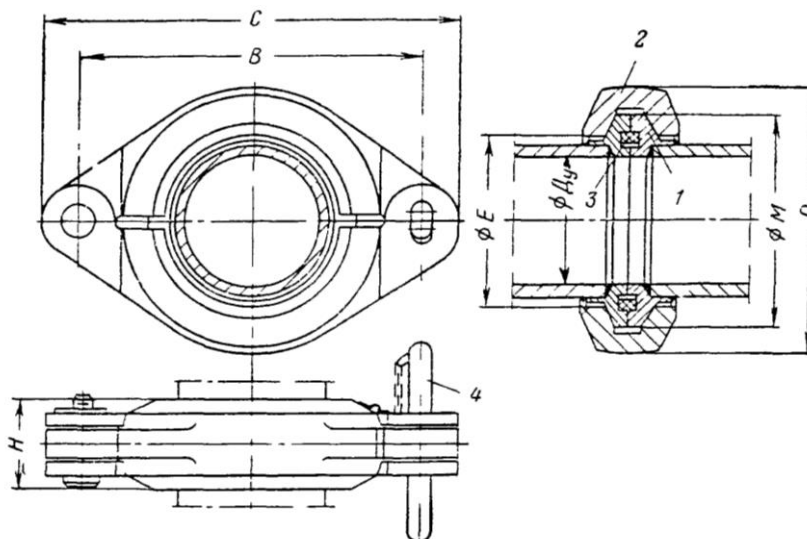


Рисунок 11.20. Быстроразъемное соединение

На магистральных участках по условию прочности, приемлемы трубы толщиной 5-6 мм, но для обеспечения необходимой долговечности из-за больших износов их толщину приходится увеличивать на 4...6 мм.

Длины звеньев труб с учетом удобства их транспортирования к месту использования принимают 8 м для карьеров и 4-6 м для подземных выработок.

Сборка и разборка трубопроводов в сложных условиях эксплуатации облегчается при применении быстроразъемных соединений, состоящих из двух фланцев 1 с кольцевой прорезью и быстроразъемного хомута 2 с клиновым замком 4. Соединение труб уплотняется резиновой прокладкой 3 под действием напорного потока в трубе.

В табл. 11.8 даны основные размеры быстроразъемных соединений для различных диаметров труб.

Таблица 11.8

Характеристика быстроразъемных соединений

D _y , мм	Размеры, мм						Масса, кг
	C	B	E	P	M	H	
100	286	240	114	188	160	56	6,0
125	321	275	113	223	195	56	10,0
150	349	296	168	243	215	56	12,4
200	413	355	219	297	265	60	16,8
250	458	410	273	352	320	60	25,0
300	590	524	325	444	400	84	50,5
350	644	578	377	498	450	86	58,0
400	694	628	426	548	500	86	69,0

Выпускаемые заводами быстроразъемные соединения применяются при работе для различных диаметров труб при рабочем давлении в трубопроводах до 15 МПа.

Для повышения износостойкости труб их внутренняя поверхность подвергается упрочнению закалкой токами высокой частоты или армированием базальтом и стальными вкладышами. Последнее значительно утяжеляет трубы и этот метод не нашел широкого применения.

Вспомогательное оборудование. При пуске в ход и регулировании работы транспортных систем широкое применение получили задвижки типа Лудло с выдвигным шпинделем диаметром от 200 до 400 мм, а также однодисковые задвижки, вентили и др. Шиберные задвижки диаметром более 400 мм имеют механический привод.

У нас и за границей в последнее время внедряют задвижки с выдвигным устройством, выполненным в виде резиновой износостойчивой оболочки (рис. 11.21), которые обеспечивают (по сравнению с шиберными задвижками) более плавное очертание местного сужения трубы, а резиновая оболочка препятствует проникновению твердых частиц в зазоры трущихся поверхностей.

Обязательным условием является то, что каждая гидротранспортная установка оборудуется обратным клапаном (рис. 11.22, а), который перед пуском открывают, а перед остановкой закрывают с помощью рукоятки.

Кроме того, устанавливают вантузы (рис. 11.22, б) – это небольших размеров полый резервуар, привариваемый к трубе и имеющий на выпускном патрубке кран для периодического выпуска воздуха.

Гидроэлеваторы – это так называемые струйные насосы (рис. 11.23), состоящие из насадка 2, через который подается напорная вода, которая выходя из насадка с большой скоростью создает в камере вакуум и пульпа засасывается через патрубок 1. Попадая в горловину 3, струя создает напор в нагнетательном трубопроводе 4.

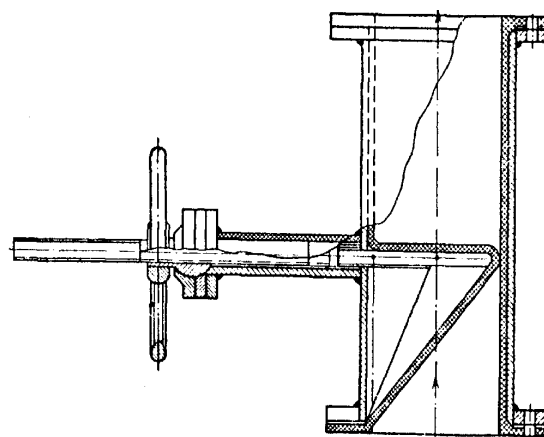


Рисунок 11.21 Задвижка с выдвигным устройством

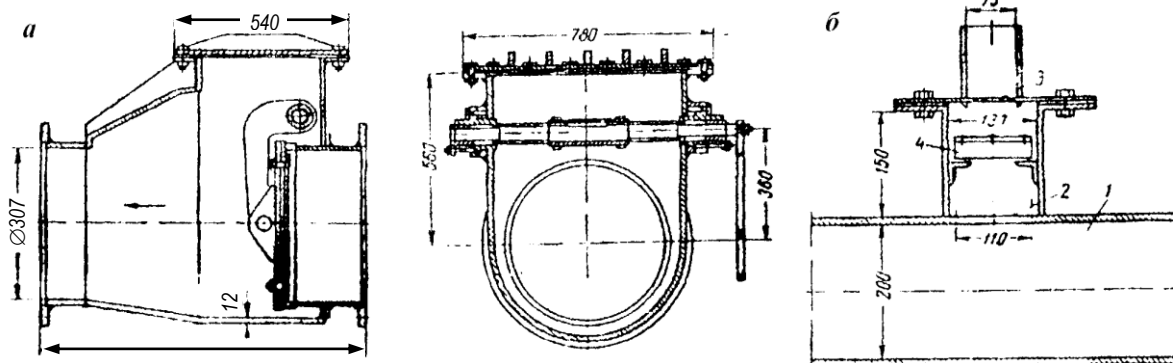


Рисунок 11.22. Гидротранспортная установка:
а – обратный клапан; б – вантуз

Гидроэлеваторы применяют при небольших расстояниях транспортирования и производительностях. Хотя они имеют низкий КПД (не более 0,20), в то же время они обладают рядом достоинств: отсутствие движущихся частей, нечувствительность к попаданию воздуха в трубопровод, способность пропускать крупные фракции груза, простота обслуживания, небольшие размеры и вес.

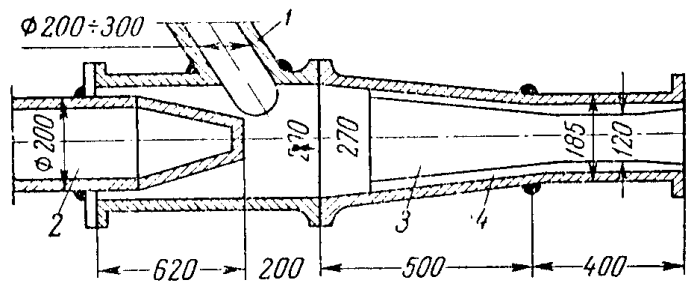


Рисунок 11.23 Гидроэлеватор

Насосы. Центробежные насосы. Конструкции центробежных насосов весьма разнообразны и по коэффициенту быстроходности (n_s) подразделяются на: тихоходные 30-80, нормальные 80-150, быстроходные 150-300, диагональные >300.

Центробежные насосы классифицируют по следующим признакам:

- по числу колес – одноколесные и многоколесные (у последних суммарный напор равен сумме напоров, создаваемых каждым колесом);
- по способу подвода воды к колесу – односторонние и двухсторонние;
- по создаваемому напору – низконапорные ($H=20$ м), средненапорные ($H=20\div 60$ м), высоконапорные ($H>60$ м);

Насосные станции для водоснабжения обогатительных фабрик комплектуют обычно центробежными одноступенчатыми насосами: консольными типа К (рис.11.24, а) производства Ереванского, Китайского и других насосных заводов и с двухсторонним входом в рабочее колесо типа НД (рис 11.24, б).

Песковые и грунтовые насосы.

На обогатительных фабриках для перекачивания пульпы применяют центробежные *песковые насосы*. Для этой цели Уфимский завод горного оборудования изготавливает песковые насосы типа ПБ.

В обозначение типоразмеров насосов входят: ПБ – песковые с боковым входом (всасом), С – сальниковые; цифры после буквенного обозначения – подача ($\text{м}^3/\text{ч}$), напор (м).

Насосы предназначены для перекачки пульпы с водородным показателем среды рН 6-8 и температурой до 60°C . В песковом насосе типа ПБ (рис. 11.25) гидросмесь поступает в подвод 5 и через отверстие диска подводится к рабочему колесу 1, которое закреплено на коническом конце вала 3.

Отвод 2, диск 4, подвод 5 и резиновые прокладки закрепляют в корпусе 11 с помощью прижимного кольца, состоящего из двух полуколец и шпилек. При этом подвод и отвод могут быть повернуты вокруг своей оси на любой угол в пределах верхней полуокружности для удобства присоединения к трубопроводам выходного и входного патрубков насоса.

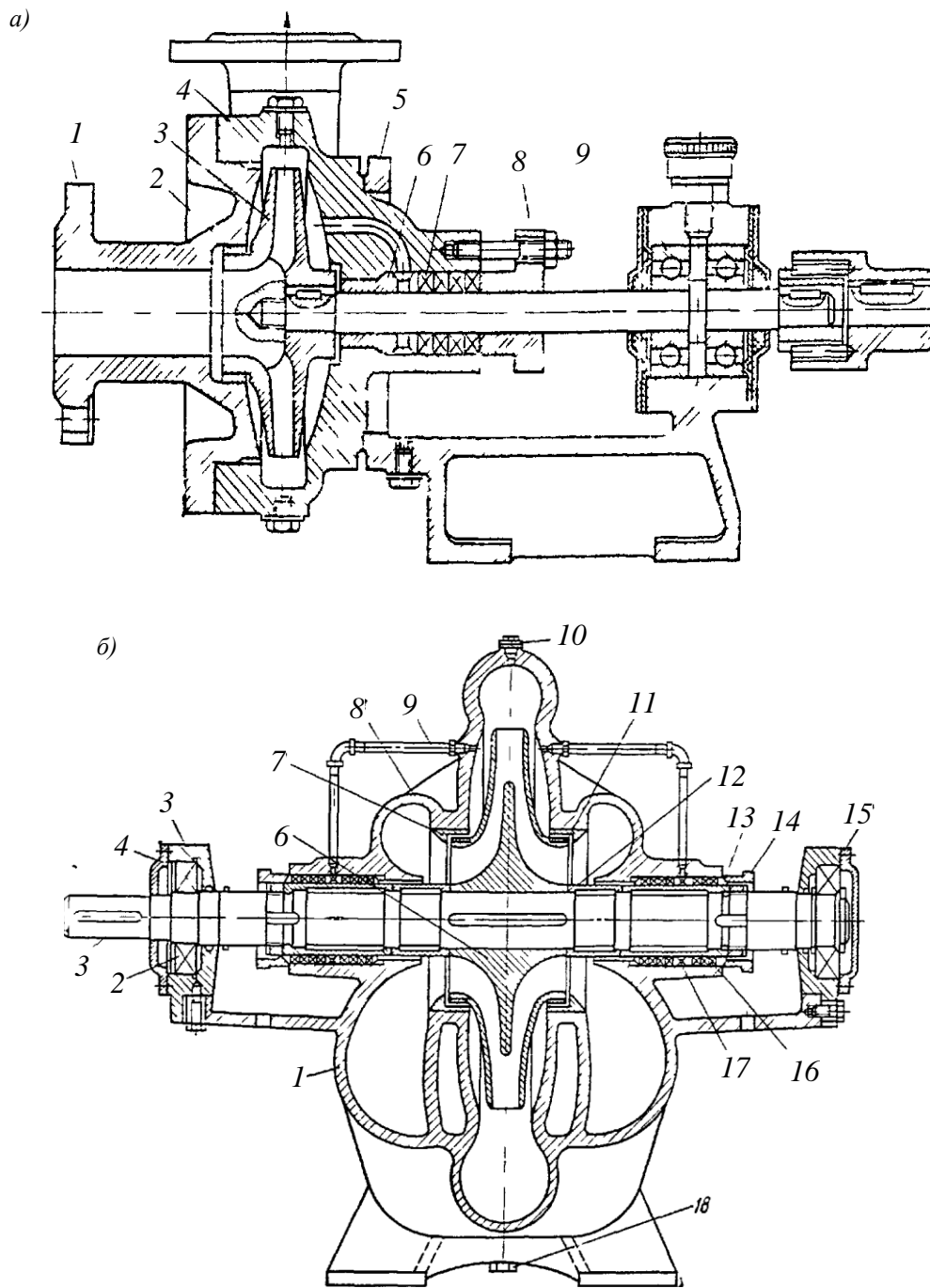


Рис. 11.24. Центробежный насос:

а – консольный с односторонним всасыванием: 1 – всасывающий патрубок; 2 – кольцо защитное; 3 – рабочее кольцо; 4 – корпус; 5 – кронштейн; 6 – втулка подшипника; 7 – сальниковое уплотнение; 8 – вал насоса; 9 – подшипники качения; 10, 11 – муфта сцепления. *б* – с двухсторонним всасыванием: 1 – корпус; 2 – подшипник; 3 – вал; 4 – крышка; 5 – корпус подшипника; 6 – рабочее колесо; 7 – лабиринтовое уплотнение; 8 – крышка насоса; 9 – трубопровод уплотнения; 10 – пробка заливная; 11 – ремонтное кольцо; 12-13 – втулка защитная; 14 – грунд-букса; 15 – крышка; 16 – сальниковая набивка; 17 – кольцо; 18 – пробка сливная.

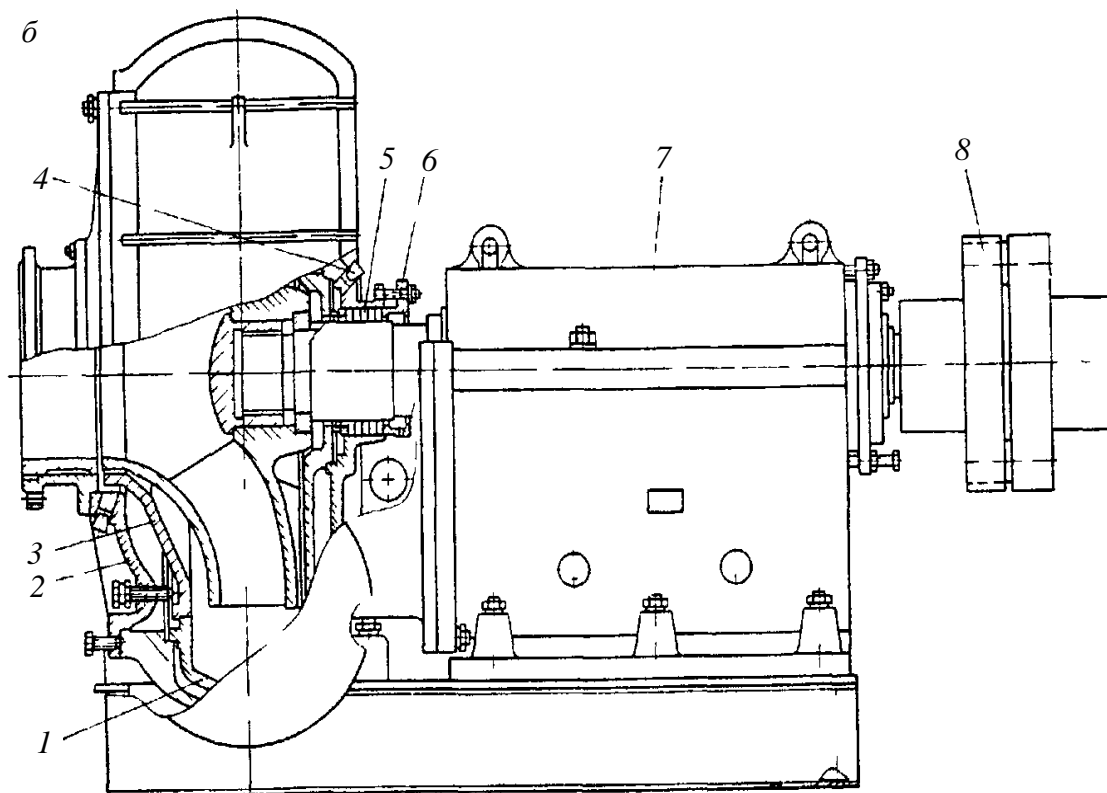
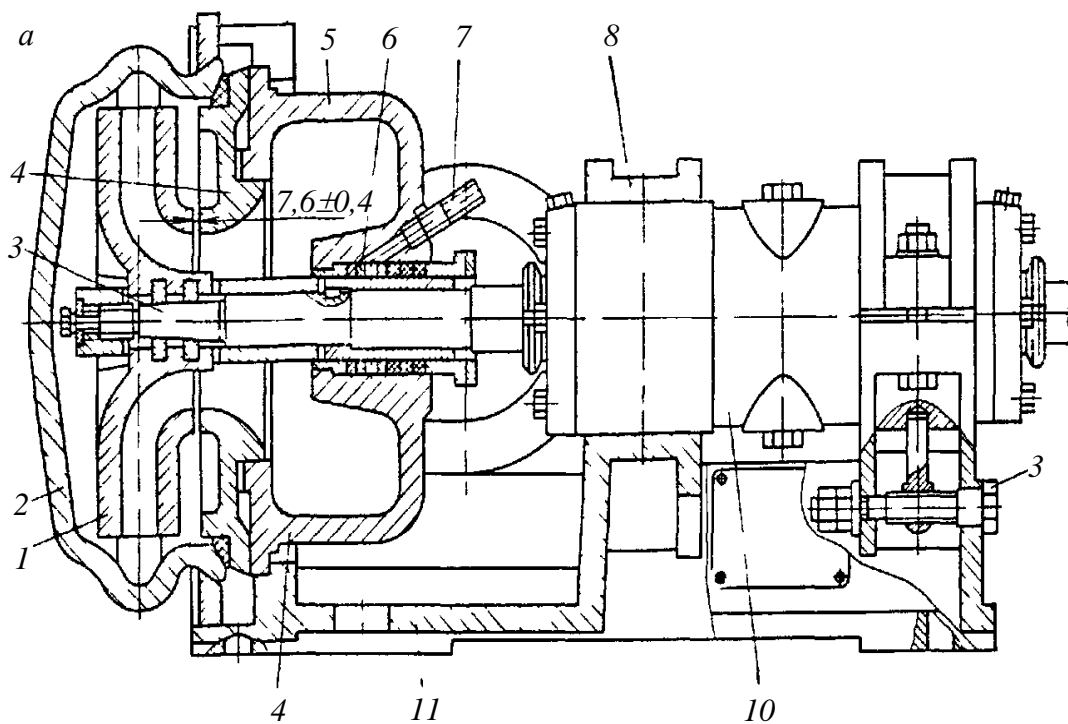


Рис. 11.25 Центробежные пусковые и грунтовые насосы:
а – песковый тип ПБ: 1 – рабочее колесо; 2 – отвод; 3 – вал насоса; 4 – диск; 5 – подвод пульпы; 6 – сальник; 7 – ниппель подвода воды; 8 – хомут; 9 – регулировочный болт; 10 – стакан; 11 – корпус. *б* – грунтовый типа Гру-4000/71: 1 – футеровка; 2 – футеровка крышки; 3 – рабочее колесо; 4 – подвод охлаждающей воды; 5 – сальниковая набивка; 6 – крышка; 7 – корпус; 8 – муфта.

Сальниковая набивка 6 поджимается разъемной крышкой. Через ниппель 7 и кольцо в сальник подается вода для охлаждения и смазывания трущихся деталей.

По конструкции и принципу действия *грунтовые насосы* аналогичны песковым насосам, но отличаются большей подачей и напором, а также конструкцией отдельных элементов.

При перекачке крупных песков (по наибольшему измерению 0,5 мм) следует применять детали проточной части насоса из легированных сплавов типа И4Х28Н2 или 300Х28Н2.

Углесосы. Насосы для взвесенесущих потоков в зависимости от вида транспортируемого материала получили наименования: углесосы, землесосы, рудососы и грунтовые насосы. В практике гидравлического транспортирования полезных ископаемых наибольшее применение получили углесосы.

Различают три вида углесосов: *самовсасывающие*, не требующие заливки корпуса углесоса перед его запуском; *консольные одноколесные*, требующие подачу подпорной воды со стороны задней крышки углесосов для разгрузки подшипников от осевого давления; *двухколесные высоконапорные*, разгруженные от осевого давления.

Углесос 8УСП-2 (рис.11.26) в отличие от других углесосов является самовсасывающим и предназначен для откачки угольной или породной гидросмеси непосредственно из забоя (без специального зумпфа) при проведении работ с обратным уклоном или горизонтальных, а также используется при вспомогательных процессах (чистке водосборников, зумпфовой части стволов и

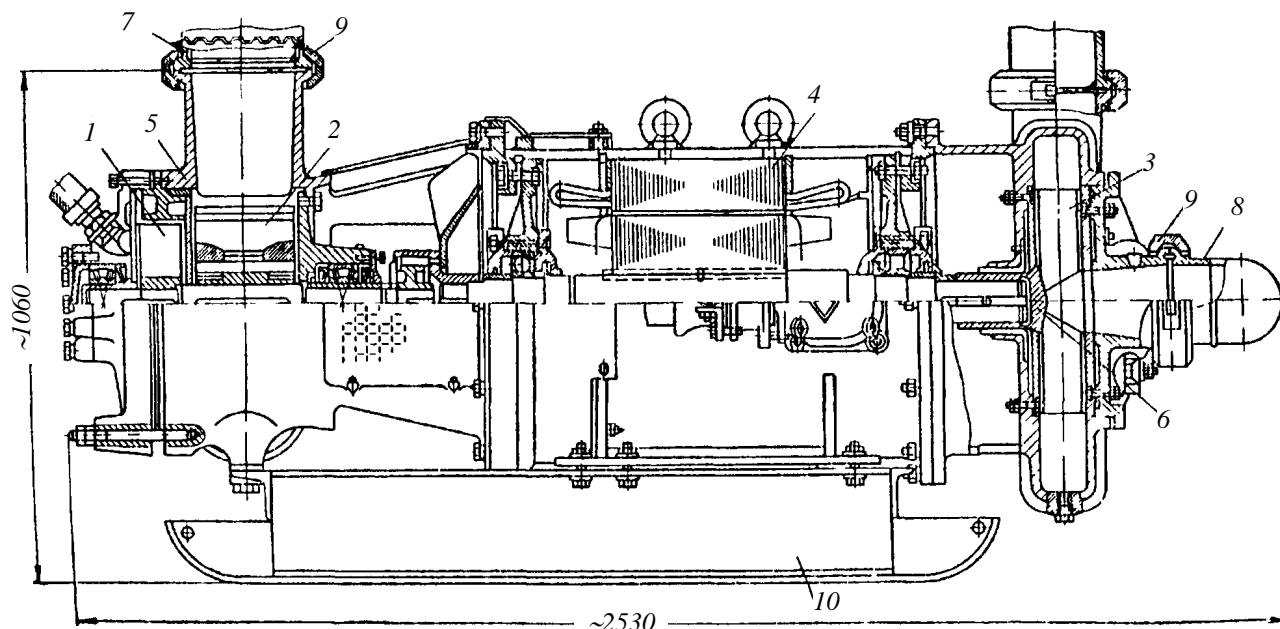


Рис 11.26. Углесосный агрегат 8УСП-2:

- 1 – вакуум-насос; 2 - дробилка; 3 – углесос; 4 – электродвигатель; 5 – корпус дробилки;
- 6 – колесо углесоса; 7 – всасывающая труба; 8 – обводная труба;
- 9 – быстроразъемные соединения; 10 – рама

т.д.). Это агрегат, состоящий из вакуум-насоса 1, дробилки 2, углесоса и электродвигателя 4.

Вакуум-насос водокольцевого типа смонтирован в одном корпусе с дробилкой, предназначен для постоянного откачивания воздуха из всасывающей трубы и корпуса дробилки при пуске агрегата и во время его работы. Дробилка молоткового типа с двумя молотками служит для дробления кусков угля и породы до размера 60-70 мм и для создания подпора на входе в рабочее колесо центробежного насоса. Углесос с открытым рабочим колесом работает последовательно с дробилкой и соединен с ней отводной трубой.

Все элементы углесоса 8УСП-2 смонтированы на общей раме, которая для удобства перемещения изготовлена в виде салазок.

Углесос 10У-4 (рис 11.27) представляет одноколесный, консольный центробежный насос с центральным всасыванием, предназначен для гидротранспортирования и гидроподъема (при небольших расходах и глубинах) угля и пород.

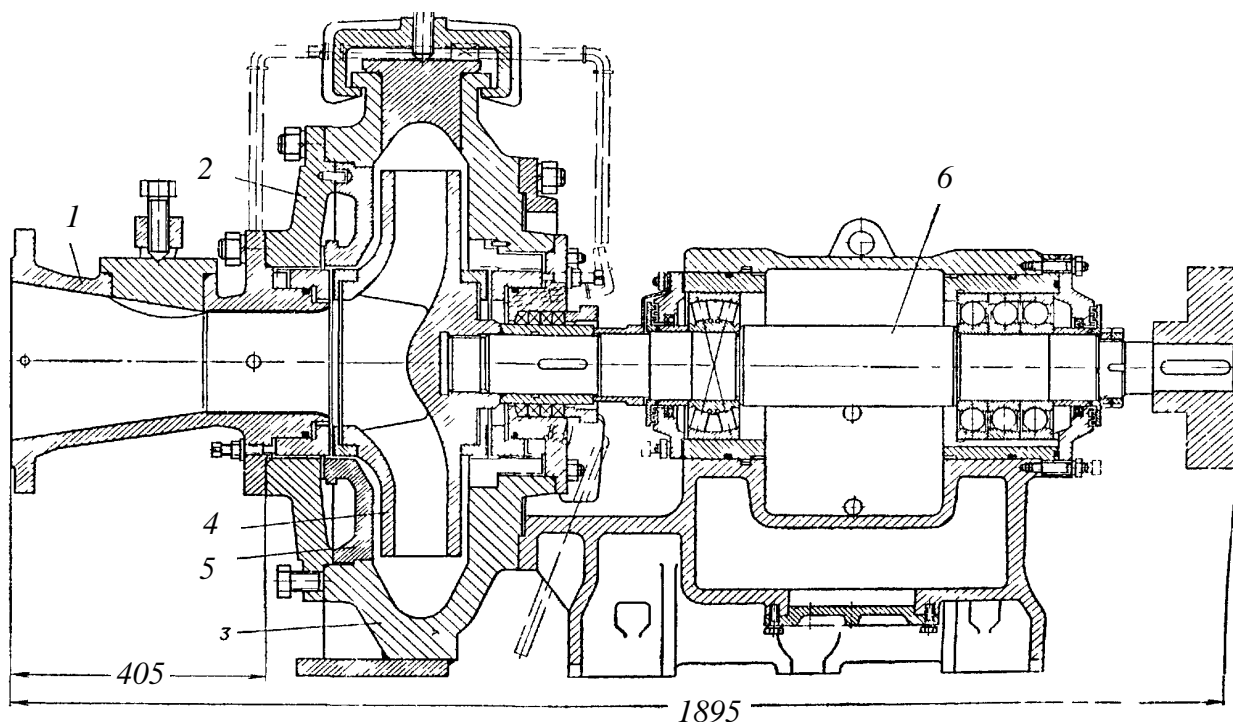


Рисунок 11.27 Углесос 10У-4:

1 – всасывающий патрубок; 2 – передняя крышка корпуса; 3 – корпус; 4 – колесо;
5 – бронедиск; 6 – вал

Углесос 14У-7 (рис 11.28) отличается от других углесосов консольного типа креплением рабочего колеса и наличием съемного кронштейна, позволяющего производить сборку и разборку углесоса без отсоединения всасывающего трубопровода, предназначен для гидротранспортирования и гидроподъема угля и породы.

Углесос 14У-4 в отличие от остальных одноколесных консольных насосов является высоконапорным и обладает большим осевым усилием. Ротор его

вращается на двух резиновых опорах, выполненных в виде сменных регулируемых вкладышей, смазываемых чистой водой, протекающей через щель гидравлической плиты, за счет которого достигается равновесие осевого усилия. Уплотняющий элемент изготовлен из пластин твердого сплава ВК, напаянных латунью. Для быстрой сборки и разборки корпус, крышка которого крепится клиньями, выполнен разъемным по вертикальной оси. Во всасывающем патрубке применен шнек с четырьмя лопатками.

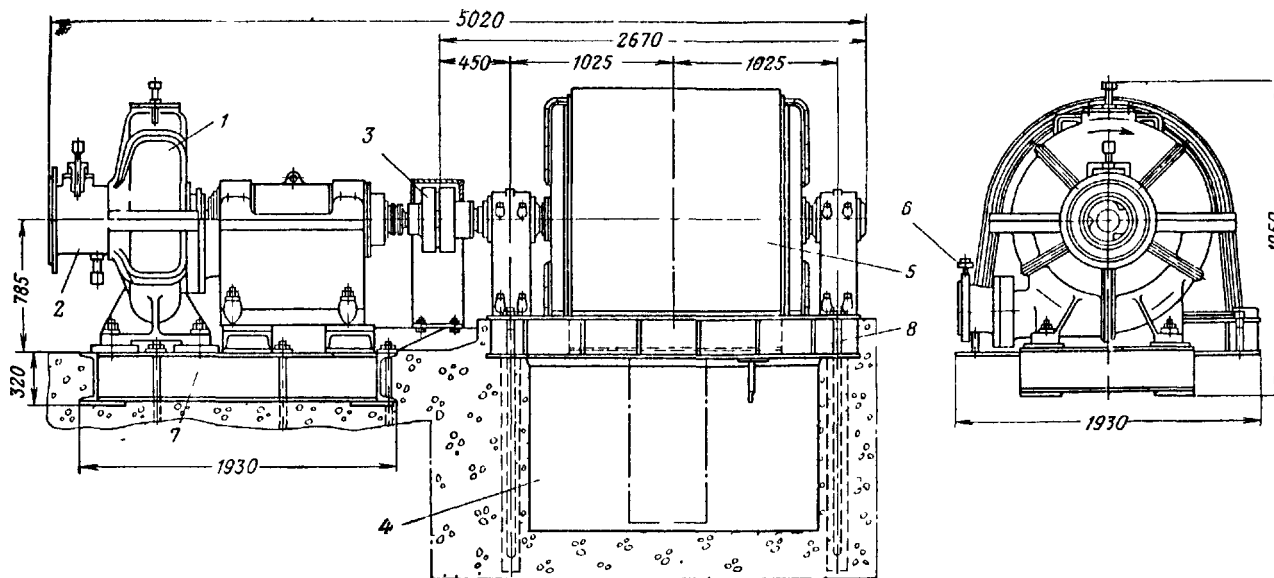


Рисунок 11.28 Общий вид установки углесоса 14У-7:

- 1 – углесос; 2 – всасывающий патрубок; 3 – соединительные муфты;
 4 – воздухообменный канал электродвигателя; 5 – электродвигатель;
 6 – нагнетательный патрубок; 7 и 8 – фундаментные рамы углесоса и электродвигателя

Углесос 16 УД-5 является высоконапорным одноколесным углесосом. Отличительной особенностью данного углесоса от всех предшествующих является применение на углесосе колеса двухстороннего всасывания, что обеспечивает практически разгрузку от осевых усилий.

Углесос 12 УВ-6×2 представляет собой двухколесный центробежный насос, разгруженный от осевых нагрузок за счет компоновки колес. Предназначен для гидроподъема и магистрального гидротранспортирования угля и породы. Может работать по спаренной схеме в одной камере.

Диафрагмовые насосы.

Уфимским машиностроительным заводом изготавливают два типоразмера диафрагменных насосов: 4ДВС×1 и 4ДВС×2 (рис.11.29). В обозначение входит: цифра 4 – условный диаметр всасывающего отверстия в мм, уменьшенный в 25 раз и округленный; ДВС – диафрагмовый всасывающий; цифры 1 и 2 – число насосных камер.

Диафрагмовые насосы предназначены для откачивания пульпы с содержанием в ней твердых частиц до 60%.

На обогатительных фабриках диафрагмовые насосы применяют в фильтровально-сгустительных отделениях при высоте всасывания не выше 4 м.

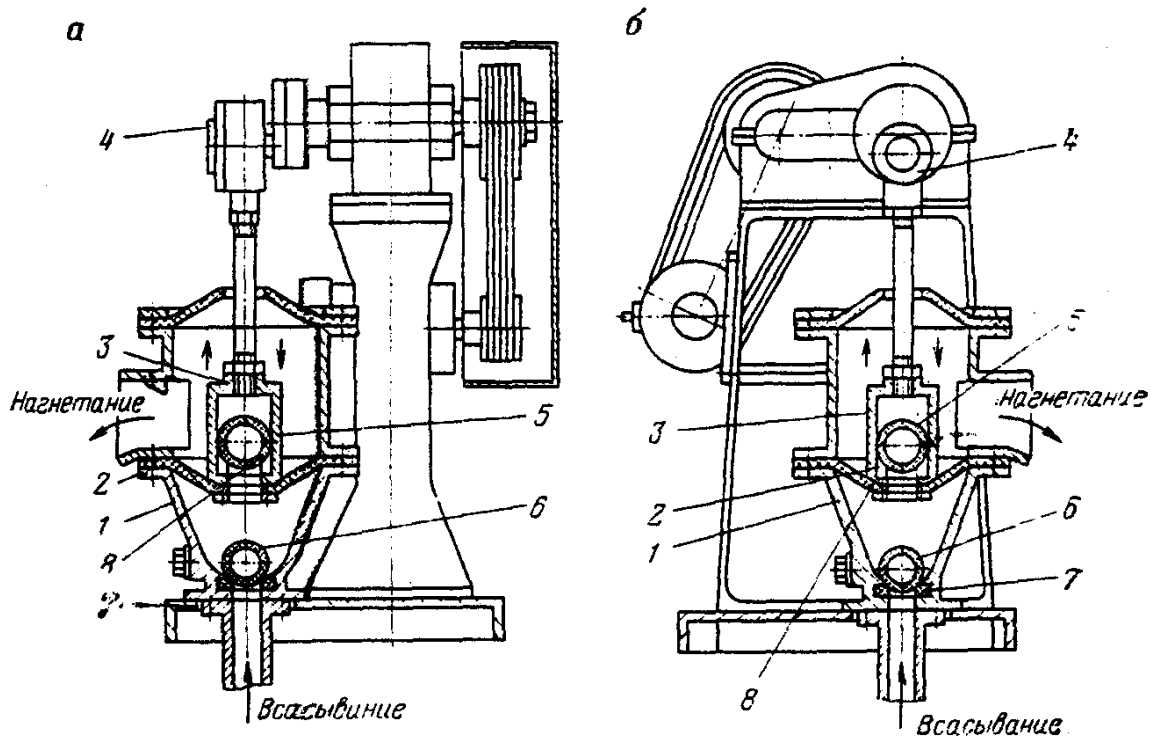


Рисунок 11.29 Насос диафрагмовый:

a – тип 4ДВС×1; *б* – тип 4ДВС×2; 1 – корпус; 2 – диафрагма; 3 – обойма; 4 – кривошип; 5, 6 – клапаны шаровые; 7, 8 – седла клапанов

Эрлифты

Эрлифты применяют для периодического перекачивания пульпы, откачки скопления дренажных вод (переливов) и в суспензионных сепараторах. Эрлифты, применяемые на обогатительных фабриках, характеризуются небольшой длиной подъемных труб, относительно высокой плотностью транспортируемых гидросмесей и значительными производительностями.

Для расчета глубины погружения (H_n) обычно используют таблицы, составленные по статистическим сведениям работающих эрлифтов:

H , м	До 40	40-75	90-120	120-180
H_n , %	70	60	55	45

Экономичность работы эрлифтов можно оценивать удельным объемным ($V_{y\delta}$) расходом воздуха (1 л воздуха на 1 л жидкости). Эта величина зависит в основном от высоты подачи:

H , м	15	30	50	60
$V_{y\delta}$, л/л	2	3,5	5,6	8,5

Удельный расход воздуха увеличивается с увеличением содержания твердого в перекачиваемой пульпе.

Непосредственные измерения, проведенные на установках с эрлифтами, показывают, что их общий КПД колеблется в пределах 0,2-0,36.

11.2.2. Расчет и проектирование гидравлического транспорта*

А. Расчет самотечного безнапорного пульпопровода.

а) Общие указания и входные данные для расчета

Безнапорные пульпопроводы широко применяются на угольных и рудообогатительных фабриках для гидротранспортирования твердого материала (необогащенного продукта, концентрата, хвостов обогащения (см. рис. 11.30)).

При безнапорном гидротранспорте перемещение потока гидросмеси происходит за счет разницы уровней между начальным и конечным пунктом транспортирования (H).

Для сооружения пульпопроводов применяются трубы и желоба, при этом для труб иногда безнапорный поток может стать напорным, если отсутствует свободная поверхность потока.

В практике инженерных расчетов наиболее часто встречается три типа задач:

- при заданных расходе и уклоне пульпопровода определяют размеры поперечного сечения канала транспортирования;
- при заданных расходе гидросмеси и размерах поперечного сечения канала определяют необходимый уклон русла;
- при заданных уклоне русла и поперечному сечению канала определяют пропускную способность (расход гидросмеси) пульпопровода.

Задача расчета безнапорного гидротранспорта, в первую очередь, сводится к определению необходимого уклона пульпопровода и его поперечных размеров по заданному расходу твердого $Q_{\text{тв}}$, необходимому расходу воды (отно-

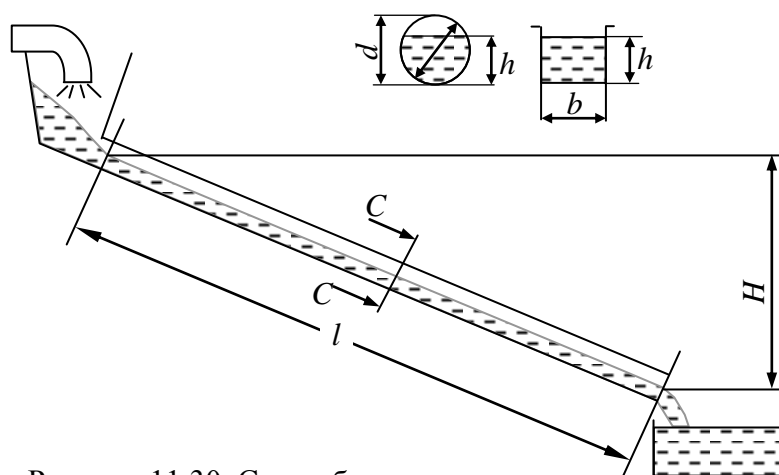


Рисунок 11.30 Схема безнапорного трубопровода

* Принимал участие в подготовке инж. Буланов А.С.

шения объема воды к объему твердого Ж/Т) и физико-механических характеристик транспортируемого материала.

Наиболее часто применяются пульпопроводы круглого и прямоугольного сечений. Для изготовления пульпопровода круглого сечения используются стальные трубы по ГОСТ 8732-88 и ГОСТ 10704, которые соединяются с помощью фланцев, изготавливаемых по ГОСТ 12807, 12828, 12829, 12833, 12835. Толщина стенки труб определяется необходимостью обеспечения заданной их долговечности при известной скорости абразивного износа и прочности.

В трубопроводе, находящемся на опорах, возникают напряжения изгиба, величина которых зависит от расстояния между опорами, веса труб и пульпы. Для повышения долговечности трубы пульпопровод периодически поворачивают на 90°. Ширину желоба принимают кратной 50 мм.

б) Входные данные:

- разница геодезических высот начала и конца трубопровода, H ;
- длина трубопровода, l ;
- среднечасовой расход твердого материала, Q_{mt} ;
- плотность твердого материала, ρ_m ;
- плотность используемой жидкости, ρ_0 ;
- размер частиц твердого материала, d_m ;
- массовая консистенция, Т/Ж;
- коэффициент часовой неравномерности расхода пульпы, k_m (принимается $k_m=1,2\dots 1,5$);
- срок эксплуатации трубопровода, $T_э$ (10...20 лет);
- скорость износа (абразивного и коррозионного) стенки трубы, v_u .

в) Методика расчета

Необходимая скорость (расход) гидросмеси при расчетном значении размеров канала определяются по преобразованной для гидросмеси формуле Шези:

$$v_{см} = C_{см} \sqrt{Ri} \text{ или } Q_{см.расч} = \omega C_m \sqrt{Ri}, \quad (11.49)$$

где $C_{см}$ – коэффициент Шези для гидросмеси; $i = \frac{H}{l}$ – гидравлический уклон канала; ω – живое сечение потока гидросмеси, м²; $Q_{см.расч}$ – расчетный (требуемый) расход гидросмеси, м³/с; R – гидравлический радиус, м.

$$Q_{см.расч} = k_m \left(\frac{Q_{mt}}{3600\rho_m} + \frac{Q_{mt}}{3600\rho_0} \cdot \frac{Ж}{Т} \right); \quad (11.50)$$

$$C_{см} = C_0 \sqrt{\frac{\lambda_0}{\lambda_{см}}}, \quad (11.51)$$

где C_0 – коэффициент Шези при истечении чистой воды для стальных труб и желобов, его можно определить по зависимости:

$$C_0 = 66,67R^{0,166}; \quad (11.52)$$

λ_0 – коэффициент Дарси при истечении чистой воды для стальных труб и желобов, определяется по зависимости Ф.А. Шеверева:

$$\lambda_0 = \frac{0,021}{D_э^{0,3}}, \quad (11.53)$$

$\lambda_{см}$ – коэффициент Дарси при истечении гидросмеси; $D_э$ – эквивалентный диаметр канала (трубопровода),

$$D_э = 4R, \quad (11.54)$$

где $R = \frac{\omega}{\chi}$ – гидравлический радиус; ω - площадь живого сечения канала (трубопровода); χ – смоченный периметр канала (трубопровода).

Определение площади живого сечения осуществляется следующим образом. Пульпопроводы круглого сечения рекомендуется рассчитывать из условия степени их заполнения, равной $\frac{h}{d} = 0,75$. Объясняется это тем, что при меньшей

степени заполнения получается перерасход металла по трубопроводу. При $\frac{h}{d} > 0,75$ появляется опасность полного заполнения сечения пульпопровода и превращения его в напорный с утратой достоинств безнапорного пульпопровода.

Определение площади живого сечения ω , смоченного периметра χ , гидравлического радиуса R в трубах осуществляется по зависимостям, приведенным в табл. 11.9 для оптимального и отличного от оптимального заполнения канала $\frac{h}{d} = 0,25; 0,5; 0,75; 1,0$.

Таблица 11.9

Расчет параметров живого сечения потока

$\frac{h}{d}$ (труба)	0,25	0,5	0,75	1,0
ω_k, M^2	$0,234d^2$	$\frac{\pi d^2}{8} = 0,392d^2$	$0,632d^2$	$0,785d^2$
χ_k, M	$\frac{1}{3}\pi d = 1,05d$	$\frac{1}{2}\pi d = 1,57d$	$\frac{2}{3}\pi d = 2,1d$	$3,14d$
R_k, M	$0,15d$	$0,25d$	$0,302d$	$0,25d$

Определение тех же параметров (ω , χ , R) в желобах прямоугольного сечения осуществляется по зависимостям, приведенным в табл. 11.10 для оптимального и отличного от оптимального заполнения канала $\frac{h}{b} = 0,1; 0,25; 0,5; 0,75$.

Таблица 11.10

Расчет параметров живого сечения потока

$\frac{h}{b}$ (желоб)	0,1	0,25	0,5	0,75
$\chi_{жс}$, м	$1,2b$	$1,5b$	$2b$	$2,5b$
$\omega_{жс}$, м ²	$0,1b^2$	$0,25b^2$	$0,5b^2$	$0,75b^2$
$R_{жс}$, м	$0,08b$	$0,157b$	$0,25b$	$0,5b$

Желоба (табл. 11.10) имеют днище и две боковые стенки, расположенные под углом 90° к днищу. Живое сечение желоба рекомендуется рассчитывать из условий оптимального заполнения $\left(\frac{h}{b} = 0,5\right)$.

Коэффициент Дарси для гидросмеси

$$\lambda_{см} = \lambda_0 + \frac{v_{кр}}{v} \left(\frac{T}{T + \mathcal{J}} \right)^{0,8}, \quad (11.55)$$

где v – средняя скорость гидросмеси в канале, м/с

$$v = \frac{Q_{см.расч}}{\omega}, \quad (11.56)$$

$v_{кр}$ – критическая скорость гидросмеси. Согласно формуле А.П. Юфина

$$v_{кр} = 9,83 \sqrt[3]{D_3} \sqrt[4]{W} \left(\frac{\rho_{см}}{\rho_0} - 0,4 \right), \quad (11.57)$$

где W – гидравлическая крупность частиц, м/с; $\rho_{см}$, ρ_0 – плотность гидросмеси и воды соответственно, кг/м³;

$$\rho_{см} = \frac{T}{\frac{T}{\rho_m} + \frac{\mathcal{J}}{\rho_0}}.$$

Гидравлическая крупность W определяется по справочным таблицам или по следующим зависимостям:

- для частиц $d_m > 1,5$ мм

$$W = 0,092 \sqrt{d_m (\rho_m - \rho_0)}, \quad (11.58)$$

где 0,092 – коэффициент для угля и породы;

- для частиц $0,15 > d_m > 1,5$ мм

$$W = 29,36d_m^{0,83}; \quad (11.59)$$

- для частиц $d_m < 0,15$ мм

$$W = 450d_m^2(\rho_m - \rho_0). \quad (11.60)$$

Во всех зависимостях d_m принимается в метрах.

Критическая скорость гидросмеси в канале определяется по зависимости:

$$v_{см.кр} = 1,43D_э^{0,33}W^{0,25} \left(\frac{\rho_{см}}{\rho_в} - 0,4 \right) = LD_э^{0,33} = L\sqrt[3]{D_э}, \quad (11.61)$$

где

$$1,43W^{0,2} \left(\frac{\rho_{см}}{\rho_0} - 0,4 \right) = L - const. \quad (11.62)$$

Тогда (11.61) будет иметь вид

$$v_{см.кр} = L\sqrt[3]{R}. \quad (11.63)$$

Коэффициент Дарси для гидросмеси

$$\lambda_{см} = \lambda_в + \frac{v_{см.кр}}{v_{см.сп}} \left(\frac{1}{1 + \frac{Ж}{T}} \right)^{0,8} = \lambda_в + \frac{v_{см.кр}}{v_{см.сп}} M, \quad (11.64)$$

где

$$\left(\frac{1}{1 + \frac{Ж}{T}} \right)^{0,8} = M - const. \quad (11.65)$$

Коэффициент Шези

- для воды

$$C_в = \frac{1}{n} R^y = \frac{1}{0,015} R^{0,166} = 66,7 R^{0,166}, \quad (11.66)$$

где $n=0,015$ – коэффициент шероховатости стенки пульпопровода; $y=0,166$ – показатель степени гидравлического радиуса R .

- для гидросмеси

$$C_{см} = C_в \sqrt{\frac{\lambda_в}{\lambda_{см}}}. \quad (11.67)$$

Подставляя в формулу $v_{см.сп} = C_{см} \sqrt{Ri}$ выражения $\lambda_{см}$ и $C_{см}$ после преобразований получим уравнение

$$v_{см.ср} + \frac{M}{\lambda_{\epsilon}} v_{см.кр} v_{см.ср} - C_{\epsilon}^2 Ri = 0.$$

Решая это уравнение относительно скорости $v_{см.ср}$, получим формулу средней скорости смеси:

$$v_{см.ср} = \frac{1}{2} \frac{M}{\lambda_{\epsilon}} v_{см.кр} + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \frac{M v_{см.кр}^2}{\lambda_{\epsilon}} + C_{\epsilon} Ri} = -\frac{B}{2} \pm \sqrt{\frac{B^2}{4} + D}, \quad (11.68)$$

где $\frac{M}{\lambda_{\epsilon}} v_{см.кр} = B$; $C_{\epsilon} Ri = D - const$.

Соотношение между объемным расходом смеси $Q_{см.расч}$ и его средней скоростью $v_{см.ср}$ определяется зависимостью:

$$Q_{см.расч} = \omega v_{см.ср}. \quad (11.69)$$

Таким образом, гидросмесь движется под уклон со скоростью $v > 0$. В уравнении (11.68) знак «-» перед корнем не принимают во внимание, тогда

$$Q_{см} = \omega v = \omega \left(-\frac{B}{2} + \sqrt{\frac{B^2}{4} + D} \right). \quad (11.70)$$

Для определения размеров пульповода (d) или (b) необходимо рассчитать расход гидросмеси через трубопровод (желоб) с учетом уравнений (11.52), (11.53), (11.54), (11.55), (11.62), (11.65), (11.70), (табл. 11.9) при оптимальном заполнении русла $\omega = opt$. Как результат, необходимо получить зависимости $Q_{см} = f(d)$ или $Q_{см.расч} = f(b)$.

Для этого, задаваясь произвольными (например, 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5 метра) размерами d или b , вычисляют константы L , M , B , D и i при $\omega = opt$.

По результатам вычислений строятся зависимости $Q_{см} = f(d)$ или $Q_{см} = f(b)$ при оптимальном заполнении

русла $\left(\frac{h}{d} = 0,75; \frac{h}{b} = 0,5 \right)$.

На рис. 11.31 в качестве примера показана такая зависимость для трубы. Используя ее на оси Q_k откладываем расчетное значение расхода пульпы $Q_{расч}$ и по графической зависимости находим расчетное значение $d'_{расч}$.

По ГОСТ 8732-88 принимаем стальную трубу диаметром $d_{\phi} > d'_{расч}$, определив предварительно толщину стенки трубы с учетом срока ее эксплуатации и ежегодного износа.

При расчете ширины желоба принима-

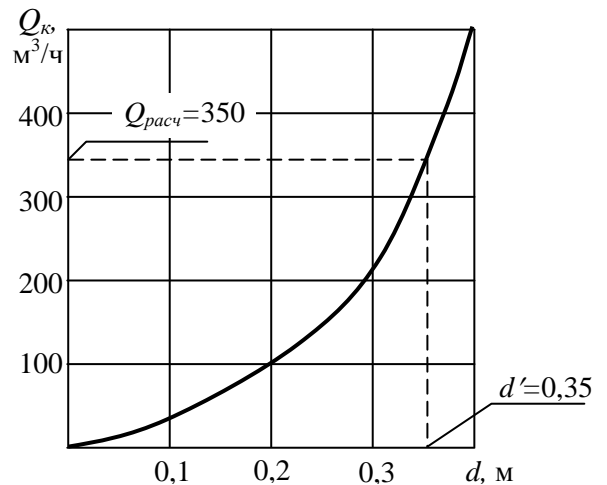


Рисунок 11.31 Зависимость $Q=f(d)$ при $i=const$

ем значение « b » кратное 50 мм таким образом, чтобы $b \geq b'$.

Проверка фактического заполнения сечения пульпопровода.

Для выбранных стандартных значений трубопровода или желоба определяется расход гидросмеси при разных степенях заполнения, используя уже известные зависимости, строится график зависимости $Q_k = f\left(\frac{h}{d}\right)$ или $Q_{жс} = f\left(\frac{h}{b}\right)$. Для $Q_{см,расч}$ определяется фактическое заполнение пульпопровода.

При этом должны выполняться следующие условия:

$$0,5 < \left(\frac{h}{d}\right)_ф \leq 0,75; \quad 0,35 < \left(\frac{h}{b}\right)_ф \leq 0,5. \quad (11.71)$$

Если условия (11.71) выполняются, расчет считается выполненным правильно и законченным. Если же условия (11.71) не выполняются, стоит изменить значения d и b и повторить расчет согласно методике.

На рис. 11.32 приведена зависимость $Q_k = f\left(\frac{h}{d}\right)$ для трубы.

По вертикальной оси откладывается $Q_{расч}$ и находится фактическое $\left(\frac{h}{d}\right)_ф$ или значение $h_ф$.

При правильно выполненном расчете $0,5 < \left(\frac{h}{d}\right)_ф \leq 0,75$ или $0,35 < h_ф \leq 0,56$, должно выполняться общее условие:

$$\frac{k_{з.опт} - k_{з.ф}}{k_{з.опт}} \cdot 100\% = (10...20)\%,$$

где $k_{з.опт}$, $k_{з.ф}$ – коэффициенты заполнения русла оптимальный и фактический соответственно.

Б. Расчет самотечного напорного пульпопровода.

а) Общие указания и входные данные для расчета

Напорные самотечные пульпопроводы широко применяются на угольно- и рудообогатительных фабриках для гидравлического транспорта твердого материала. В отличие от безнапорных пульпопроводов, в которых нет устройств

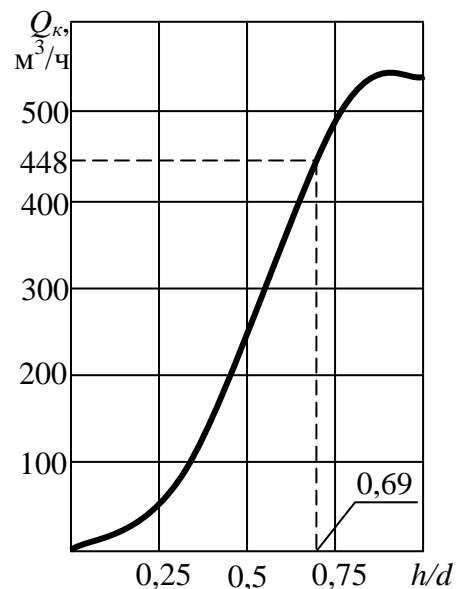


Рисунок 11.32 Пропускная способность безнапорного трубопровода

для регулирования расхода гидросмеси, напорные пульпопроводы оснащены регулируемыи заслонками (клапанами) для управления потоком.

Для сооружения напорных пульпопроводов используются стальные трубы по ГОСТ 8732-88, которые соединяются с помощью фланцев (ГОСТ 12827, 12828, 12829, 12833, 12835) или свариваются. Толщина стенки трубы определяется необходимостью обеспечения заданной долговечности при известной интенсивности износа (абразивного и коррозионного) и прочности. Схема установки приведена на рис. 11.33.

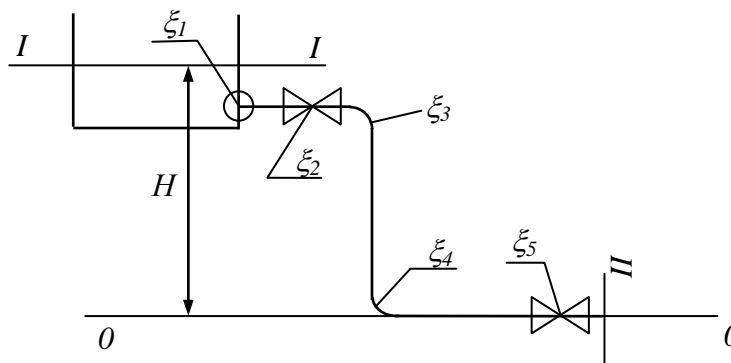


Рисунок 11.33 Схема самотечного пульпопровода

б) *Входные данные:*

- разница геодезических высот начала и конца трубопровода, H ;
- длина трубопровода, l ;
- местные сопротивления, ξ_1, ξ_2, ξ_3 и т.д.;
- среднечасовой массовый расход твердого материала $Q_{см}$;
- плотность твердого материала, ρ_m ;
- размер частиц твердого материала, d_m ;
- массовая консистенция, Т/Ж;
- коэффициент часовой неравномерности расхода пульпы по максимуму, k_m ;
- срок эксплуатации трубопровода, T_3 ;
- скорость износа (абразивного и коррозионного) стенки трубы, v_u .

в) *Методика расчета*

Для самотечного напорного пульпопровода энергия, накопленная в сечении I-I, расходуется на покрытие расходов по длине трубопровода, в местных сопротивлениях $H_{ном.1-2.см}$ и на образование скоростного напора, т.е.

$$H' = H_{ном.1-2.см} + \frac{\alpha v^2}{2g}, \quad (11.72)$$

где H' - расчетная разность геодезических высот начала и конца трубопровода.

Уравнение (11.72) в развернутом виде можно записать, как

$$H' = \left(\lambda_{см} \frac{l}{d} + \sum \xi + 1 \right) \left(\frac{4Q_{см.расч}}{\pi d^2} \right)^2 \frac{1}{2g}, \quad (11.73)$$

здесь $Q_{см.расч}$, $\lambda_{см}$ рассчитываются по уравнениям, приведенным выше. Предварительно определяются параметры L и M . По результатам вычислений строит-

ся зависимость $H' = f(d)$ при $Q = Q_{см.расч}$ (рис. 11.34). По графику для $H' = H$ выбирается расчетный трубопровод d' , потом по ГОСТ 8732-88 принимается стандартный трубопровод $d_{см}$.

Для определения фактического расхода гидросмеси строится график характеристики трубопровода по зависимости $H' = aQ^2$. При этом, для $Q_{расч}$ и соответствующего расхода $H_{ном}$ по уравнению (11.50) определяется сопротивление трубопровода по формуле

$$a = \frac{H_{ном}}{Q_{расч}^2},$$

тогда

$$H' = H_{ном} \left(\frac{Q}{Q_{расч}} \right)^2.$$

Для различных значений Q при постоянном внутреннем диаметре стандартной трубы d , соответственно с ГОСТ 8732-88, рассчитывается расход H' в сети для $Q \approx 0,4Q_{расч}$; $Q \approx 0,8Q_{расч}$; $Q = Q_{расч}$; $Q \approx 1,2Q_{расч}$. По этим данным строится график $H' = f(Q_{расч})$. На рис. 11.35, как пример, приведена графическая зависимость $H' = f(Q'_{расч})$, где $Q'_{расч} = Q$.

На оси H' откладывается значение $H' = H$ и по графической зависимости находится соответствующее значение $Q'_{расч} = Q_{ф}$ (фактическое значение расхода гидросмеси).

При этом должно выполняться одно из условий:

$$0,95H' \leq H \leq 1,2H' \quad \text{или} \quad 0,95d^{0,25} \leq d_{см}^{0,25} \leq 1,2d^{0,25}.$$

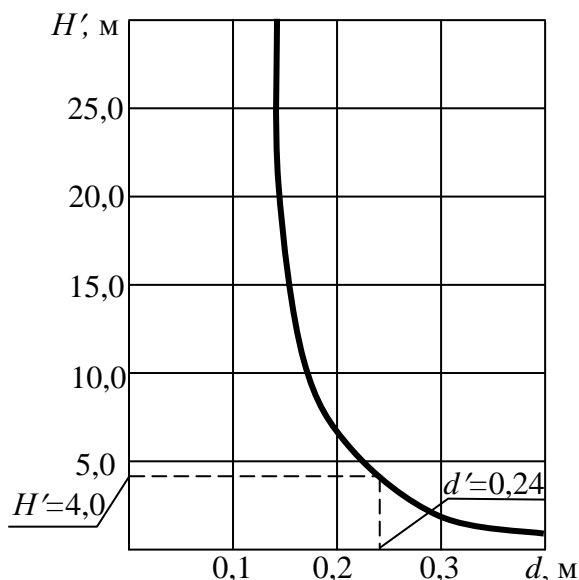


Рисунок 11.34 Зависимость $H' = f(d)$

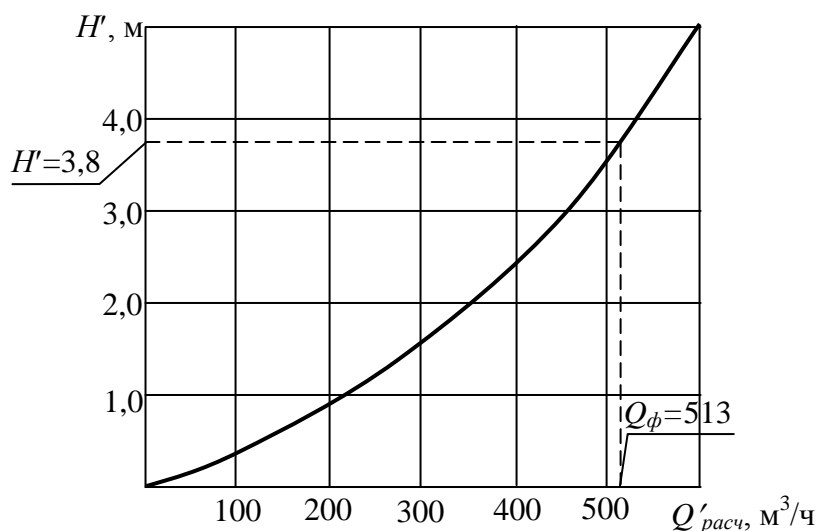


Рисунок 11.35 Определение фактического расхода гидросмеси

11.2.3. Пример расчета самотечного безнапорного пульпопровода

Задание для расчета – определить параметры безнапорного пульпопровода круглого или прямоугольного сечения по следующим исходным данным: длина пульпопровода $l=500$ м; разность высот $H=25$ м; среднечасовой расход твердого (шлама) $Q_{m.T}=39,8$ кг/с; плотность твердого (шлама) $\rho_m=1720$ кг/м³; плотность воды $\rho_v=1000$ кг/м³; размер частиц 0,3 мм (0,0003 м); массовая консистенция $T/\mathcal{K}=0,5$ или $\mathcal{K}/T=2$; коэффициент неравномерности расхода $k_n=2,5$; время эксплуатации пульпопровода $T=10-25$ лет; скорость износа стенок пульпопровода $v_k=0,2$ мм/год; форма пульпопровода – труба круглого или прямоугольного сечения.

Расчет.

1. Принимаем расчетную схему (рис. 11.30) и рассчитываем объемный расход пульпы

$$Q_{об.расч} = Q_{см.расч} = k_n \left[\frac{Q_{m.T}}{\rho_m} + \frac{Q_{m.T}(\mathcal{K}/T)}{\rho_v} \right] =$$

$$= 2,5 \cdot \left[\frac{39,8}{1720} + \frac{39,8 \cdot (2/1)}{1000} \right] = 0,25 \text{ м}^3/\text{с} = 903 \text{ м}^3/\text{чч}$$

2. Плотность пульпы (смеси)

$$\rho_{см} = \frac{k_n Q_{m.T} (1 + \mathcal{K}/T)}{Q_{об.расч}} = \frac{2,5 \cdot 39,8 \cdot (1 + 2/1)}{0,25} = 1170 \text{ кг/м}^3.$$

3. Гидравлическая крупность частиц твердого (шлама)

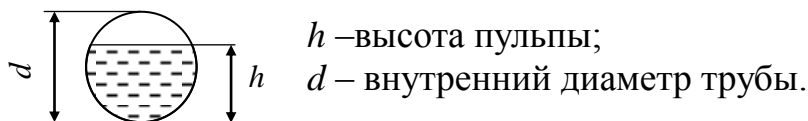
- для частиц $0,15 \leq d_m \leq 1,5$ мм

$$W = 29,36 d_m^{0,83} = 29,36 \cdot 0,0003^{0,83} = 0,0349 \text{ кг/м},$$

где $d_m=0,3$ мм = 0,0003 м.

4. Параметры пульпопровода.

4.1. Пульпопровод круглого сечения



- степень заполнения пульпопровода $\frac{h}{d} = 0,25; 0,5; 0,75; 1,0$;

- расчетная площадь живого сечения ω (площадь заполнения потоком смеси пульпопровода)

$$\text{при } \frac{h}{d} = 1 \quad \omega = \frac{\pi d^2}{4} = 0,785 d^2;$$

$$\text{при } \frac{h}{d} = 0,5 \quad \omega = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 0,5 = 0,392 d^2 \text{ и т.д.}$$

- смоченный периметр – χ

$$\text{при } \frac{h}{d} = 1 \quad \chi = \pi d = 3,14d;$$

$$\text{при } \frac{h}{d} = 0,5 \quad \chi = \pi d \cdot 0,5 = 1,57d \text{ и т.д.}$$

- гидравлический радиус $R = \frac{\omega}{\chi}$

$$\text{при } \frac{h}{d} = 1 \quad R = \frac{\pi d^2}{4 \pi d} = \frac{d}{4} = 0,25d;$$

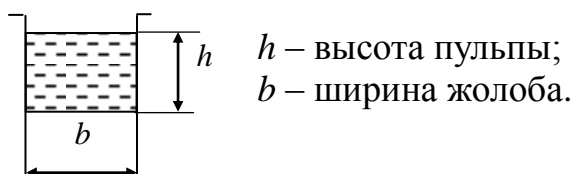
$$\text{при } \frac{h}{d} = 0,5 \quad R = \frac{\frac{\pi d^2}{4} \cdot 0,5}{\frac{\pi d}{2}} = \frac{d}{4} = 0,25d \text{ и т.д.}$$

- эквивалентный диаметр $D_э = 4R$

$$\text{при } \frac{h}{d} = 1 \quad D_э = 4 \cdot 0,25d = d;$$

$$\text{при } \frac{h}{d} = 0,5 \quad D_э = d \text{ и т.д.}$$

4.2. Пульпопровод прямоугольного сечения



- степень заполнения пульпопровода $\frac{h}{b} = 0,1; 0,25; 0,5; 0,75; 1,0$;

- расчетная площадь живого сечения ω

$$\text{при } \frac{h}{b} = 1 \quad (b = h) \quad \omega = bh = b^2;$$

$$\text{при } \frac{h}{b} = 0,5 \quad \omega = 0,5b^2 \text{ и т.д.}$$

- смоченный периметр - χ

$$\text{при } \frac{h}{b} = 1 \quad \chi = b + h + h = 3h = 3b;$$

$$\text{при } \frac{h}{b} = 0,5 \quad \chi = b + 0,5b + 0,5b = 2b \text{ и т.д.}$$

- гидравлический радиус $R = \frac{\omega}{\chi}$

$$\text{при } \frac{h}{b} = 1 \quad R = \frac{b^2}{3b} = 0,333b;$$

$$\text{при } \frac{h}{b} = 0,5 \quad R = \frac{b^2}{2b} = 0,25b \text{ и т.д.}$$

- эквивалентный диаметр $D_э = 4R$

$$\text{при } \frac{h}{b} = 1 \quad D_э = 4 \cdot 0,333b = 1,33b;$$

$$\text{при } \frac{h}{b} = 0,5 \quad D_э = 4 \cdot 0,25b = b \text{ и т.д.}$$

5. Гидравлический уклон

$$i = \frac{H}{l} = \frac{25}{500} = 0,05.$$

6. Задаваясь рядом значений диаметра трубы пульпопровода $d=0,1$ м; $0,2$ м и т.д. или шириной желоба $b=0,1$ м; $0,2$ м и т.д., определяем расход смеси $Q_{см.расч.}$

Принимаем оптимальным степень заполнения пульпопровода: для трубы $\frac{h}{d} = 0,75$; для желоба $\frac{h}{b} = 0,5$.

6.1. Принимаем диаметр трубопровода $d=0,1$ м и ширину желоба $b=0,1$ м. Рассчитываем параметры безнапорного пульпопровода:

- живое сечение

$$\omega = 0,632d^2 = 0,632 \cdot 0,1^2 = 0,00632 \text{ м}^2;$$

- гидравлический радиус

$$R = 0,3d = 0,3 \cdot 0,1 = 0,03 \text{ м};$$

- эквивалентный диаметр

$$D_э = 1,2d = 1,2 \cdot 0,1 = 0,12 \text{ м};$$

- коэффициент Дарси для воды

$$\lambda_в = \frac{0,021}{D_э^{0,3}} = \frac{0,021}{0,12^{0,3}} = 0,0397;$$

- константы

$$L = 1,43 \sqrt[4]{W} \left(\frac{\rho_{см}}{\rho_в} - 0,4 \right) = 1,43 \cdot \sqrt[4]{0,0349} \cdot \left(\frac{1170}{1000} - 0,4 \right) = 0,476;$$

$$M = \left[\frac{1}{1 + (Ж/T)} \right]^{0,8} = \left[\frac{1}{1 + 2} \right]^{0,8} = 0,415;$$

- критическая скорость смеси

$$v_{см.кр} = L \sqrt[3]{D_э} = 0,476 \cdot \sqrt[3]{0,12} = 0,235 \text{ м/с};$$

- коэффициент Шези для воды

$$C_g = 66,7R^{0,166} = 66,7 \cdot 0,03^{0,166} = 37,3;$$

- константы

$$B = \frac{M}{\lambda_g} v_{см.кр} = \frac{0,415}{0,0397} \cdot 0,235 = 2,46;$$

$$D = C_g^2 Ri = 37,27^2 \cdot 0,03 \cdot 0,05 = 2,08;$$

- средняя скорость смеси

$$v_{см.ср} = -\frac{B}{2} + \sqrt{\frac{B^2}{4} + D} = -\frac{2,46}{2} + \sqrt{\frac{2,46^2}{4} + 2,08} = 0,66 \text{ м/с};$$

- расчетный расход смеси

$$Q_{см.расч} = v_{см.расч} \omega = 0,66 \cdot 0,00632 = 0,00417 \text{ м}^3/\text{с} = 15 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для наглядности и сравнительной оценки расчетов данные расчетов параметров для пульпопровода диаметром $d=0,1$ м заносим в таблицу 11.11.

Принимаем диаметр $d=0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ м и повторяем расчеты аналогичным образом. Такие же расчеты выполняют и для желоба с шириной $b=0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ м.

Таблица 11.11

Параметры	Диаметр трубы d, м				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Живое сечение, ω , м ²	0,00632				
Гидравлический радиус, R, м	0,03				
Эквивалентный диаметр,	0,12				
Коэффициент Дарси для воды, λ_g	0,0397				
Константа L	0,476				
Константа M	0,415				
Критическая скорость, $v_{см.кр}$, м/с	0,235				
Коэффициент Шези для воды C_g	37,3				
Константа B	2,46				
Константа D	2,08				
Средняя скорость смеси, $v_{см.ср}$, м/с	0,66				
Расчетный расход смеси, $Q_{см.расч}$, м ³ /ч	15	98	280	710	1187

6.2. При $Q_{см} \geq Q_{см.расч} = 903 \text{ м}^3/\text{ч}$ расчеты прекращают.

7. Для определения диаметра трубы d (или ширины желоба b) по данным п. 6 строим график зависимости $Q_{см} = f(d)$ (рис. 11.36)

Из графика следует, что при $Q_{см.расч} = 903 \text{ м}^3/\text{ч}$ оптимальный внутренний диаметр трубы $d = d_{вн} = 0,445$ м.

По ГОСТу выбираем стандартную трубу с толщиной стенки $\delta_{см}$ с учетом коррозии:

$$\delta_{см} = \delta_{см.0} + v_k T = 4 + 0,2 \cdot 15 = 7 \text{ мм},$$

где $\delta_{ст.0}=4$ мм – минимальная толщина стенки из условия прочности.

Наружный диаметр трубы
 $d_{нар} = d_{вн} + 2\delta = 445 + 2 \cdot 7 = 459$ мм.

По ГОСТ 4015 выбираем следующие параметры трубы:

$$d_{нар.см} = 478 \text{ мм}; \delta_{ст.см} = 7 \text{ мм};$$

$$d_{вн.см} = 464 \text{ мм}.$$

Ширина желоба принимается кратной 50 мм. Аналогично определяется толщина его стенки.

8. Определяем фактическую степень заполнения пульпопровода.

Так как стандартный трубопровод (желоб) имеет большие размеры, чем расчетные, то его фактическая степень заполнения $\frac{h}{d} < 0,75$

(желоба $\frac{h}{b} < 0,5$).

Для трубы с внутренним диаметром $d_{вн.см} = d = 0,464$ м задаются поочередно степенью ее заполнения $\frac{h}{d} = 0,25; 0,5; 0,75$, а для желоба $\frac{h}{b} = 0,2; 0,4; 0,6$ и вычисляют значение расхода смеси (пульпы) по известным формулам.

Для упорядочения вычислений составляют таблицы, аналогичные таблицам 110.9 и 11.10, по данным которых строится график зависимости $Q_{см} \left(\frac{h}{d} \right)$

или $Q_{см} \left(\frac{h}{b} \right)$ (рис. 11.37).

Из графика $Q \left(\frac{h}{d} \right)$ при $Q_{см.расч} = 903$ м³/ч фактическое заполнение трубы диаметром $d=0,464$ м составляет $\left(\frac{h}{d} \right)_{факт} = 0,72$.

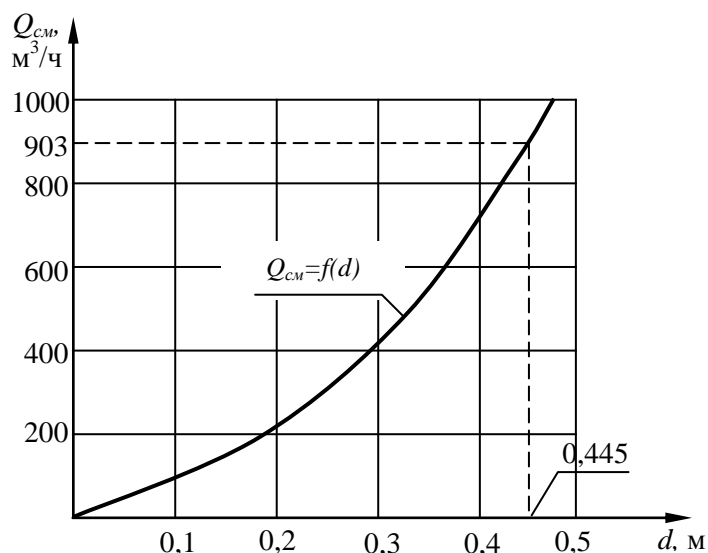


Рисунок 11.36 Зависимость $Q_{см}=f(d)$

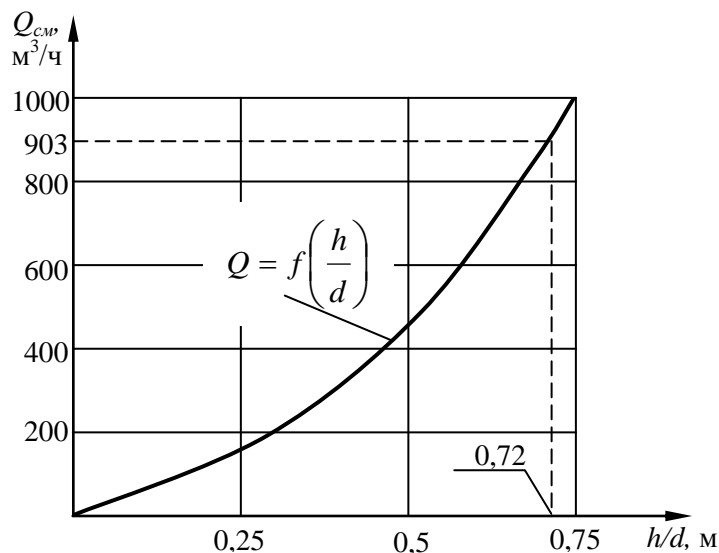


Рисунок 11.37 Зависимость $Q_{см}$ от степени заполнения трубопровода h/d

Вопросы для самоконтроля к главе 11

1. Как классифицируют установки пневмотранспорта?
2. По каким основным признакам различают пневматические установки всасывающего, нагнетательного и всасывающе-нагнетательного действия?
3. Опишите назначение и типы заборных устройств.
4. Какие требования предъявляются к трубопроводам в установках пневмотранспорта?
5. Какие типы разгрузочных устройств пылеуловителей и фильтров применяют в установках пневмотранспорта?
6. Опишите типы и устройство воздухопроводных машин.
7. Как определить расход воздуха по заданной производительности пневмотранспортных установок?
8. Как определяют внутренний диаметр трубопровода?
9. Как определяют потери давления при перемещении аэромеси?
10. Как определяют необходимую мощность привода воздуходувной машины?
11. Опишите назначение и устройство аэрожелобов.
12. Дайте определение гидравлическому транспорту.
13. По каким признакам классифицируют установки гидравлического транспорта?
14. Изложите требования, предъявляемые к желобам для транспортирования грузов в жидкой среде.
15. Опишите устройство труб и элементов трубопроводов в системах гидротранспорта.
16. Опишите устройство задвижек, обратных клапанов, вантузов, гидроэлеваторов и центробежных поясов.
17. Что такое эрлифт, его назначение, устройство и принцип действия?
18. Назовите основные составляющие расчета самотечного безнапорного пульповода.
19. Назовите основные составляющие расчета самотечного напорного пульповода.

ГЛАВА 12

ЗАДАЧИ И ОСОБЕННОСТИ МЕТОДОВ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СРЕДСТВ И СИСТЕМ ТРАНСПОРТА*

12.1. Этапы автоматизированного проектирования транспортных средств

Проектирование – процесс создания описания, необходимого для построения в заданных условиях еще не существующего объекта, на основе первичного описания этого объекта. *Объектом проектирования* может быть как технический объект, так и алгоритм его функционирования – технологический процесс. Отдельное преобразование исходного описания объекта (например, расчет параметров), либо представление описания на каком-либо языке (например, выполнение чертежа) является *проектной процедурой*.

Автоматизированное проектирование – проектирование, при котором часть проектных процедур осуществляется взаимодействием человека и ЭВМ.

Цель автоматизации проектирования – повышение качества, снижение материальных затрат, сокращение сроков проектирования и ликвидация тенденции к росту числа инженерно-технических работников, занятых проектированием, повышение производительности их труда за счет выполнения ЭВМ максимального числа проектных процедур. При этом особое место занимает автоматизация проектных процедур, связанных со значительными объемами вычислений – многовариантный поиск оптимальных проектных решений, имитационное моделирование, численное решение задач, не поддающихся аналитическому решению, а также системный подход в проектировании.

Разработанная на основе кибернетического описания технических средств теория технических систем придает смысл *системному подходу* в процессе проектирования. Системный подход представляет собой основу системного проектирования в отличие от частного проектирования. В системном проектировании решают техническую задачу для части с учетом целого. В качестве примера можно привести задачу проектирования нового транспортного средства (конвейера, элеватора и др.). Такая задача должна решаться не как частная, локальная, а должна рассматриваться с учетом существующего состояния видов транспорта в рамках системного подхода. Необходимо принимать во внимание различные возможности и транспортные потребности, учитывая этим как действительно существующие и могущие возникнуть погрузочно-разгрузочные пункты, склады и различные транспортные сети.

* Принимал участие в подготовке инж. Хиценко Н.В.

Проектирование транспорта как единого комплекса требует анализа грузовых потоков, энергетических возможностей и информации, что особенно удобно осуществлять с использованием ЭВМ.

Наилучшая форма организации процесса проектирования достигается при применении систем автоматизированного проектирования (САПР).

САПР – комплекс средств автоматизации проектирования, взаимосвязанный с подразделениями проектной организации и выполняющий автоматизированное проектирование. САПР представляет собой человеко-машинную систему, базирующуюся на использовании эффективных: методов принятия решений, алгоритмов обработки информации, программных реализаций методов и алгоритмов, а также современных технических средств сбора, хранения, обработки и отображения информации. САПР состоит из компонентов, которые можно объединить в следующие группы:

методическое обеспечение – описание технологии (методики) проектирования как взаимосвязанной последовательности проектных процедур, а также указание компонент САПР, выполняющих данные процедуры;

математическое обеспечение – математические методы и модели, используемые в САПР;

программное обеспечение – программы для ЭВМ, участвующие в выполнении проектных процедур и описывающая их документация;

техническое обеспечение – устройства вычислительной и организационной техники, средства передачи данных, измерительные и другие устройства или их сочетания;

лингвистическое обеспечение – языки описания информации – исходных данных, промежуточных и окончательных проектных решений;

информационное обеспечение – база данных, содержащая описания стандартных проектных процедур, типовых решений, типовых элементов, комплектующих изделий, материалов, а также архив проектов;

организационное обеспечение – документы, в которых описана САПР и методика ее использования.

Характерным примером САПР является автоматизированная система проектирования подземного транспорта (САПР-ПТ), описанная в. САПР-ПТ – единая целостная система проектирования подземного транспорта, являющаяся подсистемой САПР угольных предприятий. Процесс проектирования в САПР-ПТ имеет следующую последовательность этапов (в скобках указана степень автоматизации проектных процедур на этапах):

1. Техничко-экономическое обоснование – определение основных параметров и технико-экономических показателей системы подземного транспорта (автоматизирован).

2. Уточнение проектной задачи – изучение проектных решений, принятых на первой стадии, формулирование проектной задачи (не автоматизирован).

3. Назначение и генерация вариантов проектных решений – формирование вариантной части проекта – по видам транспорта, размещению оборудования и др. (не автоматизирован).

4. Расчет и оценка множества вариантов – выполнение комплекса инженерных и экономических расчетов по каждому из принятых технических вариантов (в значительной степени автоматизирован).

5. Проектирование и согласование – комплекс процедур по оформлению и согласованию проекта – расчет объема горных и монтажных работ, составление заявочной спецификации оборудования, составление пояснительной записки (частично автоматизирован).

6. Разработка рабочих чертежей – детальная проработка проектных решений, принятых на предыдущих этапах (не автоматизирован).

Математическим обеспечением САПР-ПТ являются отраслевые методики проектирования, реализованные в пакете прикладных программ. В качестве основного критерия оптимальности системы транспорта принят показатель приведенных затрат. Перспективное направление развития САПР-ПТ – эволюционное изменение математического обеспечения с ориентацией на комплексную оптимизацию проектных решений при машинной технологии проектирования.

Важнейший этап разработки САПР – системный анализ организации и технологии процесса проектирования. Основным инструментом такого анализа – логико-информационная модель процесса проектирования, описывающая процесс проектирования в виде последовательности взаимосвязанных проектных процедур с разделением их на формализуемые и не формализуемые. Формализуемые проектные процедуры имеют четкое описание, могут быть алгоритмизированы и выполнены ЭВМ. Например, для САПР-ПТ это: расчет и выбор конвейеров, расчет формирования грузопотоков из очистных и подготовительных забоев, расчет потребного числа вагонеток, расчет сметной стоимости системы транспорта. При выполнении не формализуемых процедур зачастую используется интуитивно-эвристический подход, их решение не может быть сведено к однозначной последовательности действий и выполняется людьми-проектировщиками. Например, для САПР-ПТ это: анализ проектной задачи и формирование задания, уточнение емкости шахтных вагонеток и сцепных весов рудничных локомотивов, уточнение и выбор вспомогательного транспорта, определение параметров самоходного транспорта, расстановка горнотехнического оборудования по схеме горных выработок. Формализация проектных процедур является обязательным условием их машинного выполнения и является актуальной научной задачей.

Другим необходимым условием автоматизированного проектирования является формализация объекта проектирования – представление его в виде математической модели. *Математическая модель* объекта проектирования есть совокупность математических объектов (чисел, переменных, матриц, множеств и т. п.) и отношений между ними, которая адекватно отображает свойства объекта, интересующие инженера, разрабатывающего этот объект.

12.2. Представление объекта проектирования в виде математической модели и задачи анализа

В общем случае математическая модель (ММ) объекта проектирования связывает входные переменные (характеризуют воздействия окружающей среды на объект), выходные переменные (характеризуют воздействия объекта на окружающую среду), фазовые переменные (описывают состояние объекта) и параметры модели (численные характеристики объекта проектирования). С учетом вышесказанного ММ может быть представлена в виде вектор-функции, вид которой определяется особенностями процессов и структурой объекта проектирования:

$$\bar{F}(\bar{X}, \bar{V}, \bar{Y}, \bar{P}) = 0,$$

где $\bar{X}, \bar{V}, \bar{Y}, \bar{P}$ – векторы входных переменных, фазовых переменных, выходных переменных и параметров модели.

В проектных процедурах, связанных с функциональным аспектом проектирования, как правило, используются ММ, отражающие закономерности процессов функционирования объектов. Такие модели называют *функциональными*. Типичная функциональная модель представляет собой систему уравнений, описывающих электрические, тепловые, механические процессы. В то же время в процедурах, относящихся к конструкторскому аспекту проектирования, преобладает использование ММ, отражающих только структурные свойства объекта, например его геометрическую форму, размеры, взаимное расположение элементов в пространстве. Такие модели называют *структурными*. Структурные модели представляются в виде графов, списков и т. п. Пример использования структурных моделей – компьютерное трехмерное моделирование геометрической формы изделий для решения задач компоновки, проверки собираемости изделий и др. Как правило, функциональные модели более сложные, поскольку в них отражаются также сведения о структуре объектов.

При составлении математических моделей широко используется блочно-иерархический подход, в соответствии с которым объект проектирования может быть представлен как система, состоящая из элементов. На более высоком уровне детализации элементы, в свою очередь могут быть представлены как системы (сравнить систему и элемент 1 на рис. 12.1). ММ системы представляет собой совокупность взаимосвязанных моделей элементов.

Первичное описание объекта проектирования представляет собой комплекс требований к показателям его технического уровня (технических требований) и обычно оформляется в виде технического задания. Технические требования имеют численное выражение, с их использованием формируются условия работоспособности объекта проектирования:

$$y_{k1_l} < TT1_l, \quad l = 1..n1; \quad y_{k2_m} > TT2_m, \quad m = 1..n2,$$

где y_{k1}, y_{k2_m} - $k1_l$ -тый и $k2_m$ -тый элементы вектора выходных переменных; $TT1, TT2$ – вектора численных значений технических требований, ограничивающих значения выходных параметров сверху и снизу соответственно; $n1, n2$ – количество элементов в векторах $TT1$ и $TT2$; $k1, k2$ – вектора, элементы которых – индексы элементов вектора выходных параметров y , ограниченных соответствующими элементами векторов $TT1$ и $TT2$.

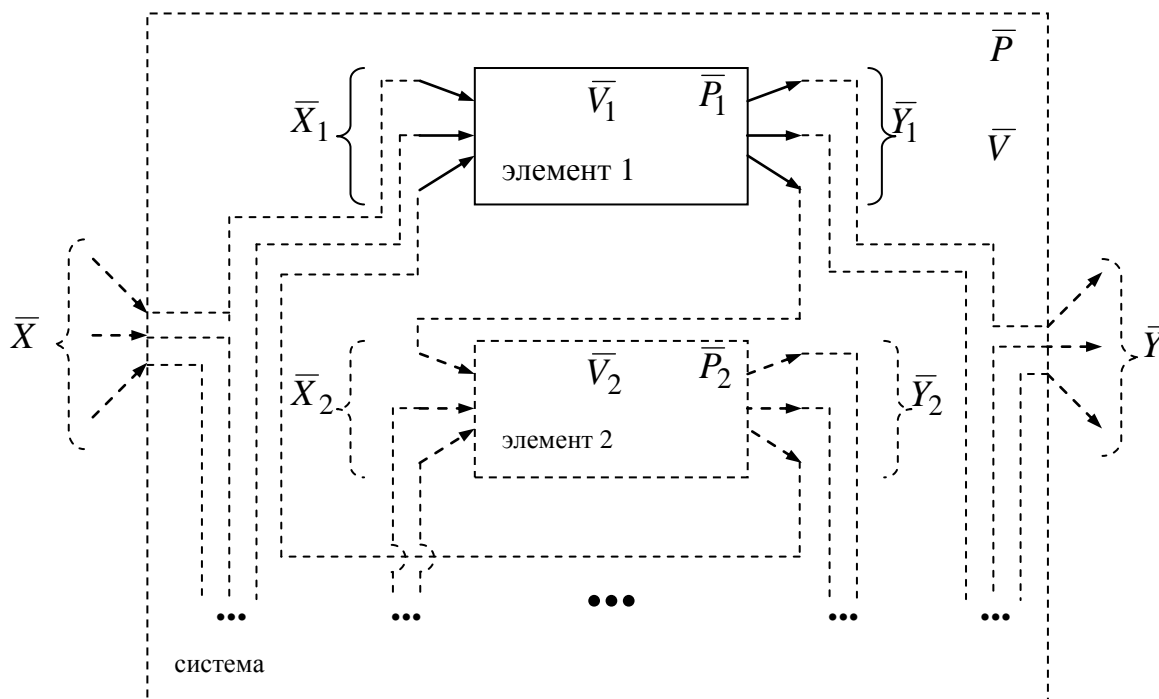


Рисунок 12.1. Иерархическая структура объекта

Основные технические требования для транспортных машин непрерывного действия: производительность, предельные характеристики трассы (длина транспортирования, угол наклона к горизонту, радиус кривизны в плане), коэффициент готовности, приведенные годовые затраты, процент выхода мелочи, масса, габаритные размеры, коэффициент полезного действия, ресурс. Помимо указанных, должны выполняться требования, не поддающиеся численной оценке: высокие безопасность, ремонтпригодность и эргономичность, хороший дизайн и др.

Характерные задачи автоматизированного и соответствующие им задачи неавтоматизированного проектирования приведены в таблице 12.1. Следует отметить, что задачи, решаемые средствами автоматизированного проектирования, могут быть более емкими. Существует, однако, ряд задач, не поддающихся формализации, например задача разработки принципиально новой структуры машины. Такие задачи могут быть решены лишь проектировщиком-

человеком, их наличие является сдерживающим фактором внедрения автоматического (без участия человека) проектирования.

Задача анализа объекта проектирования: получить характеристики процесса функционирования объекта проектирования. Характеристики процесса функционирования могут быть скалярными либо векторными, статическими либо динамическими (зависимыми от времени). По этим характеристикам можно сделать вывод о качестве процесса функционирования и о соответствии объекта проектирования требованиям потребителя.

Пример задачи анализа – расчет нагрузок в подземных конвейерных линиях и определение емкости бункеров. Сложность аналитического (ручного) расчета обусловлена разветвленностью конвейерных линий, наличием бункеров на стыках звеньев транспорта, большой неравномерностью шахтных грузопотоков, случайным характером отказов транспортного оборудования. Задача решается методом имитационного математического моделирования на ЭВМ, реализованном в являющемся частью САПР-ПТ специализированном программном обеспечении «Конвейерный транспорт». Программа «Конвейерный транспорт» позволяет путем имитации хода технологических процессов (поступление грузопотоков из забоев, транспортирование угля конвейерной системой, бункеризация и управление) определять максимальные минутные и эксплуатационные нагрузки на транспортные магистрали, вместимости усредняющих и аккумулирующих бункеров для заданных технологических схем конвейерного транспорта или конвейерных выработок.

Таблица 12.1

Соответствие задач автоматизированного и неавтоматизированного проектирования

Автоматизированное	Неавтоматизированное
Анализ технического объекта либо технологического процесса	Проверочный расчет технического объекта либо технологического процесса
Синтез технического объекта либо технологического процесса	Разработка структуры и расчет параметров технического объекта либо технологического процесса
Разработка конструкторской либо технологической документации	

Имитационная математическая модель системы конвейерного транспорта содержит частные математические модели (им соответствуют блоки программы):

- поступления грузопотоков из очистных и подготовительных забоев;
- загрузки конвейерной линии;

- транспортирования груза по конвейерам;
- прохождения грузопотоков через бункеры различного технологического назначения;
- перегрузки между отдельными звеньями конвейерной системы;
- управления конвейерной системой.

Генерирование случайных значений грузопотоков на машинном времени работы забоев осуществляется исходя из нормального закона их распределения с учетом автокорреляционной функции. Для генерирования случайных периодов поступления и отсутствия груза из забоев используется экспоненциальный закон. Для имитации функционирования конвейерных систем непрерывный процесс транспортирования приведен к дискретному виду. Конвейерная система в модели представлена последовательностью переменных, характеризующих изменение состояния ее отдельных звеньев. Для имитации процесса прохождения грузопотоков через бункера используется универсальная модель, представляющая собой систему логических соотношений, разработанную на основе классификации бункеров по трем признакам: технологическому назначению (аккумулирующие, усредняющие), способу прохождения угля через бункеры (сквозные, обходные) и техническому исполнению (горные бункера, бункер-конвейеры). Моделирование процесса перегрузки между звеньями конвейерной системы осуществляется посредством имитации работы погрузочных пунктов. Для имитации процесса управления конвейерной системой используется алгоритм, имитирующий случайные отказы конвейеров и функции соответствующей аппаратуры автоматизации конвейерных линий. Шаг моделирования принят равным 1 мин. Интервал моделирования соответствует длительности 50 рабочих смен.

Программа «Конвейерный транспорт» позволяет выполнять два режима работы:

- режим выбора оборудования: исходные данные – горнотехнические показатели работы очистных и подготовительных забоев и технологическая схема горных выработок; результат – ожидаемые нагрузки на горные выработки;
- режим оценки пропускной способности: исходные данные - горнотехнические показатели работы очистных и подготовительных забоев и технологическая схема конвейерного транспорта с указанием типов, допустимых технических параметров и параметров надежности установленных или принятых к установке конвейеров; результат – нагрузка на все конвейеры технологической схемы.

На основании результатов первого режима производится выбор оборудования, а второй режим позволяет производить проверочные расчеты системы транспорта при ее доводке, в первую очередь связанной с размещением бункеров.

12.3. Структурный и параметрический синтез объекта проектирования

Основная задача синтеза объекта проектирования заключается в том, чтобы получить проектное решение в виде некоторого описания проектируемого объекта по заданному его функциональному назначению или закону функционирования.

Синтез технических объектов направлен на создание новых объектов, а анализ используется для оценки этих объектов.

Задача синтеза технического объекта включает в себя создание структуры проектируемого объекта и расчет его параметров. Эти две части синтеза называют структурным и параметрическим синтезом.

Структурный синтез. Задача структурного синтеза заключается в поиске оптимальной или рациональной структуры (схемы) объекта проектирования для реализации заданных функций в рамках выбранного принципа действия.

Задачи структурного синтеза относят к задачам проектирования, наиболее сложным с точки зрения возможностей формализации. Сложность формализованного синтеза структур заключается прежде всего в наличии большого числа факторов, влияющих на разновидности, свойства и параметры синтезируемых структур, а также в трудностях решения задач оптимизации большой размерности при высокой степени детализации описания синтезируемых объектов.

Для сокращения размерности задач структурного синтеза сложных технических систем применяется блочно-иерархический подход, при котором процесс проектирования разбивается на взаимосвязанные иерархические уровни. Структурный синтез организуется по блочно-иерархическому принципу – синтезируется не вся сложная система целиком, а на каждом уровне в соответствии с выбранным способом декомпозиции синтезируются определенные функциональные блоки с соответствующим уровнем детализации.

Параметрический синтез. Задача параметрического синтеза заключается в определении наилучших значений параметров для выбранной структуры объекта с учетом всех требований ТЗ на проектируемый объект.

При проектировании любого технического объекта выбирается или задается в ТЗ на проектирование *критерий оптимальности (критерий качества)* – правило предпочтения одного проектного решения другому, отражающее условие оптимальности параметров и (или) структуры объекта проектирования. Критерий оптимальности имеет вид:

$$K(\bar{U}) \rightarrow \text{extr},$$

где $K(\bar{U})$ - целевая функция, extr – обозначение экстремума – максимум (max) или минимум (min).

Целевая функция (функция качества) – некоторая функция, экстремальному значению которой соответствуют оптимальные параметры и структура объекта проектирования.

В зависимости от характера и назначения проектируемого объекта в качестве критерия оптимальности могут быть приняты: минимум стоимости, мак-

симум КПД, минимум потребляемой мощности или другой, более сложный критерий. Перечисленные критерии называются *частными*, так как отражают какие-то частные свойства объекта проектирования. Использование сразу нескольких критериев качества затруднительно, так как они зачастую оказываются противоречивыми. Например, противоречивы критерии максимальной производительности установки и минимальной мощности ее привода. Если частный критерий выбрать затруднительно, то прибегают к формированию *обобщенных* критериев, целевые функции которых содержат характеристики нескольких частных свойств объекта проектирования.

Пример обобщенного критерия качества – приведенный в обобщенный показатель качества конвейера. Данный обобщенный показатель рассчитывается по 5 частным показателям: мощности привода, разрывной прочности тягового органа, весу конвейера, площади сечения груза, занимаемому конвейером объемом. Выражение для определения целевой функции имеет вид:

$$K = \frac{\lambda}{(n-1) \sum_{i=1}^n \frac{x_{i\bar{0}}}{b_i}} \sqrt{n \sum_{i=1}^n \left[\frac{x_{i\bar{0}}}{b_i} \left(\sum_{i=1}^n \frac{x_{i\bar{0}}}{b_i} - \frac{x_{i\bar{0}}}{b_i} \right) \right]^2},$$

где $\lambda = Q\gamma L$ – функциональный критерий конвейера – транспортная мощность, т·м/ч; Q – производительность конвейера, м³/ч; γ – насыпная плотность груза, т/м³; L – длина транспортирования, м; n – количество показателей качества; $x_{i\bar{0}}$ – базовое (наименьшее) значение i -го удельного частного критерия качества, $x_i = b_i/\lambda$; b_i – значение i -го частного критерия качества.

Максимум целевой функции K соответствует максимальному качеству оцениваемого конвейера. Приведенная формула справедлива при условии, что уменьшение частного показателя качества ведет к увеличению качества конвейера в целом. В случае, когда увеличение частного показателя качества приводит к увеличению качества конвейера в целом, следует в расчете K использовать обратное значение показателя.

Под *оптимальным* понимают такой вариант структуры или конструкции, параметры которой удовлетворяют всем требованиям ТЗ и выполняется критерий оптимальности – целевая функция принимает наилучшее (минимальное или максимальное) значение.

В формализованном виде задача синтеза технических объектов заключается в определении вектора значений независимых переменных $\bar{U} = (u_1 \dots u_m)$ (переменных проектирования, управляемых параметров), при котором выполняется критерий оптимальности проектируемого объекта (целевая функция $K(\bar{U})$ принимает экстремальное – максимальное или минимальное значение) при условиях:

$$\begin{aligned} \theta_i(u_1, \dots, u_m) \leq 0, \quad i = 1..n; & \text{ – функциональные ограничения;} \\ a_j \leq u_j \leq b_j, \quad j = 1..m; & \text{ – параметрические ограничения,} \end{aligned}$$

на ряд переменных проектирования может быть наложено условие целочисленности, т. е.

$$u_p \text{ – целые числа, } p = 1..q, q \leq m.$$

В выражениях математической модели синтеза также участвуют постоянные проектирования (неуправляемые параметры), которые известны заранее и не изменяют своего значения в процессе оптимизации.

Задача оптимального проектирования представляет собой задачу математического программирования. При этом если целевая функция и все ограничения линейны, то задачу оптимизации называют задачей линейного программирования, если же целевая функция или хотя бы одно ограничение нелинейны, то задача оптимизации является задачей нелинейного программирования. Во многих задачах математического программирования некоторые переменные могут принимать лишь определенные дискретные значения (например, размеры стандартных изделий) либо только целочисленные значения (например, число выпускаемых станков, самолетов и т. д.). В этом случае задача проектирования может быть сформулирована в терминах дискретного программирования.

Пример задачи параметрической оптимизации – приведенная в литературе методика выбора с использованием ЭВМ параметров погрузочной машины с боковой разгрузкой и независимым напором.

В методике используются математические модели:

- объема разового захвата:

$$\left\{ \begin{aligned} v_k &= 1,4F_{зач}B - \Delta v; \\ F_{зач} &= 0,5(y_A + h)s + 0,125 \frac{1}{R_0} (y_A + h)^3 \\ y_A &= \frac{1}{1+k^2} \left(k \sqrt{(1+k^2)R_0^2 - D^2} - D \right); \\ D &= h + k \left(\sqrt{R_0^2 + h^2} - s \right); \\ \Delta v &= \begin{cases} 0,2(1+1,2l_k)(l_k^2 + E^2) & \text{при } E \geq 0; \\ 0,2(1+1,2l_k)l_k^2 & \text{при } E < 0; \end{cases} \\ E &= l_k - 0,64(l_k - \delta), \end{aligned} \right.$$

где $F_{зач}$ – площадь раздельного зачерпывания, м²; B, s, h – ширина, глубина внедрения, высота центра вращения ковша, м; Δv – объем ссыпания через боковые стенки, м³; y_A, D, E – промежуточные величины, м; R_0 – радиус траекто-

рии передней кромки ковша, м; k – коэффициент влияния наклона линии откоса штабеля; l_k – длина ковша; δ – величина отодвигания боковой стенки от передней кромки ковша, м.

- продолжительности цикла:

$$T_u = \frac{\pi}{4q} \sum_{i=1}^4 n_i L_i (2d_i^2 - d_{ui}^2) + \theta,$$

где q – расход насоса, м³/с; i – номер функциональной группы силовых цилиндров (внедрения, зачерпывания, подъема и разгрузки); n_i – числа силовых цилиндров; L_i – длины хода цилиндров, м; d_i , d_{ui} – диаметры поршней и штоков силовых цилиндров, м; θ – время паузы, с.

Функциональные ограничения:

- условие нормального хода процесса внедрения – сопротивление внедрению должно быть не более максимального напорного усилия:

$$\left[k_{\text{вд}} B s^{1,25} + k_{\text{вст}} A^{1,5} (s - \delta)^2 \right] - n_1 \frac{\pi d_1^2}{4} p \leq 0;$$

- условие нормального хода процесса зачерпывания – момент сопротивлений зачерпыванию должен быть не более максимального момента, развиваемого цилиндрами подъема ковша:

$$k_3 B R_0 \varphi_n^{-1,7} s (s + 15 d_{cp}) - n_2 l_u \frac{\pi d_2^2}{4} p \leq 0,$$

где $k_{\text{вд}}$, $k_{\text{вст}}$ – коэффициенты сопротивлений внедрению днища и стенки; φ_n – угол между вертикалью и радиус-вектором, проведенным из центра вращения ковша к передней кромке его днища, град; A – угол наклона передней грани боковой стенки к горизонту, град; n_1 , n_2 – число параллельно работающим гидроцилиндров внедрения и зачерпывания; k_3 – коэффициент сопротивлений зачерпыванию, учитывающий высоту штабеля и вид зачерпываемого груза; d_1 , d_2 – диаметры поршней гидроцилиндров внедрения и зачерпывания, м; d_{cp} – средний размер куска погружаемого материала, м; l_u – плечо усилия гидроцилиндра зачерпывания, м.

В качестве целевой функции принята теоретическая производительность машины:

$$Q = 60 n_k V_k / T_u,$$

где n_k – число ковшей; V_k – объем разового захвата, м³; T_u – продолжительность цикла, с.

Номенклатура переменных проектирования может быть различной. Например, при выборе наилучшей формы и размеров ковша переменными проектирования будут: ширина ковша B , радиус траектории передней кромки R_0 , высота центра вращения ковша h и отодвигание боковой стенки δ . При этом к

функциональным ограничениям добавятся параметрические – габаритные ограничения: $B_0 \leq B \leq B_{max}$; $R_{00} \leq R_0 \leq R_{0max}$; $h_0 \leq h \leq h_{max}$; $\delta_0 \leq \delta \leq \delta_{max}$. В случае, если переменными проектирования являются также и диаметры гидроцилиндров, их следует принимать из ряда стандартных значений.

Задача разработки конструкторской либо технологической документации в принципе могут рассматриваться как задачи синтеза, результат решения которых – документация, необходимая для изготовления изделия либо реализации технологического процесса. Толчком развития этого направления автоматизированного проектирования послужило создание мощных технических (ЭВМ, плоттеры) и программных средств машинной графики. Конструкторская документация выполняется с применением различных графических пакетов – CAD-программ (Computer-Aided Design - автоматизированное проектирование (англ.): AutoCAD, Компас 3D, Solid Works, ArchiCAD).

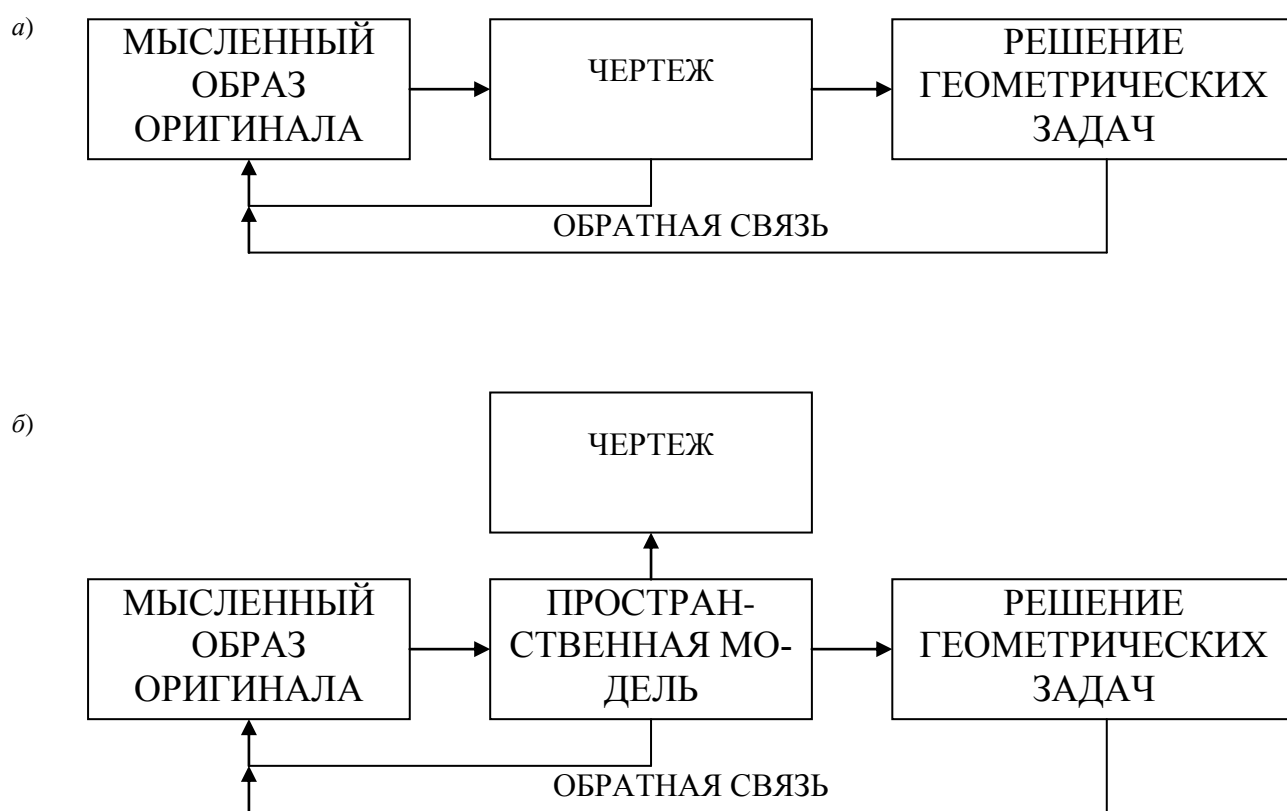


Рисунок 12.2. Схема традиционной (а) и новой (б) технологий конструирования

Можно выделить два подхода к конструированию на основе компьютерных технологий (см. рис. 12.2):

- традиционный подход (рис. 12.2, а): используется двухмерная геометрическая модель – чертеж, который служит средством графического представления изделия и содержит информацию для решения геометрических задач. Образ проектируемого изделия при этом формируется в мозгу конструктора и поэлементно вводится в ЭВМ. Таким образом, ЭВМ служит «электронным

кульманом». Качество проектирования повышается по сравнению с черчением на бумаге за счет высокой точности построений, многократного использования изображений стандартных изделий и узлов изделий аналогичной конструкции.

- новый подход (рис. 12.2, б): в ЭВМ формируется трехмерная геометрическая модель изделия, с ее использованием решаются геометрические задачи. В отличие от традиционного подхода образ изделия в ЭВМ содержит практически всю информацию об изделии и после завершения ее формирования автоматизированным способом формируется чертеж изделия. Качество проектирования помимо преимуществ традиционного подхода повышается за счет более удобного инструментария решения геометрических задач и автоматического построения видов, разрезов и сечений изделия по трехмерной модели.

Вопросы для самоконтроля к главе 12

1. Объясните содержание процесса проектирования и сформулируйте цель его автоматизации.
2. Перечислите и охарактеризуйте группы компонентов САПР.
3. Что такое математическая модель объекта проектирования? Какая разница между функциональными и структурными моделями?
4. Что представляет собой первичное описание объекта проектирования? Перечислите основные технические требования для транспортных машин непрерывного действия.
5. Назовите и охарактеризуйте типичные задачи автоматизированного и неавтоматизированного проектирования.
6. Что такое задача анализа объекта проектирования?
7. Что такое задача синтеза объекта проектирования? Какая разница между структурным и параметрическим синтезом?
8. Что такое целевая функция? Частные и обобщенные критерии качества.
9. В чем заключается задача разработки конструкторской документации? Какая разница между традиционной и новой технологиями конструирования?

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение П1 ПАРАМЕТРЫ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ

Таблица 1-П1 Параметры резинотканевых лент

Предел прочности, Н/мм	Ткань резинотканевых лент, ГОСТ 20-85			Толщина обкладки, мм	Толщина прокладки, мм		Ширина ленты, мм	Число прокладок	Модуль упругости, Н/мм
	Комбини-рованные нити (полиэфир/ хлопок)	Полиамидные нити	Полиэфирные нити		с резиновой прослойкой	без резино-вой про-слойки			
					из синтетических волокон	из комбиниро-ванных нитей			
65	БКНЛ-65 БКНЛ-65-2	—	—	1,0-3,0 1,0-3,0	—	1,4; 1,15	100-2000	3-8	300
100	БКНЛ-100	ТА-100; ТК-100	—	1,0-4,5	1,2	1,6; 1,3	100-3000	3-8	—
150	БКНЛ-150	ТА-150; ТК-150	—	2,0-4,5	1,3	1,9; 1,6	650-3000	3-8	750
200	—	ТК-200-2	ТЛК-200	2,0-6,0	1,4	—	—	3-8	—
300	—	ТА-300; ТК-300	ТЛК-300	2,0-6,0	1,9	—	800-3000	3-8	—
		А-10-2-3Т К-10-2-3Т МК-300/100	МЛК-300	2,0-6,0	—	—	—	—	—
400	—	ТА-400	МЛК-400/120	2,0-6,0	2,0	—	1000-3000	3-10	—
		ТК-400	—		—	—	—	—	—
		МК-400/120	—		—	—	—	—	—

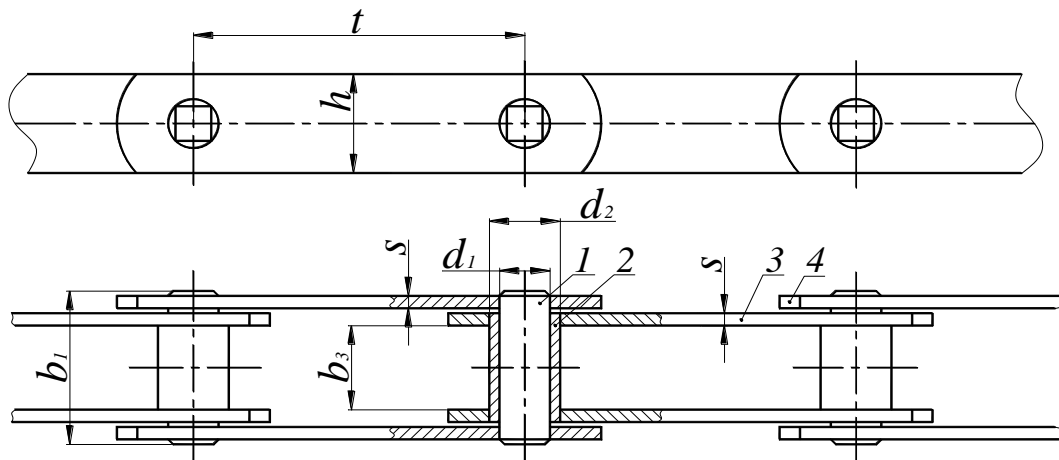
Таблица 2-П1 Параметры резиновых лент

Параметр	Тип ленты								
	бестканевая					с тканевыми прокладками			
	РГЮ-500	РГЮ-1000	РГЛ-1500	РГЛ-1500	РГЛ-2500	РГЛ-3150	РГЛ-4000	РГЛ-5000	РГЛ-6000
Прочность ленты на разрыв, кН/см ширины	5	10	15	15	25	32	40	50	60
Относительное удлинение при рабочей нагрузке, %, не более	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Ширина ленты, мм	800	1000	900-1200	800-1200	1000-2000	1000-1600	1200-2000	1200-2000	1200-2000
Толщина обкладки, мм: рабочей	3,0	4,0	5,5	5,5	5,0	5,0; 3,5	4,0	4,5	4,5
нерабочей	2,0	2,0	5,5	5,5	5,0	5,0; 3,5	4,0	4,5	4,5
Толщина ленты, мм	—	—	18,0	18,0	20,5	22,5	23,0	25,5	26,5
Диаметр троса, мм	2,7	3,4	4,2	6,0	7,5	8,25	10,6	10,6	11,5
Шаг троса, мм	9	9	9	15	14	14	17	17	18
Масса 1 м ² ленты т*, кг	20,5	25	28	29	37,0	43,2	50,1	43	49
* Линейная нагрузка ленты q_l равна $q_l = tBg$, где t – масса 1 м ² ленты, кг; B – ширина ленты, м.									

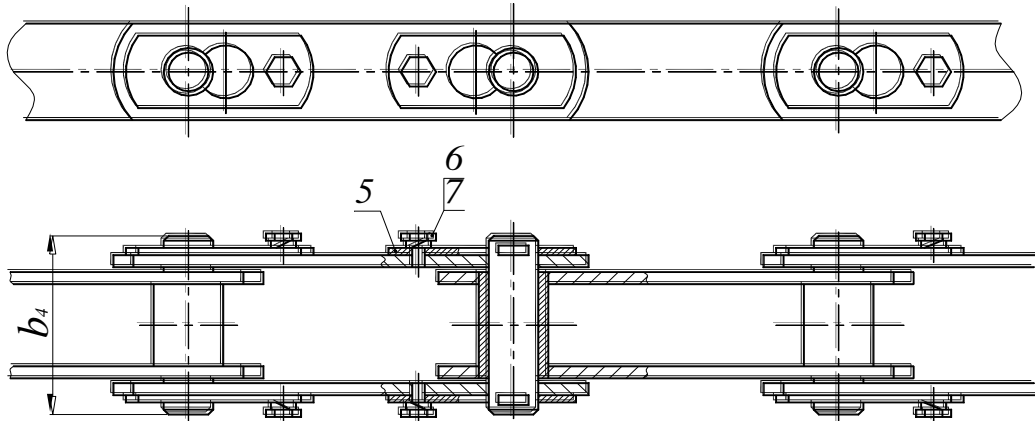
ПЛАСТИНЧАТЫЕ ЦЕПИ (ГОСТ 588-81)

Тип 1

Исполнение 1



Исполнение 2



Исполнение 3

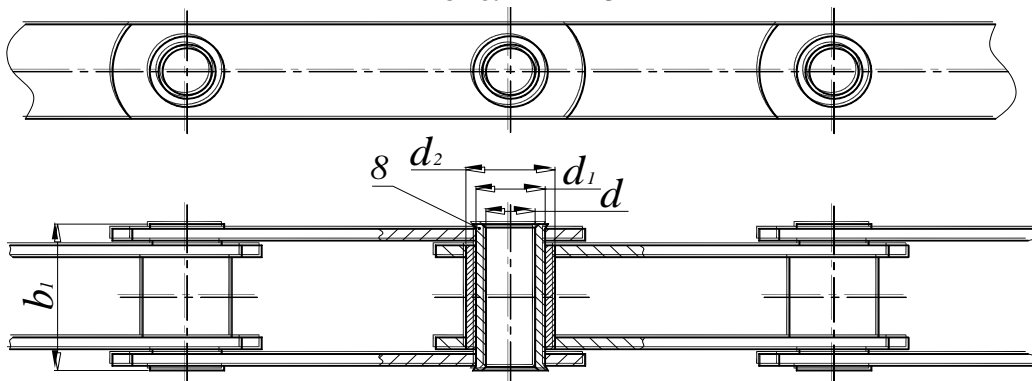
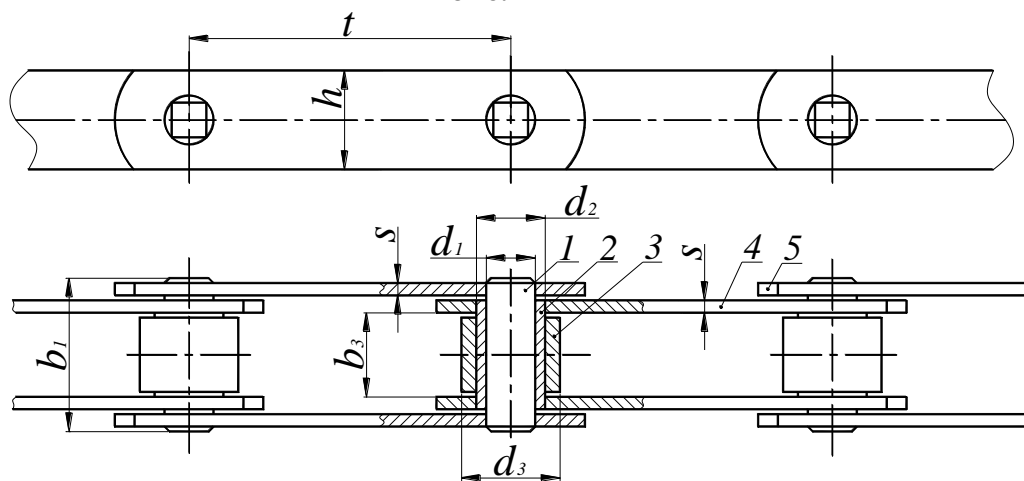


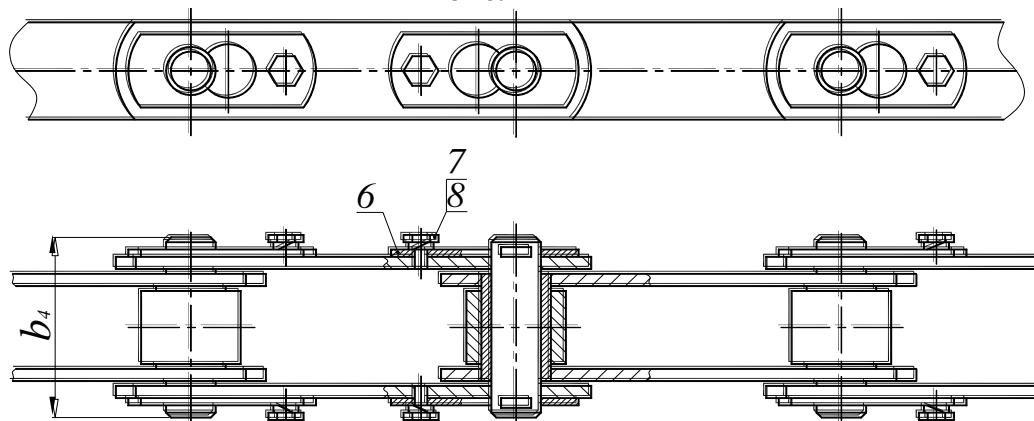
Рисунок 1-П2 Тяговые пластинчатые цепи (тип 1): 1 – валик; 2 – втулка;
3 – внутренняя пластина; 4 – наружная пластина; 5 – ригель; 6 – болт;
7 – шайба; 8 – полый валик

Тип 2

ИСПОЛНЕНИЕ 1



ИСПОЛНЕНИЕ 2



ИСПОЛНЕНИЕ 3

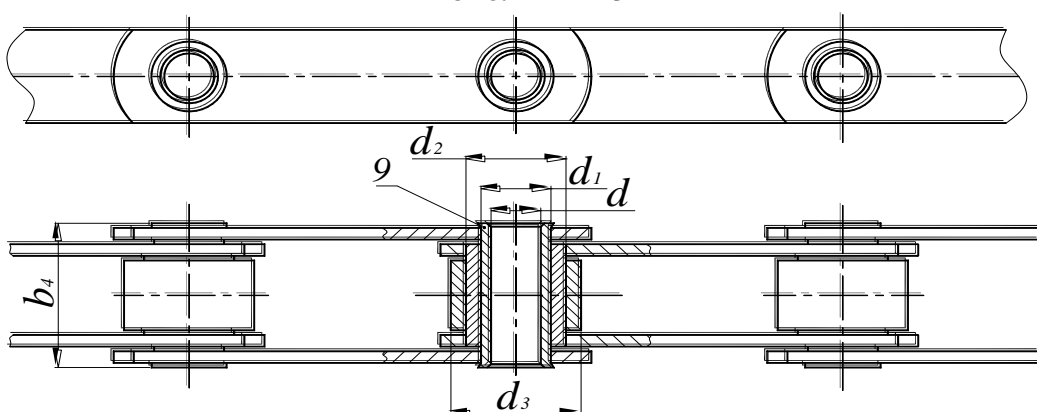
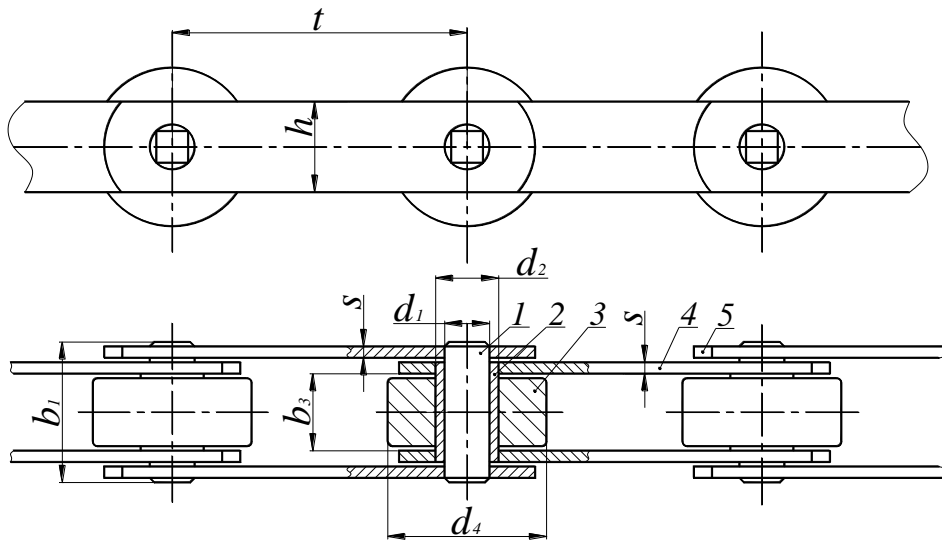


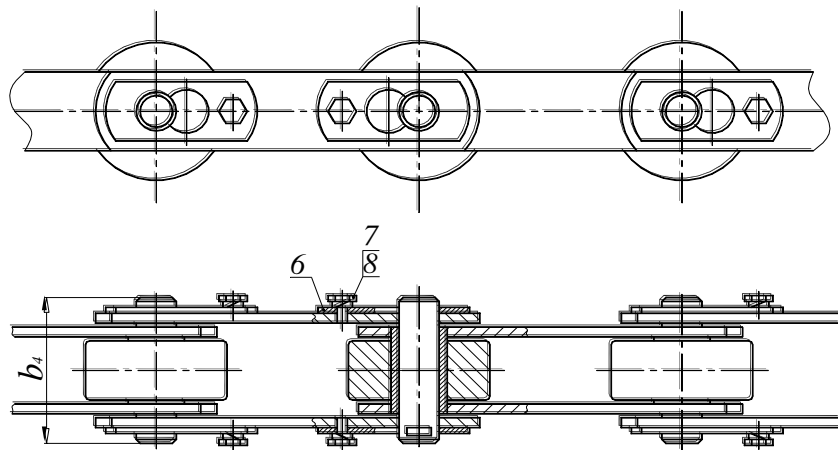
Рисунок 2-П2 Тяговые пластинчатые цепи (тип 2): 1 – валик; 2 – втулка;
3 – ролик; 4 – внутренняя пластина; 5 – наружная пластина; 6 – ригель;
7 – болт; 8 – шайба; 9 – полый валик

Тип 3

ИСПОЛНЕНИЕ 1



ИСПОЛНЕНИЕ 2



ИСПОЛНЕНИЕ 3

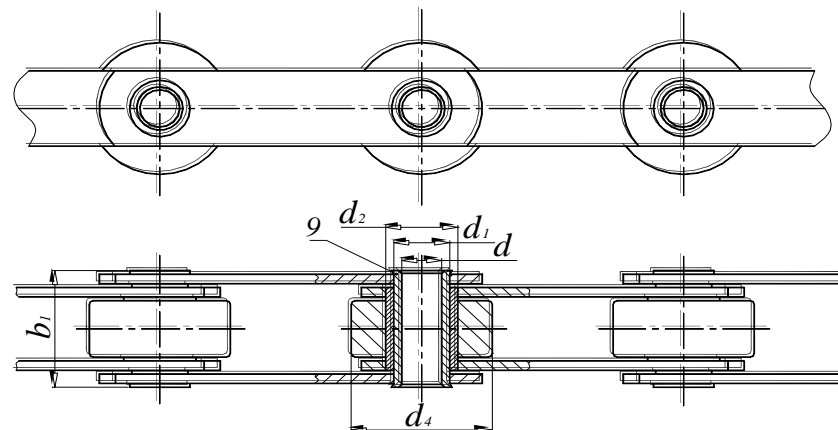
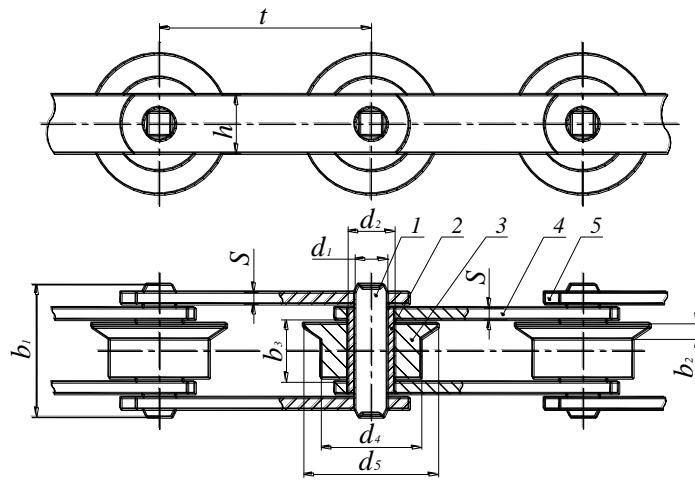


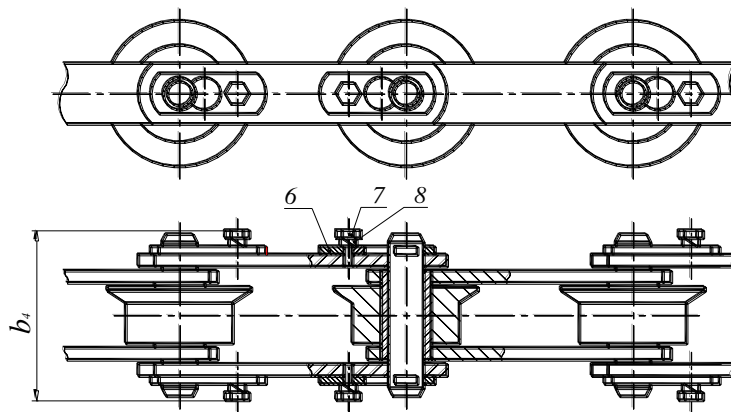
Рисунок 3-П2 Тяговые пластинчатые цепи (тип 3): 1 – валик; 2 – втулка; 3 – каток; 4 – внутренняя пластина; 5 – наружная пластина; 6 – ригель; 7 – болт; 8 – шайба; 9 – полый валик

Тип 4

Исполнение 1



Исполнение 2



Исполнение 3

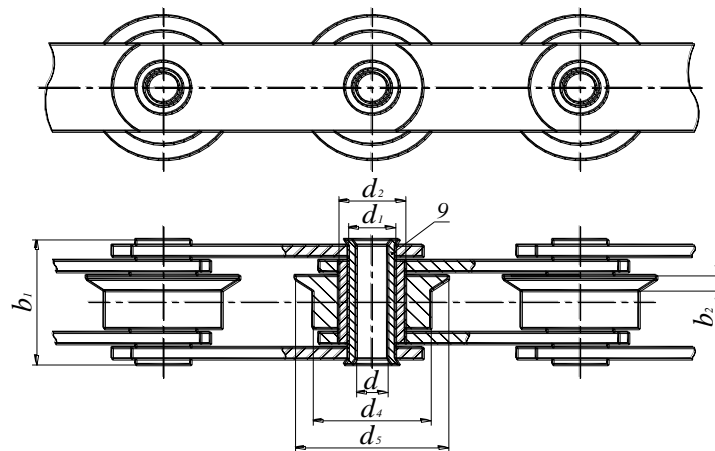


Рисунок 4-П2 Тяговые пластинчатые цепи: 1 – валик; 2 – втулка; 3 – каток с ребордой; 4 – внутренняя пластина; 5 – наружная пластина; 6 – ригель; 7 – болт; 8 – шайба; 9 – полый валик

П2 (продолжение)

Таблица 1-П2 Размеры пластинчатых цепей

Номер цепи	Разрушающая нагрузка, кН (кгс), не менее	Шаг цепи t^*	b_1 , не более	b_2 , не более	b_3 , не менее	b_4 , не более	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h , не более	s
M20	20 (2000)	40 ^{**} – 160	35	3,5	15	49	—	6,0	9,0	12,5	25	35	18	2,5
M28	28 (2800)	50 ^{**} – 200	40	4,0	17	56	—	7,0	10,0	15,0	30	40	20	3,0
M40	40 (4000)	63 – 250	45	4,5	19	63	—	8,5	12,5	18,0	36	45	25	3,5
M56	56 (5600)	63 ^{**} – 250	52	5,0	23	72	—	10,0	15,0	21,0	42	55	30	4,0
M80	80 (8000)	80 – 315	62	6,0	27	86	—	12,0	18,0	25,0	50	65	35	5,0
M112	112 (11200)	80 ^{**} – 400	73	7,0	31	101	—	15,0	21,0	30,0	60	75	40	6,0
M160	160 (16000)	100 ^{**} – 500	85	8,5	36	117	—	18,0	25,0	36,0	70	90	45	7,0
M224	224 (22400)	125 ^{**} – 630	98	10,0	42	134	—	21,0	30,0	42,0	85	105	56	8,0
M315	315 (31500)	160 ^{**} – 630	112	12,0	47	154	—	25,0	36,0	50,0	100	125	60	10,0
M450	450 (45000)	200 – 800	135	14,0	55	185	—	30,0	42,0	60,0	120	150	70	12,0
M630	630 (63000)	250 – 1000	154	16,0	65	214	—	36,0	50,0	70,0	140	175	85	14,0
M900	900 (90000)	250 ^{**} – 1000	180	18,0	76	254	—	44,0	60,0	85,0	170	210	105	16,0
M1250	1250 (125000)	315 ^{**} – 1000	230	22,0	90	310	—	50,0	71,0	100,0	200	250	120	20,0
M1800	1800 (180000)	400 – 1000	260	24,0	110	370	—	60,0	85,0	118,0	236	276	150	22,0
MC28	28 (2800)	63 – 160	42	4,5	17	—	8,3	13,0	17,5	22,5	36	45	26	3,0
MC56	56 (5600)	80 – 250	48	5,0	23	—	10,3	15,5	21,0	27,0	50	65	36	4,0
MC112	112 (11200)	100 – 315	67	7,0	31	—	14,3	22,0	29,0	38,0	70	90	51	6,0
MC224	224 (22400)	160 – 500	90	10,0	42	—	20,3	31,0	41,0	53,0	100	125	72	8,0

* Шаг цепи выбирается из ряда: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 мм.
 ** Применение шагов, отмеченных **, для катковых цепей не допускается.

Таблица 2-П2 Масса 1 м пластинчатой цепи

Тип цепи	Номер цепи	Масса 1 м цепи в кг для шага цепи t_c , мм															
		40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	
1	M20	1,26	1,14	1,05	0,96	0,93	0,88	0,85	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	M28	—	1,58	1,45	1,34	1,26	1,20	1,15	1,10	—	—	—	—	—	—	—	—
	M40	—	—	2,10	2,05	1,90	1,76	1,70	1,65	1,58	—	—	—	—	—	—	—
	M56	—	—	3,34	3,06	2,82	2,62	2,46	2,38	2,30	—	—	—	—	—	—	—
	M80	—	—	—	4,80	4,40	3,95	3,80	3,66	3,47	3,30	—	—	—	—	—	—
	M112	—	—	—	7,26	6,00	5,80	5,30	5,05	4,80	4,55	4,40	—	—	—	—	—
	M160	—	—	—	—	9,15	8,20	7,75	7,05	6,64	6,28	5,95	5,75	—	—	—	—
	M224	—	—	—	—	—	12,70	11,40	10,05	9,80	9,28	8,76	8,45	8,00	—	—	—
	M315	—	—	—	—	—	—	15,90	15,60	13,60	12,60	12,00	11,47	10,89	—	—	—
	M450	—	—	—	—	—	—	—	21,60	20,00	18,60	17,20	16,80	15,78	15,30	—	—
	M630	—	—	—	—	—	—	—	—	29,50	27,60	25,80	24,60	23,00	22,20	21,50	—
	M900	—	—	—	—	—	—	—	—	44,50	41,60	37,65	35,35	33,65	32,00	30,75	—
	M1250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	61,20	57,10	52,90	50,60	48,00	46,00	—
	M1800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	74,20	78,40	73,10	68,50	66,10	—
	MC28	—	—	2,26	2,05	1,88	1,74	1,62	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	MC56	—	—	—	4,19	3,80	3,49	3,22	3,04	2,88	—	—	—	—	—	—	—
	MC112	—	—	—	—	9,09	8,22	7,44	6,89	6,46	6,10	—	—	—	—	—	—
	MC224	—	—	—	—	—	—	—	16,92	15,43	14,22	13,23	12,42	11,81	—	—	—
	2	M20	1,42	1,27	1,16	1,04	1,00	0,93	0,80	—	—	—	—	—	—	—	—
M28		—	1,84	1,64	1,50	1,40	1,30	1,22	1,16	—	—	—	—	—	—	—	—
M40		—	—	2,38	2,28	2,10	2,00	1,82	1,75	1,70	—	—	—	—	—	—	—
M56		—	—	3,23	3,45	3,15	2,85	2,65	2,55	3,37	—	—	—	—	—	—	—
M80		—	—	—	5,40	4,90	4,35	4,10	3,90	3,67	3,46	—	—	—	—	—	—
M112		—	—	—	8,40	6,40	6,10	5,90	5,46	5,15	4,80	4,65	—	—	—	—	—

Продолжение таблицы 2-П2

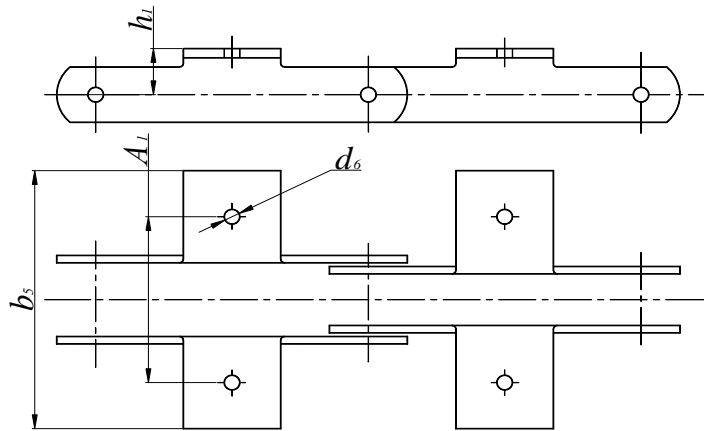
Тип цепи	Номер цепи	Масса 1 м цепи в кг для шага цепи t_c , мм															
		40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	
2	M160	—	—	—	—	10,60	9,35	8,70	7,80	7,25	6,75	6,30	6,05	—	—	—	
	M224	—	—	—	—	—	14,30	12,70	11,70	10,60	9,95	9,27	8,86	8,20	—	—	
	M315	—	—	—	—	—	—	—	16,40	15,00	13,70	12,90	12,17	11,53	—	—	
	M450	—	—	—	—	—	—	—	24,80	22,40	20,60	18,70	18,00	16,77	15,98	—	
	M630	—	—	—	—	—	—	—	—	33,30	30,65	28,20	26,40	24,60	23,40	22,50	
	M900	—	—	—	—	—	—	—	—	51,30	46,90	41,90	38,75	36,40	34,00	32,50	
	M1250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	69,90	64,00	58,40	55,00	54,40	48,60	
	M1800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	88,40	86,20	81,00	74,70	71,10	
	MC28	—	—	2,56	2,29	2,07	1,89	1,74	—	—	—	—	—	—	—	—	
	MC56	—	—	—	4,65	4,18	3,79	3,45	3,23	3,03	—	—	—	—	—	—	
	MC112	—	—	—	—	10,20	9,11	2,13	7,45	6,90	6,45	—	—	—	—	—	
	MC224	—	—	—	—	—	—	18,70	16,85	15,36	14,13	13,13	12,38	—	—	—	
	3	M20	—	1,80	1,56	1,37	1,26	1,15	1,05	—	—	—	—	—	—	—	—
		M28	—	—	2,44	2,22	1,89	1,70	1,55	1,40	—	—	—	—	—	—	—
M40		—	—	3,47	3,14	2,78	2,47	2,25	2,05	1,95	—	—	—	—	—	—	
M56		—	—	—	4,90	4,30	3,80	3,38	3,15	2,85	—	—	—	—	—	—	
M80		—	—	—	8,05	7,00	6,05	5,38	4,96	4,50	4,10	—	—	—	—	—	
M112		—	—	—	—	10,00	9,32	8,12	7,24	6,58	5,95	5,50	—	—	—	—	
M160		—	—	—	—	—	13,65	12,00	10,48	9,38	8,45	7,65	7,12	—	—	—	
M224		—	—	—	—	—	—	18,80	16,60	14,50	13,00	11,70	10,62	9,82	—	—	
M315		—	—	—	—	—	—	—	23,78	20,90	18,40	16,56	15,12	13,88	—	—	
M450		—	—	—	—	—	—	—	37,15	32,35	28,45	24,90	22,98	20,77	19,18	—	
M630		—	—	—	—	—	—	—	—	49,20	43,20	38,10	34,40	29,90	28,40	26,40	
M900	—	—	—	—	—	—	—	—	—	67,90	59,35	52,15	47,50	42,80	39,50		

Продолжение таблицы 2-П2

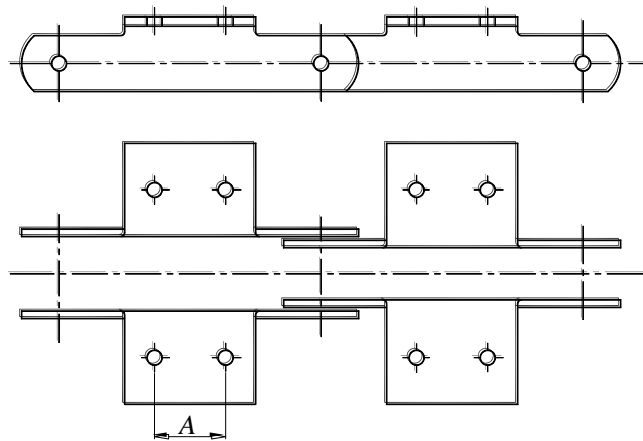
Тип цепи	Номер цепи	Масса 1 м цепи в кг для шага цепи t_c , мм														
		40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000
3	M1250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	91,35	80,30	72,45	65,10	59,60
	M1800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	132,00	124,80	110	97,50	89,30
	MC28	—	—	3,99	3,41	2,97	2,61	2,30	—	—	—	—	—	—	—	—
	MC56	—	—	—	7,99	6,84	5,92	5,12	4,56	4,09	—	—	—	—	—	—
	MC112	—	—	—	—	17,35	14,83	12,61	11,02	9,76	8,72	—	—	—	—	—
	MC224	—	—	—	—	—	—	31,39	27,00	23,48	20,57	18,20	16,44	—	—	—
4	M20	—	2,04	1,80	1,52	1,38	1,25	1,12	—	—	—	—	—	—	—	—
	M28	—	—	2,45	2,35	2,05	1,85	1,65	1,50	—	—	—	—	—	—	—
	M40	—	—	3,80	3,40	3,00	2,60	2,38	2,18	2,15	—	—	—	—	—	—
	M56	—	—	—	8,80	4,68	4,10	3,60	3,30	3,10	—	—	—	—	—	—
	M80	—	—	—	—	7,00	6,50	5,78	5,26	4,75	4,38	—	—	—	—	—
	M112	—	—	—	—	10,80	10,00	8,00	7,55	6,88	6,17	5,70	—	—	—	—
	M160	—	—	—	—	—	13,80	12,10	10,60	9,45	8,50	7,70	7,15	—	—	—
	M224	—	—	—	—	—	—	19,60	17,10	15,00	13,40	12,00	11,05	10,75	—	—
	M315	—	—	—	—	—	—	—	25,70	22,50	19,70	17,60	16,00	14,50	—	—
	M450	—	—	—	—	—	—	—	40,40	34,00	30,50	26,60	24,30	21,70	20,00	—
	M630	—	—	—	—	—	—	—	—	53,30	46,50	40,60	36,40	32,50	29,60	27,45
	M900	—	—	—	—	—	—	—	—	—	74,20	63,40	56,00	50,00	44,80	41,00
	M1250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	97,90	85,50	76,60	68,40	62,10
	M1800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	138,60	130,0	114,10	100,70	91,90
	MC28	—	—	4,13	3,53	3,06	2,68	2,35	—	—	—	—	—	—	—	—
	MC56	—	—	—	8,32	7,11	6,13	5,29	4,69	4,20	—	—	—	—	—	—
	MC112	—	—	—	—	18,07	15,40	13,05	11,38	10,05	8,95	—	—	—	—	—
MC224	—	—	—	—	—	—	—	32,66	28,03	24,29	21,21	18,71	16,85	—	—	

ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Тип 1.1



Тип 1.2



Тип 1.3

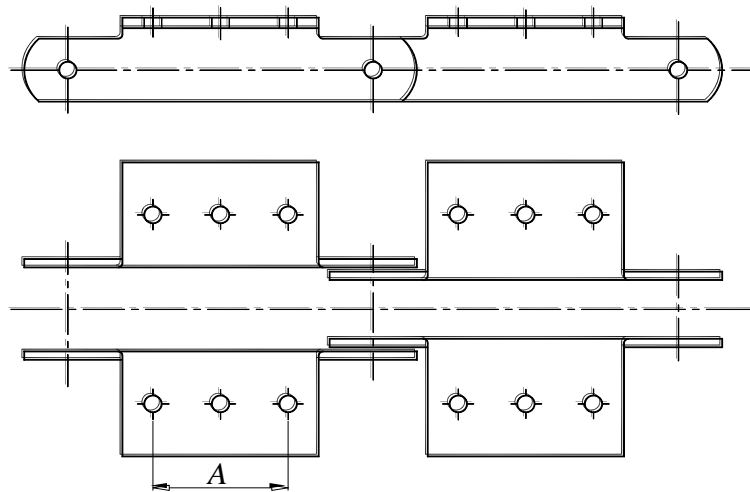
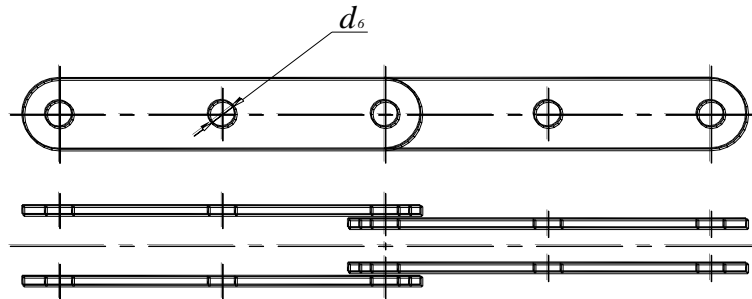
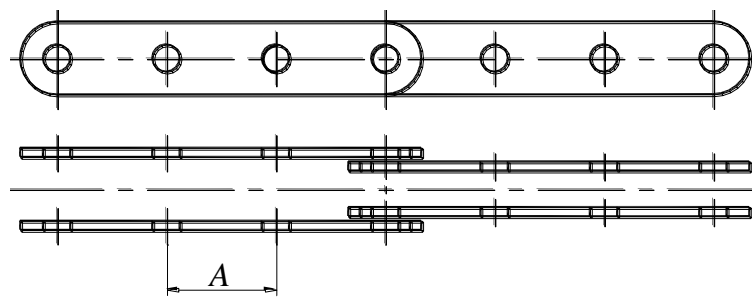


Рисунок 1-ПЗ Основные размеры присоединительных элементов

Тип 2.1



Тип 2.2



Тип 3

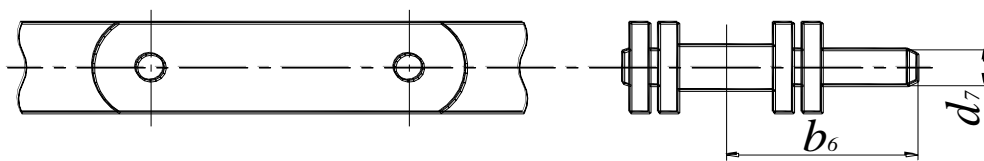


Таблица 1-ПЗ Размеры присоединительных элементов

Номер цепи	d_6	d_7	h_1	A_1	b_5 , не бо- лее	b_6	Типы					
							1.2 и 2.2		1.2 и 2.2		1.3 и 2.3	
							Исполнения					
							1		2		3	
							t^*	A	t^*	A	t^*	A
M20	6,6	7	16	54	84	30	63	20	80	35	100	50
M28	9,0	8	20	64	100	34	80	25	100	40	125	65
M40	9,0	10	25	70	112	40	80	20	100	40	125	65
M56	11,0	12	30	88	140	49	100	25	125	50	160	85
M80	11,0	15	35	96	160	57	125	50	160	85	200	125
M112	14,0	18	40	110	184	67	125	35	160	65	200	100
M160	14,0	22	45	124	200	79	160	50	200	85	250	145
M224	18,0	25	55	140	228	94	200	65	250	125	315	190
M315	18,0	30	65	160	250	111	200	50	250	100	315	155
M450	18,0	35	75	180	280	129	250	85	315	155	400	240
M630	24,0	—	90	230	380	—	315	100	400	190	500	300
M900	30,0	—	110	280	480	—	315	65	400	155	500	240

* Минимальный шаг t цепи при расстоянии A между отверстиями

Пример условного обозначения тяговой пластинчатой цепи М с разрушающей нагрузкой 112 кН (11200 кгс) типа 2 с шагом 200 мм с присоединительными элементами типа 1.3 исполнения 3 с односторонним их расположением (1) и чередованием через 3 шага:
M112 – 2 – 200 – 1 – 1.3 – 3 – 1 – 3 ГОСТ 588–81

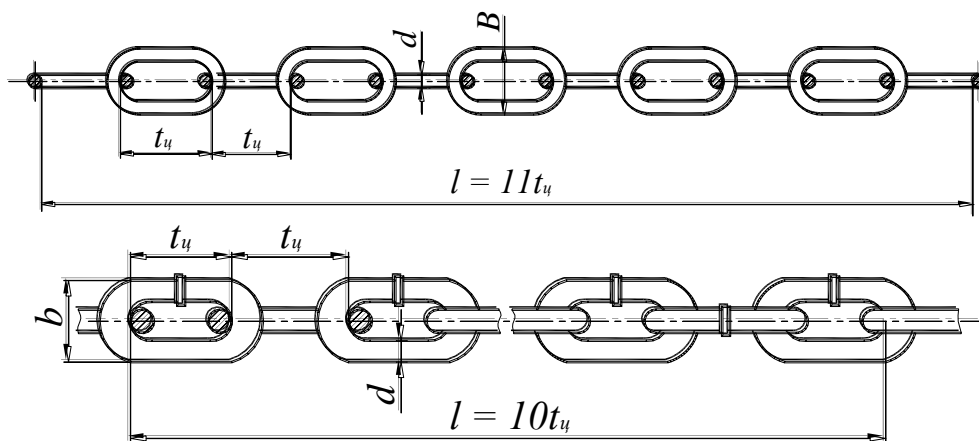
То же, с шагом 100 мм с присоединительными элементами типа 1.1 исполнения 0 с односторонним их расположением (1) и чередованием через 3 шага:
M112 – 2 – 100 – 1 – 1.1 – 0 – 1 – 3 ГОСТ 588–81

То же, с присоединительными элементами типа 3 с односторонним их расположением и чередованием через 3 шага:
M112 – 2 – 100 – 1 – 3 – 1 – 3 ГОСТ 588–81

РОЛИКОВЫЕ И КРУЗЛОЗВЕННЫЕ ЦЕПИ

Таблица 1-П4 Параметры и размеры роликовых длиннозвенных цепей (ГОСТ 4267-78)

Обозначение цепи	Шаг цепи	$B_{нв}$, не менее	B , не более	Разрушающая нагрузка, кН	Шаг чередования специальных зве- ньев с лапками
	мм				
ТРД-38—3000—1— 1—6	38,00	22,00	80	30,00	2, 4, 6, 8, 10
ТРД-38—4000—1—1—6	38,00	20,50	80	40,00	2, 4, 8
ТРД-38—3000—1—1—8	38,00	22,00	80	30,00	2, 4, (4x6), 8, 12
ТРД-38—4000—1—1—8	38,00	20,50	80	40,00	2, 4, (4x6), 8, 12
ТРД-38—3000—1—2—6	38,00	22,00	72	30,00	2, 4, 6, 8, 10
ТРД-38—4000—1—2—6	38,00	20,50	72	40,00	2, 4, 8
ТРД-38—3000—1—2—8	38,00	22,00	72	30,00	2, 4, (4x6), 8, 12
ТРД-38—4000—1—2—8	38,00	20,50	72	40,00	2, 4, (4x6), 8, 12
ТРД-38—3000—1—3—6	38,00	22,00	80	30,00	1
ТРД-38—3000—2—1—6	38,00	22,00	72	30,00	4, 6, 8, 12
ТРД-38—3000—2—2—6	38,00	22,00	80	30,00	4, 6, 8, 12
ТРД-38—3000—3—6	38,00	22,00	80	30,00	2, 6, 8, 10
ТРД-38—3000—3—10	38,00	22,00	80	30,00	2, 8, (8x2), 10
ТРД-38—4000—3—10	38,00	20,50	80	40,00	2, 8, 10
ТРД-38—3000—4—1—6	38,00	22,00	72	30,00	4
ТРД-38—3000—4—2—6	38,00	22,00	92	30,00	4
ТРД-31,75—2270—1—1—6	31,75	9,65	72	22,70	4, 8, 12
ТРД-31,75—2270—1—2—6	31,75	9,65	72	22,70	4, 6, 10
ТРД-31,75—2270—2—1—6	31,75	9,65	72	22,70	4, 8, 12
ТРД-31,75—2270—2—2—6	31,75	9,65	72	22,70	4, 6, 10
ТРД-31,75—2270—3—1—6	31,75	9,65	72	22,70	4, 6, 12



П4 (продолжение)

Таблица 2-П4 Параметры и размеры круглозвенных цепей (ГОСТ 2319-81)

Калибр цепи d		Шаг цепи $t_{ц}$		Ширина цепи b		Пред. откл. длины участка цепи $l=11t_{ц}$ для исполнения 1	Нагрузка, кН, не менее		Масса 1 м цепи, кг
номин.	пред. откл. для исполнения 1	номин.	пред. откл. для исполнения 1	номин.	пред. откл. для исполнения 1		пробная	разрушающая	
мм									
Тип А									
5	±0,4	18,5	±0,5	17	±0,5	+1,5 -0,5	5,0	10,0	0,50
6		18,5 (19)		20 (21)	±0,5		7,0	14,0	0,75
7		22		23	±0,7		9,0	18,0	1,00
8		24 (23)	26 (27)	±0,8	13,0		26,0	1,35	
9	±0,5	27	±0,6	32	±0,9	+2,5 -0,8	16,0	32,0	1,80
9,5		27		31			±0,9	17,0	34,0
10		28	34	±1,0	20,0		40,0	2,25	
11		31	36	±1,1	23,0		46,0	2,70	
13	±0,8	36	±1,0	44 (43)	±1,3	+3,8 -1,3	33,0	66,0	3,80
16		45 (44)		53 (54)	±1,6		51,0	102,0	5,80
18		50	60	±1,8	63,0		126,0	7,30	
20		56	67	±2,0	80,0		160,0	9,00	
23	±1,0	64	±1,5	77	±2,3	+5,5 -1,8	100,0	200,0	12,0
26		73		87	±2,6		126,0	252,0	15,0
28		78	—	94	—	—	150,0	300,0	17,5
30		84	—	101	—	—	170,0	340,0	21,0
Пример условного обозначения цепи с $d = 18$ мм; $t_{ц} = 64$ мм, класса прочности С, степени точности 2: "Цепь круглозвенная 18×64 – С2, ГОСТ 9445 – 70"									

П4 (продолжение)

Продолжение таблицы 2-П4

Калибр цепи d		Шаг цепи $t_{Ц}$		Ширина цепи b		Пред. откл. длины участка цепи $l=11t_{Ц}$ для исполнения 1	Нагрузка, кН, не менее		Масса 1м цепи, кг
номин.	пред. откл. для исполнения 1	номин.	пред. откл. для исполнения 1	номин.	пред. откл. для исполнения 1		пробная	разрушающая	
мм									
33	±1,5	92	—	112	—	—	200,0	400,0	24,5
36		101	—	112	—	—	250,0	500,0	29,0
39		109	—	132	—	—	280,0	560,0	34,0
42		118	—	142	—	—	340,0	680,0	40,0
Тип В									
5	±0,4	20	±0,5	16,5	±0,5	+1,5 -0,5	5,0	10,0	0,50
6		22		20,0	±0,6		7,0	14,0	0,74
8		28		26,5	±0,8		13,0	26,0	1,30
10	±0,5	35	±1,0	34,0	±1,0	+2,5	20,0	40,0	2,05
13		45		44,0	±1,3	-1,0	33,0	66,0	3,45
16	±0,8	56	+1,5	54,0	±1,6	+4,0	51,0	102,0	5,20
18		63		60,0	±1,8	+5,5	63,0	126,0	6,50
20		70	67,0	±2,0	-2,0	80,0	160,0	8,20	
23	±1,0	80	±2,0	77,0	±2,3	+6,5	100,0	200,0	10,8
26		91		87,0	±2,6	-2,0	126,0	252,0	14,0
28		98	—	94,0	—	—	150,0	300,0	16,5
30		105	—	101,0	—	—	170,0	340,0	19,0
33	±1,5	115	—	112,0	—	—	200,0	400,0	22,3
36		126	—	122,0	—	—	250,0	500,0	26,3
39		136	—	132,0	—	—	280,0	560,0	31,0
42		147	—	142,0	—	—	340,0	680,0	36,0
<p>Пример условного обозначения калиброванной цепи $d = 16$ мм; $t_{Ц} = 44$ мм: "Цепь СК16×44, ГОСТ 2319 – 81" Некалиброванной цепи $d = 16$ мм; $t_{Ц} = 19$ мм: "Цепь СН16×19, ГОСТ 2319 – 81"</p>									

П4 (продолжение)

Таблица 3-П4 Нормы прочности и долговечности цепей

Показатель	Класс прочности			
	A1	B1	C	D
Напряжение в МПа/мм ² , не менее:				
при разрыве	70	75	80	95
при пробной нагрузке	56	60	64	76
Относительное удлинение, %, не более:				
при пробной нагрузке	2,0	2,0	2,0	2,5
при разрыве	7	7	7	6
Количество циклов до разрушения при испытаниях на усталостную долговечность при нагрузке от 5 до 25 МПа/мм ² , не менее	50000	50000	50000	70000

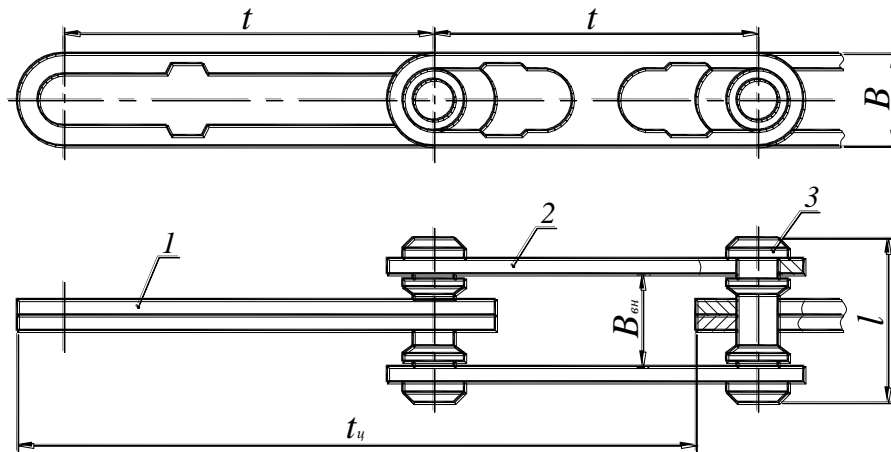
Таблица 4-П4 Параметры и размеры круглозвенных цепей

Калибр цепи d , мм	Разрушающая нагрузка, кН, не менее				Внутренняя длина (шаг) звена $t_{Ц}$, мм	Ширина звена B , мм		Масса 1 м цепи, кг, не более
	Класс прочности					наружная	внутренняя	
	A ₁	B ₁		D				
14	21	23	25	29	50	48	17	4,1
16	28	30	32	38	64	55	20	5,2
18	35	38	41	48	64; 80	60	21	6,9; 6,4
20	43	47	50	60	80	67	23	8,2
22	53	57	61	—	86	75	26	10,0
23	—	—	66	79	86	77	27	11,1
24	63	68	72	86	86	79	28	13,3
26	74	80	85	100	92	87	31	15,5
28	86	92	98	117	100	93	33	18,5
32	112	120	128	153	120	103	37	23,2
Пример условного обозначения цепи с $d = 18$ мм; $t_{Ц} = 64$ мм, класса прочности C, степени точности 2: "Цепь круглозвенная 18×64 – C2, ГОСТ 9445 – 70"								

Таблица 5-П4 Параметры и размеры разборных цепей

Параметры		Расчетный шаг звена $t_{ц}$, мм							
		63	80	100	160	250			
Шаг зацепления, мм	номин.	126	160	200	320	500			
	пред. откл.	$\pm 2,0$	$\pm 2,5$		$\pm 3,0$				
Ширина звена, мм, не более		18	30	42	32	37	40	59	59
Расстояние между наружными звеньями, мм, не менее		15	21	32	27	27	34	42	42
Длина валика, мм, не более		35	48	73	56	60	73	92	92
Нагрузка, кН, не менее	пробная	27	60	174	96	132	174	240	240
	разрушающая	45	106	290	169	220	290	400	400
Удлинение общее, %	при пробной нагрузке, не более	1,8							
	при разрыве, не менее	4,5							
Масса 1 м цепи, кг, не более		1,4	3,2	8,7	3,8	5,2	5,7	9,1	8,0

а)



б)

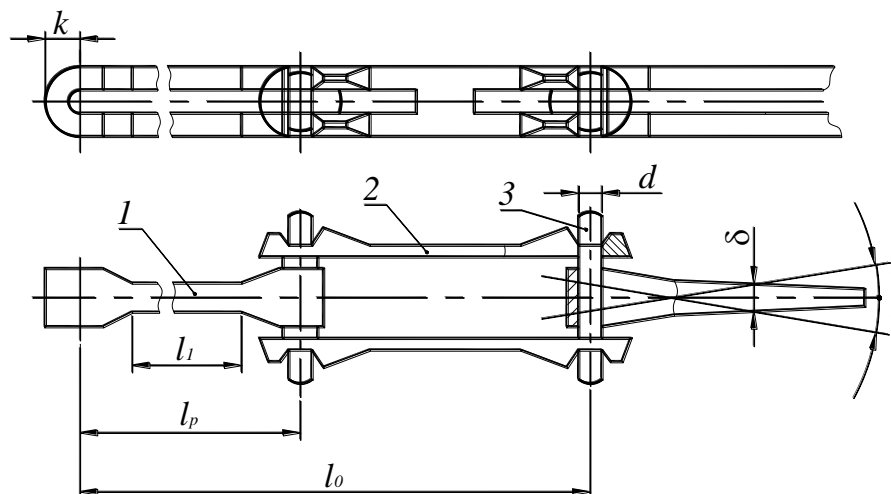


Рисунок 1-П4 Разборные цепи а – холодноштампованные с фиксированными валиками и с вращающимися валиками; б – то же, но с искривленными пластинами для увеличения угла поворота; 1 и 2 – пластины; 3 – валик

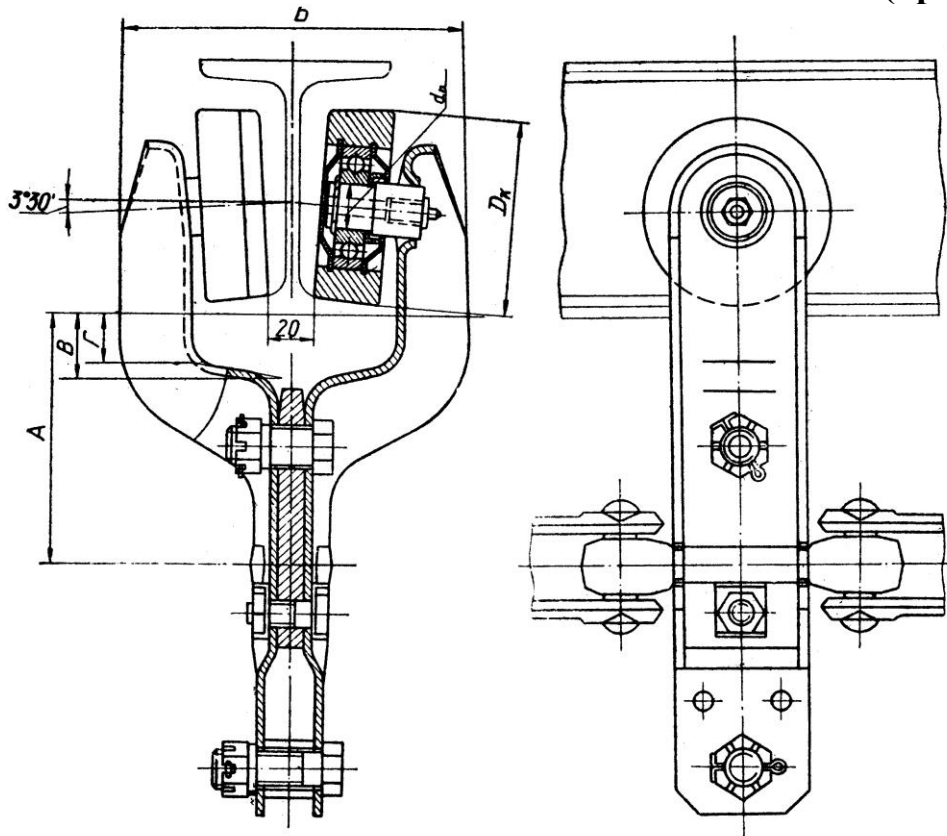


Таблица 6-П4 Характеристика кареток (ГОСТ 5946-81) конвейеров с разборной цепью

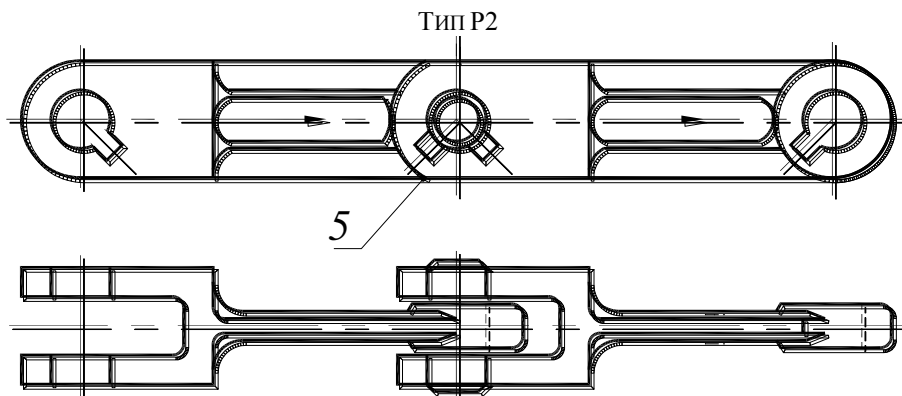
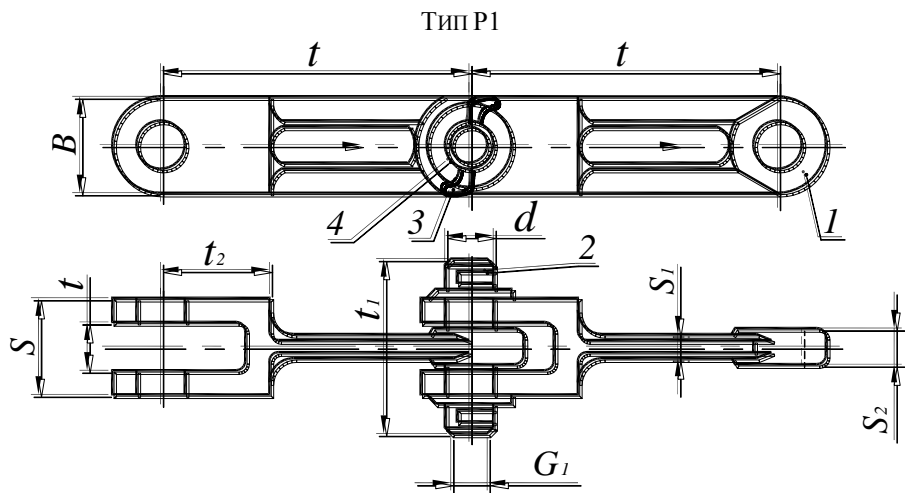
Обозначение каретки	Шаг цепи <i>t</i> , мм	Диаметр катка <i>D</i> , мм	Число подшипников в катке	Диаметр подшипника, мм	Размеры, мм				Вес, кг, не более
					A	Б (не более)	В (не более)	Г (не более)	
80-65	80	65	1	17	75	125	20	15	3
100-80	100	80	1	20	105	155	25	20	7,5
160-125	160	125	2	20	125	180	35	25	13

Таблица 7-П4 Присоединительные размеры разборных цепей типа P2, мм

Параметр	Обозначение цепей типа P2							
	63-80	80-106	80-290	100-160	100-220	160-290	160-400	250-400
Диаметр валика номинальный	8	12	18	14	16	18	24	24
Ширина звеньев внутренняя, не менее	9	13	19	15	17	19	26	26
Толщина внутреннего звена в средней части, не более	7	13	20	16	18	20	24	24
Высота головки, не более	9	16	21	17	19	21	33	33
Длина впадины внутреннего звена, не менее	30	32	50	40	40	63	63	100
Угол поворота звеньев в плоскости осей шарниров, ... °, не менее	3 и 13							

Таблица 8-П4 Размеры вильчатых цепей, мм

Шаг цепи	Ширина звена	Толщина вилки звена	Толщина стержня звена	Толщина хвостовика звена, не более	Расстояние между внутренними плоскостями вилок	Длина вилки звена	Диаметр пальца	Длина пальца, не более, для цепи типа		Диаметр отверстия под шплинт типа P1 и P2	Диаметр выступов цепи типа P3	Толщина вилки по выступам типа P3	Разрушающая нагрузка, кН, не менее, для цепи категории		Масса 1 м цепи, кг, не более
								P1	P2 и P3				H	B	
100	38	27	8	11	12	30	16	48	30	4	32	47	160	220	4,9
125	42	35	10	15	16	36	20	56	38	4	36	60	240	330	7,6
160	50	43	12	20	22	45	25	70	46	6	42	72	400	550	9,5
200	64	52	15	23	25	56	32	82	56	6	55	90	640	880	15,6
250	80	66	18	30	32	70	40	95	70	6	70	110	1000	1400	25,5



Тип P3

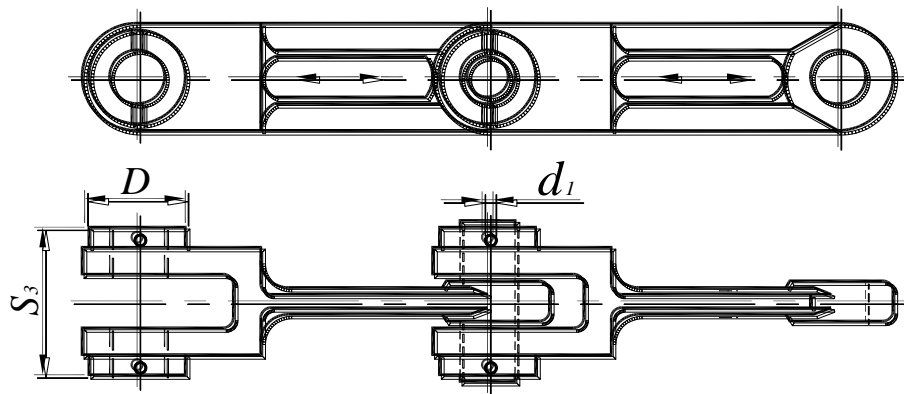


Рисунок 2-П4 Цепи вильчатые: P_1 – разборная, с фиксацией пальца проволочным шплинтом;
 P_2 – легкоразборная, с фиксацией пальца штифтом-шпонкой;
 P_3 – разборная, с фиксацией пальца проволочным шплинтом, реверсивная;
 1 – звено; 2 – палец; 3 – шплинт; 4 – шайба; 5 – штифт-шпонка

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

ТАБЛИЦА 1-П5 ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАКРЫТЫХ ОБДУВАЕМЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ЕДИНОЙ СЕРИИ 4А

ТИПОРАЗМЕР двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	КПД, %	cos φ	M_{II}/M_H	M_{max}/M_H	Маховой момент, кг·м ²
Синхронная частота вращения 3000 мин⁻¹							
4A50B2Y3	0,12	2710	63	0,70	2,0	2,2	1,07·10 ⁻⁴
4A56A2Y3	0,18	2800	66	0,76	2,0	2,2	16,6·10 ⁻⁴
4A56B2Y3	0,25	2770	68	0,77	2,0	2,2	18,6·10 ⁻⁴
4A63A2Y3	0,37	2750	70	0,86	2,0	2,2	30,5·10 ⁻⁴
4A63B2Y3	0,55	2740	73	0,86	2,0	2,2	36·10 ⁻⁴
4A71A2Y3	0,75	2840	77	0,87	2,0	2,2	39·10 ⁻⁴
4A71B2Y3	1,1	2810	77,5	0,87	2,0	2,2	42·10 ⁻⁴
4A80A2Y3	1,5	2850	81	0,85	2,1	2,6	73·10 ⁻⁴
4A80B2Y3	2,2	2850	83	0,87	2,1	2,6	85·10 ⁻⁴
4A90L2Y3	3,0	2840	84,5	0,88	2,1	2,5	1,41·10 ⁻²
4A100S2Y3	4,0	2880	86,5	0,89	2,0	2,5	2,37·10 ⁻²
4A100L2Y3	5,5	2880	87,5	0,91	2,0	2,5	0,03
4A112M2Y3	7,5	2900	87,5	0,88	2,0	2,8	0,04
4A132M2Y3	11,0	2900	88	0,90	1,7	2,8	0,09
4A160S2Y3	15,0	2940	88	0,91	1,4	2,2	0,19
4A160M2Y3	18,5	2940	88,5	0,92	1,4	2,2	0,21
4A180S2Y3	22,0	2945	88,5	0,91	1,4	2,5	0,28
4A180M2Y3	30,0	2945	90,5	0,90	1,4	2,5	0,34
4A200M2Y3	37,0	2945	90	0,89	1,4	2,5	0,58
4A200L2Y3	45,0	2945	91	0,90	1,4	2,5	0,67
4A225M2Y3	55,0	2945	91	0,92	1,4	2,5	1,0
4A250S2Y3	75,0	2960	91	0,89	1,2	2,5	0,86
4A250M2Y3	90,0	2960	92	0,90	1,2	2,5	2,08
Синхронная частота вращения 1500 мин⁻¹							
4A50B4Y3	0,09	1370	55	0,60	2,0	2,2	1,3·10 ⁻⁴
4A56A4Y3	0,12	1375	63	0,66	2,1	2,2	28·10 ⁻⁴
4A56B4Y3	0,18	1365	64	0,64	2,1	2,2	31,5·10 ⁻⁴
4A63A4Y3	0,25	1380	68	0,64	2,0	2,2	49,5·10 ⁻⁴
4A63B4Y3	0,37	1365	68	0,69	2,0	2,2	55·10 ⁻⁴

Продолжение таблицы 1-П5

П5 (продолжение)

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	КПД, %	cos φ	M_{II}/M_H	M_{max}/M_H	Маховой момент, кг·м ²
4A71A4Y3	0,55	1390	70,5	0,70	2,0	2,2	$52 \cdot 10^{-4}$
4A71B4Y3	0,75	1390	72	0,73	2,0	2,2	$57 \cdot 10^{-4}$
4A80A4Y3	1,1	1420	75	0,81	2,0	2,2	$1,29 \cdot 10^{-2}$
4A80B4Y3	1,5	1415	77	0,83	2,0	2,4	$1,33 \cdot 10^{-2}$
4A90L4Y3	2,2	1425	80	0,83	2,1	2,4	$2,24 \cdot 10^{-2}$
4A100S4Y3	3,0	1435	82	0,83	2,0	2,4	$3,47 \cdot 10^{-2}$
4A100L4Y3	4,0	1430	84	0,84	2,0	2,4	$4,5 \cdot 10^{-2}$
4A112M4Y3	5,5	1445	85,5	0,85	2,0	2,2	$7 \cdot 10^{-2}$
4A132S4Y3	7,5	1445	87,5	0,86	2,2	3,0	0,11
4A132M4Y3	11,0	1460	87,5	0,87	2,2	3,0	0,16
4A160S4Y3	15,0	1465	88,5	0,88	1,4	2,3	0,41
4A160M4Y3	18,5	1465	89,5	0,88	1,4	2,3	0,51
4A180S4Y3	22,0	1470	90	0,90	1,4	2,3	0,76
4A180M4Y3	30,0	1470	91	0,89	1,4	2,3	0,93
4A200M4Y3	37,0	1475	91	0,90	1,4	2,5	1,47
4A200L4Y3	45,0	1475	92	0,90	1,4	2,5	0,78
4A225M4Y3	55,0	1480	92,5	0,90	1,3	2,5	0,56
4A250S4Y3	75,0	1480	93	0,90	1,2	2,3	4,08
4A250M4Y3	90,0	1480	93	0,91	1,2	2,3	4,67
Синхронная частота вращения 1000 мин⁻¹							
4A63A6Y3	0,18	885	56	0,62	2,2	2,2	$69,4 \cdot 10^{-4}$
4A63B6Y3	0,25	890	59	0,62	2,2	2,2	$86 \cdot 10^{-4}$
4A71A6Y3	0,37	910	64,5	0,69	2,0	2,2	$67 \cdot 10^{-4}$
4A71B6Y3	0,55	900	67,5	0,71	2,0	2,2	$81 \cdot 10^{-4}$
4A80A6Y3	0,75	915	69	0,74	2,0	2,2	$1,85 \cdot 10^{-2}$
4A80B6Y3	1,1	920	74	0,74	2,0	2,2	$1,84 \cdot 10^{-2}$
4A90L6Y3	1,5	935	75	0,74	2,0	2,2	$2,94 \cdot 10^{-2}$
4A100L6Y3	2,2	950	81	0,73	2,0	2,2	$5,24 \cdot 10^{-2}$
4A112MA6Y3	3,0	955	81	0,76	2,0	2,5	$7 \cdot 10^{-2}$
4A112MB6Y3	4,0	950	82	0,81	2,0	2,5	$8 \cdot 10^{-2}$
4A132S6Y3	5,5	965	85	0,80	2,0	2,5	$16 \cdot 10^{-2}$
4A132M6Y3	7,5	970	85,5	0,81	2,0	2,5	$23 \cdot 10^{-2}$

Продолжение таблицы 1-П5

П5 (продолжение)

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	КПД, %	cos φ	$M_{П}/M_{Н}$	$M_{max}/M_{Н}$	Маховой момент, кг·м ²
4A160S6Y3	11,0	975	86	0,86	1,2	2,0	55·10 ⁻²
4A160M6Y3	15,0	975	87,5	0,87	1,2	2,0	73·10 ⁻²
4A180M6Y3	18,5	975	88	0,87	1,2	2,0	88·10 ⁻²
4A200M6Y3	22,0	975	90	0,90	1,3	2,4	1,6
4A200L6Y3	30,0	980	90,5	0,90	1,3	2,4	1,81
4A225M6Y3	37,0	980	91	0,89	1,2	2,3	2,95
4A250S6Y3	45,0	985	91,5	0,89	1,2	2,1	4,62
4A250M6Y3	55,0	985	91,5	0,89	1,2	2,1	5,04
4A280S6Y3	75,0	985	92	0,89	1,4	2,2	11,7
4A280M6Y3	90,0	985	92,5	0,89	1,4	2,2	13,5
Синхронная частота вращения 750 мин⁻¹							
4A71B8Y3	0,25	680	56	0,65	1,6	1,7	74·10 ⁻⁴
4A80A8Y3	0,37	675	61,5	0,65	1,6	1,7	1,35·10 ⁻²
4A80B8Y3	0,55	700	64	0,65	1,6	1,7	1,62·10 ⁻²
4A90LA8Y3	0,75	700	68	0,62	1,6	*1,9	2,7·10 ⁻²
4A100L8Y3	1,1	700	70	0,68	1,6	1,9	3,45·10 ⁻²
4A112MA8Y3	1,5	700	74	0,65	1,6	1,9	5,2·10 ⁻²
4A112MB8Y3	2,2	700	76,5	0,71	1,9	2,2	7,0·10 ⁻²
4A132S8Y3	3,0	700	79	0,74	1,9	2,2	10·10 ⁻²
4A132M8Y3	4,0	720	83	0,70	1,9	2,6	17·10 ⁻²
4A160S8Y3	5,5	720	83	0,74	1,9	2,6	23·10 ⁻²
4A180M8Y3	7,5	730	86	0,75	1,4	2,2	55·10 ⁻²
4A200M8Y3	11,0	730	87	0,75	1,4	2,2	72·10 ⁻²
4A200L8Y3	15,0	730	87	0,82	1,2	2,0	1,0
4A225M8Y3	18,5	735	88,5	0,84	1,2	2,2	1,6
4A250S8Y3	22,0	730	88,5	0,84	1,2	2,0	1,81
4A250M8Y3	30,0	735	90	0,81	1,3	2,1	2,95
4A280S8Y3	37,0	735	90	0,83	1,2	2,0	4,62
4A280M8Y3	45,0	740	91	0,84	1,2	2,0	5,45
4A250S6Y3	55,0	735	92	0,84	1,2	2,0	12,7
4A250M6Y3	75,0	735	92,5	0,85	1,2	2,0	16,5
4A280S6Y3	90,0	740	93	0,85	1,2	2,3	19,7

ПРИМЕЧАНИЕ. Стандарты предусматривают выпуск электродвигателей с синхронной частотой вращения 600 и 500 мин⁻¹, а так же защищенного типа.

П5 (продолжение)

Таблица 2-П5 Технические характеристики закрытых обдуваемых электродвигателей единой серии 4А с повышенным пусковым моментом

Типоразмер Двигателя	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	КПД, %	Cos φ	Маховой момент, Кг·м ²
		При номинальной нагрузке			
Синхронная частота вращения 1500 мин⁻¹					
4ap160s4уз	15,0	1465	87,5	0,87	0,41
4ap160м4уз	18,5	1465	88,5	0,87	0,51
4ap180s4уз	22,0	1460	90,0	0,87	0,76
4ap180м4уз	30,0	1460	90,0	0,87	0,93
4ap200м4уз	37,0	1470	91,0	0,88	1,17
4ap200l4уз	45,0	1470	92,0	0,88	1,86
4ap225м4уз	55,0	1475	92,5	0,88	2,56
4ap250s4уз	75,0	1475	93,0	0,87	4,08
4ap250м4уз	90,0	1475	93,0	0,88	4,67
Синхронная частота вращения 1000 мин⁻¹					
4ap160s6уз	11,0	975	85,5	0,83	0,55
4ap160м6уз	15,0	975	87,5	0,83	0,73
4ap180м6уз	18,5	970	87,0	0,80	0,88
4ap200м6уз	22,0	975	90,5	0,85	1,60
4ap20l6уз	30,0	975	90,5	0,86	1,81
4ap225м6уз	37,0	980	90,5	0,84	2,95
4ap250s6уз	45,0	980	91,5	0,82	4,62
4ap250м6уз	55,0	980	91,5	0,83	5,04
Синхронная частота вращения 750 мин⁻¹					
4ap160s8уз	7,5	730	86,0	0,75	0,55
4ap160м8уз	11,0	730	87,0	0,75	0,72
4ap170м8уз	15,0	730	86,5	0,77	1,00
4ap200м8уз	18,5	730	88,0	0,78	1,60
4ap200l8уз	22,0	730	88,5	0,80	1,81
4ap225м8уз	30,0	730	90,0	0,80	2,95
4ap250s8уз	37,0	735	90,0	0,72	4,62
4ap250м8уз	45,0	735	90,5	0,75	5,45

ПРИМЕЧАНИЕ. Отношение M_{II}/M_H и M_{max}/M_H для $n=1500$ мин⁻¹ и $n=1000$ мин⁻¹ равны соответственно 2 и 2,2, а для $n=750$ мин⁻¹ – соответственно 1,8 и 2.

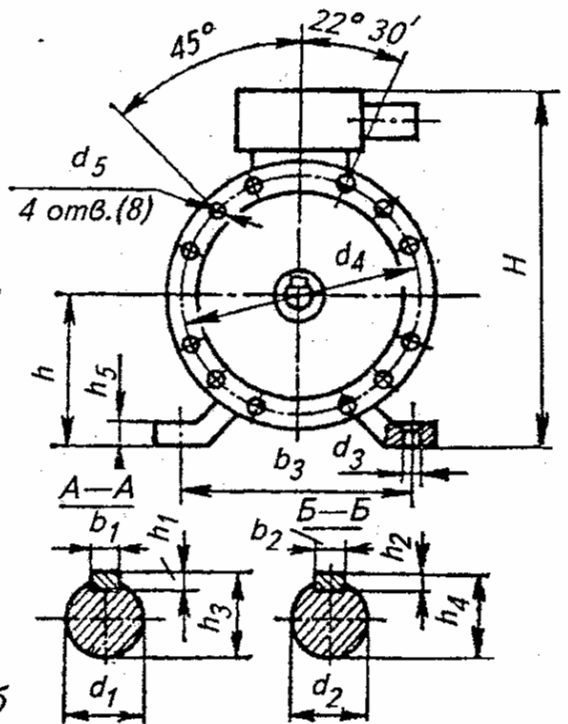
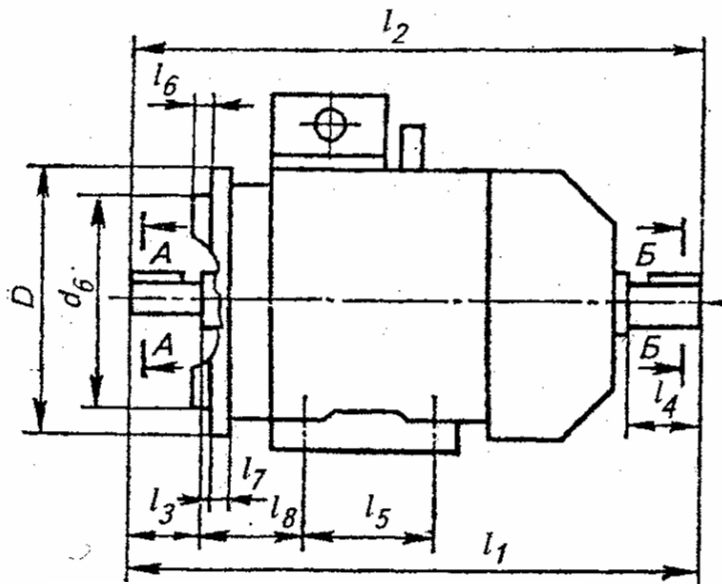
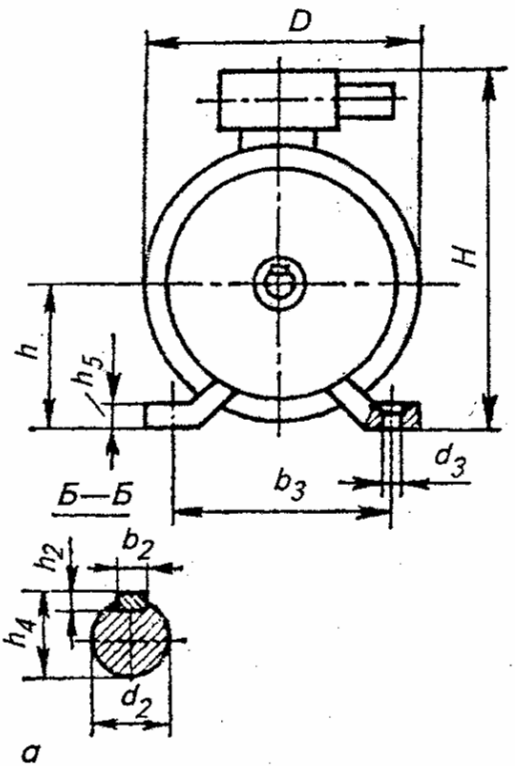
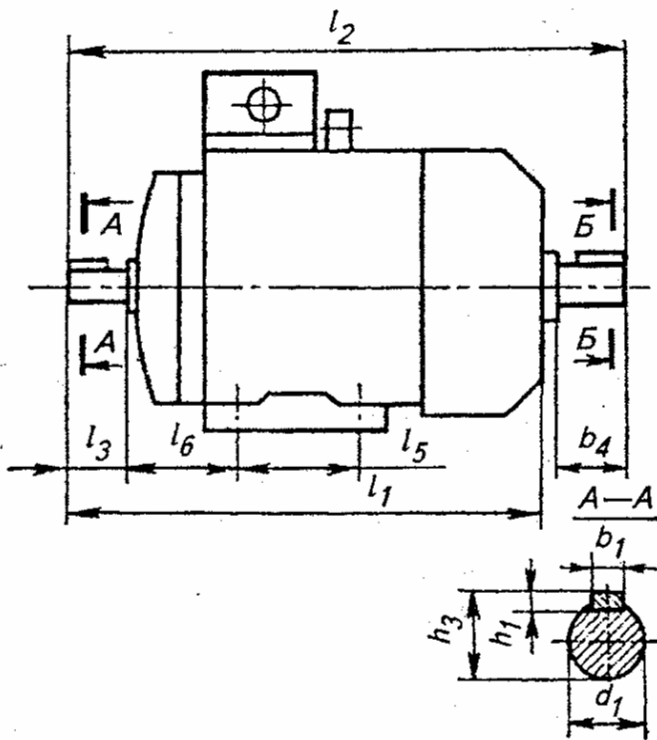
П5 (продолжение)

Таблица 3-П5 Технические характеристики электродвигателей единой серии 4А с повышенным скольжением

Типоразмер двигателя	Номинальная мощность кВт, при ПВ=40%	Скольжение, %	Частота вращения, мин ⁻¹	ПД, %	cos φ	M_{II}/M_H	M_{max}/M_H	Маховой момент, кг·м ²
Синхронная частота вращения 3000 мин⁻¹								
4AC71A2Y3	1,0	10	2700	72	0,87	2	2,2	39,3·10 ⁻⁴
4AC71B2Y3	1,2	10	2700	72	0,83	2	2,2	42,2·10 ⁻⁴
4AC80A2Y3	1,9	8,5	2745	75	0,87	2	2,2	73·10 ⁻⁴
4AC80B2Y3	2,5	8,5	2745	76	0,87	2	2,2	85·10 ⁻⁴
4AC90L2Y3	3,5	7,5	2775	80	0,86	2	2,2	1,41·10 ⁻²
4AC100S2Y3	4,8	6,5	2805	82	0,86	2	2,2	2,37·10 ⁻²
4AC100L2Y3	6,3	6,5	2805	82	0,86	2	2,2	3·10 ⁻²
4AC112M2Y3	8	5	2850	84	0,84	2	2,4	4·10 ⁻²
4AC132M2Y3	11	5,5	2840	84	0,89	2	2,4	9·10 ⁻²
Синхронная частота вращения 1500 мин⁻¹								
4AC71A4Y3	0,6	10	1350	68	0,73	2	2,2	52,1·10 ⁻⁴
4AC71B4Y3	0,8	10	1350	68,5	0,75	2	2,2	56,7·10 ⁻⁴
4AC80A4Y3	1,3	9,5	1358	68,5	0,82	2	2,2	1,29·10 ⁻²
4AC80B4Y3	1,7	11	1335	70	0,82	2	2,2	1,33·10 ⁻²
4AC90L4Y3	2,4	9,5	1360	76	0,82	2	2,2	2,24·10 ⁻²
4AC100S4Y3	3,2	7	1395	76,5	0,82	2	2,2	3,47·10 ⁻²
4AC100L4Y3	4,25	7	1395	78	0,82	2	2,2	4,5·10 ⁻²
4AC112M4Y3	5,6	7	1395	79	0,83	2	2,2	6,65·10 ⁻²
4AC132S4Y3	8,5	7,5	1395	82,5	0,85	2	2,2	11,3·10 ⁻²
4AC132M4Y3	11,8	6	1410	84	0,85	2	2,2	16·10 ⁻²
4AC160S4Y3	17	5	1425	84,5	0,86	2	2,2	41·10 ⁻²
4AC160M4Y3	20	4,5	1432	87	0,87	2	2,2	51·10 ⁻²
4AC180S4Y3	21	5,5	1418	86	0,92	2	2,2	76·10 ⁻²
4AC180M4Y3	26,5	4	1440	88,5	0,91	2	2,2	93·10 ⁻²
4AC200M4Y3	31,5	6	1410	87,5	0,92	2	2,2	1,47
4AC200L4Y3	40	6	1410	89	0,93	2	2,2	1,78
4AC225M4Y3	50	7	1395	87,5	0,92	2	2,2	2,56
4AC250S4Y3	56	8	1380	87,5	0,92	2	2,2	4,08
4AC250M4Y3	63	9	1365	87	0,93	2	2,2	4,67
Синхронная частота вращения 1000 мин⁻¹								
4AC71A6Y3	0,4	8	920	62,5	0,70	2	2,1	6,8·10 ⁻⁴
4AC71B6Y3	0,63	8	920	65	0,70	2	2,1	81,3·10 ⁻⁴
4AC80A6Y3	0,8	14	860	61	0,68	2	2,1	1,35·10 ⁻²
4AC80B6Y3	1,2	14	860	66,5	0,73	2	2,1	1,38·10 ⁻²
4AC90L6Y3	1,7	10	900	71	0,72	1,9	2,1	2,94·10 ⁻²

Продолжение таблицы 3-П5

Типоразмер двигателя	Номинальная мощность кВт, при ПВ=40%	Скольжение, %	Частота вращения, мин ⁻¹	КПД, %	cos φ	M_{II}/M_H	M_{max}/M_H	Маховой момент, кг·м ²
Синхронная частота вращения 1000 мин⁻¹								
4AC100L6Y3	2,6	8	920	75	0,76	1,9	2,1	$5,24 \cdot 10^{-2}$
4AC112MA6Y3	3,2	9	910	72	0,74	1,9	2,1	$6,9 \cdot 10^{-2}$
4AC112MB6Y3	4,2	9	910	75	0,79	1,9	2,1	$8,46 \cdot 10^{-2}$
4AC160S6Y3	12	6	940	82,5	0,85	1,9	2,1	$55 \cdot 10^{-2}$
4AC200M6Y3	22	9	910	83,5	0,92	1,9	2,1	1,6
4AC200L6Y3	28	8	920	85,5	0,91	1,9	2,1	1,81
4AC225M6Y3	33,5	12	880	81	0,91	1,9	2,1	2,95
4AC250S6Y3	40	5	950	89	0,90	1,9	2,1	4,62
4AC250M6Y3	45	5	950	86,5	0,88	1,9	2,1	5,04
Синхронная частота вращения 750 мин⁻¹								
4AC71B8Y3	0,3	11	670	50	0,61	1,9	2	$74 \cdot 10^{-4}$
4AC80A8Y3	0,45	12	660	53,5	0,61	1,9	2	$1,35 \cdot 10^{-2}$
4AC80B8Y3	0,6	12	660	58	0,63	1,9	2	$1,62 \cdot 10^{-2}$
4AC90LA8Y3	0,9	12	660	61	0,65	1,8	2	$2,7 \cdot 10^{-2}$
4AC90LB8Y3	1,2	12	660	65	0,64	1,8	2	$3,45 \cdot 10^{-2}$
4AC100L8Y3	1,6	10	675	69	0,63	1,8	2	$5,2 \cdot 10^{-2}$
4AC112MA8Y3	2,2	10,5	670	68	0,65	1,8	2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4AC112MB8Y3	3,2	10,5	670	72	0,70	1,8	2	$9,6 \cdot 10^{-2}$
4AC132S8Y3	4,5	8	690	76	0,70	1,8	2	$17 \cdot 10^{-2}$
4AC132M8Y3	6	8	690	77	0,70	1,8	2	$23,2 \cdot 10^{-2}$
4AC160S8Y3	9	8	690	81,5	0,80	1,8	2	$55 \cdot 10^{-2}$
4AC160M8Y3	12,5	9	688	82,5	0,79	1,8	2	$72 \cdot 10^{-2}$
4AC180M8Y3	15	7	700	83,5	0,83	1,8	2	1,0
4AC200M8Y3	20	8	690	83,5	0,85	1,8	2	1,6
4AC225M8Y3	26,5	10	675	83	0,85	1,8	2	2,95
4AC250S8Y3	36	7,5	694	85	0,85	1,8	2	4,62



l_1
1:10

6

П5 (продолжение)

Таблица 4-П5 Основные размеры, мм, электродвигателей единой серии 4А

Типоразмер двигателя	Габаритные размеры				Установочные и присоединительные размеры															масса, кг	
	l_1	l_2	H	D	l_3	l_4	l_5	l_6	d_1	d_2	d_3	b_1	b_2	b_3	h	h_1	h_2	h_3	h_4		h_5
Двигатели исполнения М100																					
4A50	174	—	142	104	20	—	63	32	9	—	5,8	3	—	80	50	3	—	10,2	—	6	3,3
4A56	194	221	152	120	23	23	71	36	11	11	5,8	4	4	90	56	4	4	12,5	12,5	7	4,5
4A63	216	250	164	130	30	30	80	40	14	14	7	5	5	100	63	5	5	16	16	7	6,3
4A71	285	330	201	170	40	40	90	45	19	19	7	6	6	112	71	6	6	21,5	21,5	9	15,1
4A80A	300	355	218	186	50	50	100	50	22	22	10	6	6	125	80	6	6	24,5	24,5	10	17,4
4A80B	320	375	218	186	50	50	100	50	22	22	10	6	6	125	80	6	6	24,5	24,5	10	20,4
4A90L	350	402	243	208	50	50	125	56	24	24	10	8	8	140	90	7	7	27	27	11	28,7
4A100S	365	427	263	235	60	60	112	63	28	28	12	8	8	160	100	7	7	31	31	12	36
4A100L	395	457	263	235	60	60	140	63	28	28	12	8	8	160	100	7	7	31	31	12	42
4A112M	452	534	310	260	80	80	140	70	32	32	12	10	10	190	112	8	7	35	35	12	56
4A132S	480	560	350	302	80	80	140	89	38	38	12	10	10	216	132	8	7	41	41	13	77
4A132M	580	610	350	302	80	80	178	89	38	38	12	10	10	216	132	8	7	41	41	13	93
4A160S	624	737	430	358	110	110	178	108	42	42	15	12	12	254	160	8	8	45	45	18	130
			430						48			14	12	254	160	9	8	51,5	45	18	135
4A160M	667	780		358	110	110	210	108	42	42	15	12	12	254	160	8	8	45	45	18	145
									42	42	15	14	12	254	160	9	8	51,5	45	18	160
4A180S	662	778	470	410	110	110	203	121	48	48	15	14	14	279	180	9	9	51,5	51,5	20	165
									55	48	15	16	14	279	180	10	9	59	51,5	20	175

Продолжение таблицы 4-П5

Типоразмер двигателя	Габаритные размеры				Установочные и присоединительные размеры																Масса, кг																	
	l_1	l_2	H	D	l_3	l_4	l_5	l_6	d_1	d_2	d_3	b_1	b_2	b_3	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5																		
4A180M	702	818	470	410	110	110	241	121	48	48	15	14	14	279	180	9	9	51,5	51,5	20	185																	
4A200M	760	875	535	450	110	110	26	133	55	55	19	16	16	318	200	10	10	10	59	59	20	195																
									790							905			535		450	140	110	267	133	60	55	19	18	16	318	200	11	10	64	59	25	255
									840							985			575		494	140	140	311	149	65	60	19	18	18	356	225	11	11	69	64	28	355
4A250S	915	1060	640	554	140	140	311	168	65	65	24	18	18	406	250	11	11	69	69	30	470																	
									75							70						24	20	20	406	250	12	12	79,5	74,5	30	490						
4A250M	955	1100	640	554	140	140	349	168	65	65	24	18	18	406	250	11	11	69	69	30	510																	
									75							70						24	20	20	406	250	12	12	79,5	74,5	30	535						

П5 (продолжение)

Продолжение таблицы 4-П5

Тип поразмер двигателя	Габаритные размеры												Установочные и присоединительные размеры												Мас- са, кг		
	l_1	l_2	H	D	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	d_1	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	b_1	b_2	b_3	h	h_1	h_2	h_3		h_5	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	
Двигатели исполнения М200																											
4А50	174	—	142	120	20	—	63	3	9	32	9	—	5,8	100	7	80	3	—	80	50	3	—	10,2	—	6	3,4	
4А56	194	221	152	140	23	23	71	3	10	36	11	11	5,8	115	10	95	4	4	90	56	4	4	12,5	12,5	7	4,6	
4А63	216	250	164	160	30	30	80	3	10	40	14	14	7	130	10	110	5	5	100	63	5	5	16	16	7	6,1	
4А71	285	330	201	200	40	40	90	3,5	10	45	19	19	7	165	12	130	6	6	112	71	6	6	21,5	21,5	9	16,1	
4А80А	300	355	218	200	50	50	100	3,5	10	50	22	22	10	165	12	130	6	6	125	80	6	6	24,5	24,5	10	18,7	
4А80В	320	375	218	200	50	50	100	3,5	10	50	22	22	10	165	12	130	6	6	125	80	6	6	24,5	24,5	10	21,7	
4А90L	350	402	243	250	50	50	125	3,5	12	56	24	24	10	215	15	180	8	8	140	90	7	7	27	27	11	31,2	
4А100S	362	427	263	250	60	60	112	4	14	63	28	28	12	215	15	180	8	8	160	100	7	7	31	31	12	38,2	
4А100L	392	457	263	250	60	60	140	4	14	63	28	28	12	215	15	180	8	8	160	100	7	7	31	31	12	44,2	
4А112М	452	534	310	300	80	80	140	4	16	70	32	42	12	265	15	230	10	12	190	112	8	8	35	45	12	60	
4А132S	480	560	350	350	80	80	140	4,5	18	89	38	42	12	300	19	250	10	12	216	132	8	8	41	45	13	84	
4А132М	580	610	350	350	80	80	110	4,5	18	89	38	42	12	300	19	250	10	12	216	132	8	8	41	45	13	100	
4А160S	624	737	430	350	110	110	178	5	15	108	42	42	15	300	19	250	12	12	254	160	8	8	45	45	18	135	
4А160М	667	780	430	350	110	110	210	5	15	108	48	42	15	300	19	250	14	12	254	160	9	8	51,5	45	18	140	
											48	42					14				9		51,5			165	

Продолжение таблицы 4-П5

Тип поразмер двигателя	Габаритные размеры												Установочные и присоединительные размеры												Мас- са, кг		
	l_1	l_2	H	D	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	d_1	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	b_1	b_2	b_3	h	h_1	h_2	h_3		h_5	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	
Двигатели исполнения М200																											
4A180S	662	778	470	400	110	110	203	5	18	121	48	48	15	350	19	300	14	14	279	180	9	9	51,5	45	18	175	
	790	905			140						60					18			11		64					285	
4A200L	800	915	535	450	110	110	305	5	200	133	55	55	19	400	19	350	16	16	318	200	10	10	59	59	25	295	
	830	945			140			5			60					18			11		64					325	
4A225M	810	925	575	550	110	110	311	5	22	149	55	55	19	500	19	450	16	16	356	225	10	10	59	59	28	375	
	840	985			140	140		5			65	60											64			355	
4A180S	662	778	470	400	110	110	203	5	18	121	48	48	15	350	19	300	14	14	279	180	9	9	51,5	45	18	175	
	790	905			140						60					18			11		64					285	
4A200L	800	915	535	450	110	110	305	5	200	133	55	55	19	400	19	350	16	16	318	200	10	10	59	59	25	295	
	830	945			140			5			60					18			11		64					325	
4A225M	810	925	575	550	110	110	311	5	22	149	55	55	19	500	19	450	16	16	356	225	10	10	59	59	28	375	
	840	985			140	140		5			65	60											64			355	

ДВИГАТЕЛИ АСИНХРОННЫЕ АИММ ВЗРЫВОЗАЩИЩЕННЫЕ СЕРИИ АИУ

Двигатели асинхронные взрывозащищенные с короткозамкнутым ротором предназначены для работы от сети трехфазного переменного тока частотой 50 и 60 Гц для привода стационарных машин во взрывоопасных производствах угольной (двигатели АИУ), химической, газовой, нефтеперерабатывающей промышленности (двигатели АИМ, АИММ).

Электродвигатели АИМ90, АИММ90-280, АИУ90 – 250 изготавливаются в климатическом исполнении У2, 5; Т2, 5.

Привязка мощностей двигателей АИУ, АИММ90 – 280, АИМ90LA, LB к установочно-присоединительным размерам соответствует ГОСТ 28330 (РС3031-71).

Рассчитаны для работы в режиме S1 (допускается работа двигателей в режимах S2, S3, S4) на одном из стандартных напряжений от 220 В до 660 В.

Маркировка взрывозащиты двигателей:

серии АИМ90, АИММ90, 100	- 1 ExdII BT5/2ExdII CT5;
серии АИММ112	- 1 ExdII BT4/2ExdII CT5;
серии АИММ132-200	- 1 ExdII BT4/2ExdII CT4;
серии АИММ225-280	- 1 ExdII BT4/2ExdII (H2);
серии АИУ90 280	- РВ 3В.

Степень защиты двигателей: Ip54. Класс нагревостойкости изоляции: “F”.

Исполнение по способу монтажа: IM1081 – на лапах; IM2081 – на лапах с фланцем на щите; IM3081 – без лап с фланцем на щите – АИМ90; АИММ, АИУ90-200; IM1001, IM2081, IM3011 – АИММ225 – АИММ225-280; АИУ225, 250.

Установочно-присоединительные размеры двигателей даны в таблице 6-П5 и на рисунке 2-П5.

Таблица 5-П5

Тип двигателя	Мощность кВт	Частота об/м	КПД %	cos φ	Масса кг IM1081
АИМ, АИУ 90LA2	1,5	3000	81,0	0,88	43
АИМ, АИУ 90LB2	2,2	3000	80,0	0,88	46
АИММ, АИУ 90L2	3,0	3000	82,5	0,87	50,5
АИММ, АИУ 100S2	4,0	3000	85,5	0,87	59,5
АИММ, АИУ 100L2	5,5	3000	86,0	0,89	65,5
АИММ, АИУ 112M2	7,5	3000	88,0	0,90	73
АИММ, АИУ 132M2	11,0	3000	88,5	0,88	113,4
АИММ160S2	15,0	3000	89,0	0,89	129
АИММ, АИУ 132M2	18,5	3000	88,5	0,92	160
АИММ, АИУ 180S2	22,0	3000	89,5	0,92	215
АИММ, АИУ 180M2	30,0	3000	89,2	0,91	230
АИММ, АИУ 200M2	37,0	3000	92,1	0,92	355
АИММ, АИУ 200L2	45,0	3000	92,3	0,93	385
АИММ, АИУ 225M2	55,0	3000	91,6	0,93	418
АИММ, АИУ 250S2	75,0	3000	90,0	0,94	510
АИММ, АИУ 250M2	90,0	3000	92,3	0,94	550
АИММ280S2	110,0	3000	92,9	0,928	720
АИММ280M2	132,0	3000	93,4	0,94	810
АИМ, АИУ90LA4	1,1	1500	79,0	0,8	43
АИМ, АИУ90LB4	1,5	1500	81,0	0,79	46
АИММ, АИУ90L4	2,2	1500	81,5	0,80	50,5
АИММ, АИУ100S4	3,0	1500	82,0	0,81	59,5
АИММ, АИУ100L4	4,0	1500	84,2	0,83	65,5
АИММ, АИУ112M4	5,5	1500	87,0	0,84	73
АИММ, АИУ132S4	7,5	1500	89,3	0,855	117,5
АИММ, АИУ132M4	11,0	1500	89,7	0,855	118
АИММ160S4	15,0	1500	89,6	0,386	129
АИММ, АИУ160M4	18,5	1500	90,4	0,89	169
АИММ, АИУ180S4	22,0	1500	92,0	0,90	215
АИММ, АИУ180M4	30,0	1500	91,3	0,89	230
АИММ, АИУ200M4	37,0	1500	92,1	0,87	385
АИММ, АИУ200L4	45,0	1500	92,4	0,891	415
АИММ, АИУ225M4	55,0	1500	92,7	0,86	421

Продолжение таблицы 5-П5

Тип двигателя	Мощность кВт	Частота об/м	КПД %	cos φ	Масса кг IM1081
АИММ, АИУ250S4	75,0	1500	93,5	0,88	500
АИММ, АИУ250M4	90,0	1500	93,9	0,88	560
АИММ280S4	110,0	1500	94,4	0,89	760
АИММ280M4	132,0	1500	94,8	0,89	840
АИМ, АИУ90LA6	0,75	1000	72,1	0,74	43
АИМ, АИУ90LB6	1,1	1000	76,1	0,75	46
АИММ, АИУ90L6	1,5	1000	76,7	0,72	50,5
АИММ, АИУ100L6	2,2	1000	81,5	0,74	65,5
АИММ, АИУ112MA6	3,0	1000	80,0	0,79	73
АИММ, АИУ112MB6	4,0	1000	82,6	0,78	73
АИММ, АИУ132S6	5,5	1000	86,3	0,80	117,5
АИММ, АИУ132M6	7,5	1000	86,6	0,80	129
АИММ160S6	11,0	1000	86	0,80	140
АИММ, АИУ160M6	15,0	1000	88,5	0,84	169
АИММ, АИУ180M6	18,5	1000	88,6	0,89	230
АИММ, АИУ200M6	22,0	1000	90,9	0,91	385
АИММ, АИУ200L6	30,0	1000	90,9	0,91	415
АИММ, АИУ225M6	37,0	1000	91,2	0,86	381
АИММ, АИУ250S6	45,0	1000	92,0	0,84	500
АИММ, АИУ250M6	55,0	1000	91,6	0,85	500
АИММ280S6	75,0	1000	93,3	0,86	760
АИММ280M6	90,0	1000	93,7	0,864	780
АИММ, АИУ112MA8	2,2	750	75,0	0,70	73
АИММ, АИУ112MB8	3,0	750	77,2	0,71	73
АИММ, АИУ132S8	4,0	750	84,0	0,70	117,5
АИММ, АИУ132M8	5,5	750	82,0	0,725	119
АИММ160S8	7,5	750	82,5	0,68	140
АИММ, АИУ160M8	11,0	750	87,0	0,77	169
АИММ, АИУ180M8	15,0	750	86,2	0,83	230
АИММ, АИУ200M8	18,5	750	89,0	0,85	385
АИММ, АИУ200L8	22,0	750	89,2	0,86	415
АИММ, АИУ225M8	30,0	750	89,0	0,78	381
АИММ, АИУ250S8	37,0	750	90,5	0,78	500

Продолжение таблицы 5-П5

Тип двигателя	Мощность кВт	Частота об/м	КПД %	cos φ	Масса кг IM1081
АИММ, АИУ250М8	45,0	750	91,3	0,79	500
АИММ280S8	55,0	750	92,3	0,83	760
АИММ280М8	75,0	750	92,6	0,83	780

Масса дана для двигателей АИММ, для АИУ масса увеличивается до 5%.

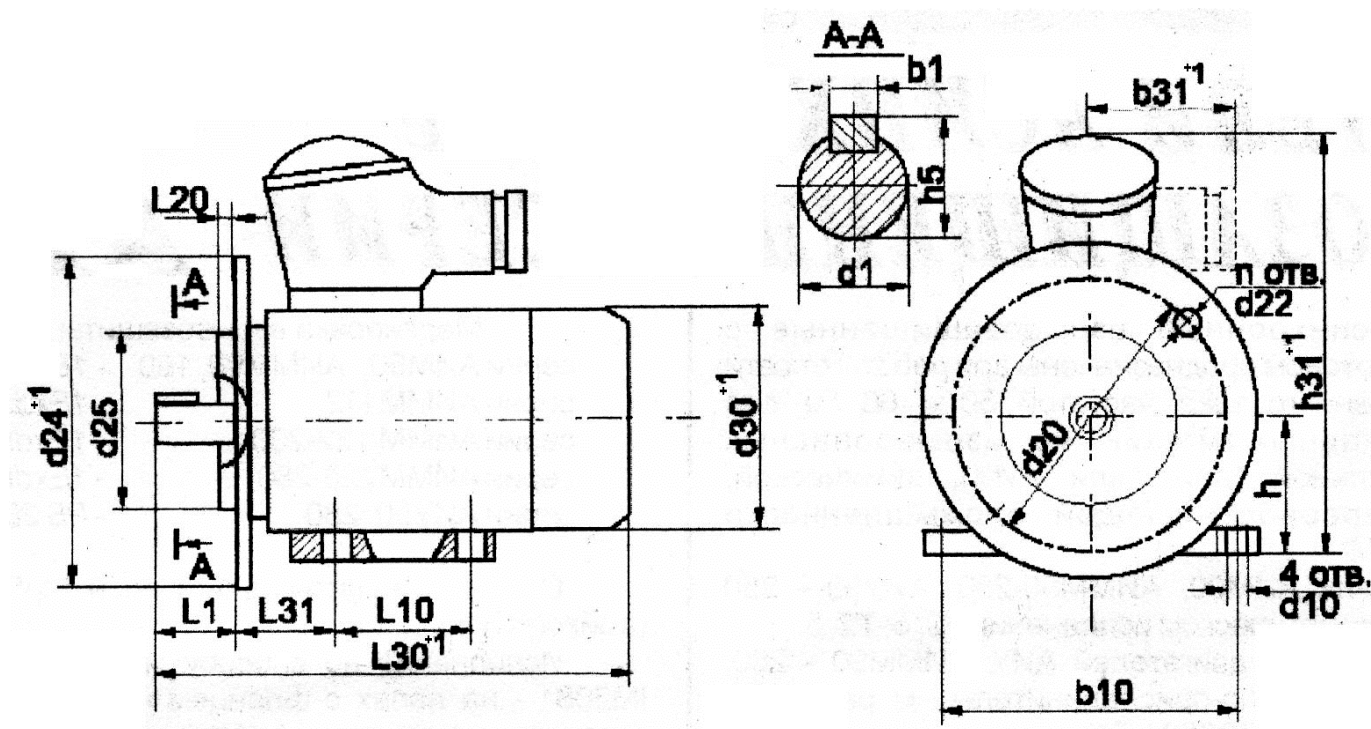


Рисунок 2-П5 Двигатели асинхронные АИММ взрывозащищенные серии АИУ

Таблица 6-П5 *1 Габаритные размеры даны для справок

Тип двигателя	Размеры, мм																	
	L30	h31	d30	d24	L1	L10	L31	d1	d10	b1	b10	d20	d22	d25	h	h5	n	L20
АИМ, АИУ 90LA2-6	355	355	215	250	50	125	56	24	10	8	140	215	15	180	90	27	4	170/195*
АИМ, АИУ 90LB2-6	368																	
АИМ, АИУ 90L2-6	395																	
АИММ, АИУ 100S2-4	425	375	240	60	112	63	28	160	10	190	265	15	230	112	35	4	170/260*	
АИММ, АИУ 100L2-6	450																	
АИММ, АИУ 112M2-8	500	390/430	270	300	80	140	70	32	12	10	190	265	230	112	35	4	170/260*	
АИММ, АИУ132S4-8	530	495	320	350														178
АИММ, АИУ132M2-8	560																	
АИММ160S2	630	485	304	110	210	108	42	12	15	12	254	300	250	160	45	5	195	
АИММ160S4-8																		48
АИММ, АИУ160M2	700	515	342	350	210	108	42	12	15	12	254	300	250	160	45	5	195	
АИММ, АИУ160M4-8																		48
АИММ, АИУ180S2	705	560	366	400	110	203	55	16	15	16	279	350	300	180	59	5	195/280*	
АИММ, АИУ180S4																		48
АИММ, АИУ180M2	735	560	366	400	110	241	55	16	15	16	279	350	300	180	59	5	195/280*	
АИММ, АИУ180M4-8																		48
АИММ, АИУ200M2	750	605	428	450	140	267	133	60	19	18	318	400	350	200	64	8	195/280*	
АИММ, АИУ200M4-8	780																	

Таблица 6-П5 *1 Габаритные размеры даны для справок

Тип двигателя	Размеры, мм																			
	L30	h31	d30	d24	L1	L10	L31	d1	d10	b1	b10	d20	d22	d25	h	h5	n	L20	b31	
АИММ, АИУ200L2	780				110	305		55		16						59				
АИММ, АИУ200L4-8	810				140			60		18							64			
АИММ, АИУ225M2	850/970	495	486	550	110	311	149	55	24	16	356	500		450	225	59			445	
АИММ, АИУ225M4-8	880/1000							65		18						69				
АИММ, АИУ250S2	985/1140*	540	556/564 *	660	140	168	75	24	20	406	500		450	250		79,5			475	
АИММ, АИУ250S4-8																				65
АИММ, АИУ250M2	1025/1180*	540	556/564 *	660	140	349	75	24	20	406	500		450	250		79,5			475	
АИММ, АИУ250M4																				65
АИММ, АИУ250M6-8	985/1140*	608	640	660	170	368	70	24	22	457	600	24	550	280		74,5			6	510
АИММ280S2	1110																			
АИММ280S4-8	1130	608	640	660	140	419	70	24	22	457	600	24	550	280		74,5			6	510
АИММ280M2	1140																			
АИММ280M4	1170	608	640	660	170	419	80	24	22	457	600	24	550	280		85			6	510
АИММ280M6-8	1130																			

В числителе – значение для АИММ, в знаменателе – для АИУ.

**ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ СПЕЦИАЛЬНОГО ИСПОЛНЕНИЯ
АСИНХРОННЫЕ ТРЕХФАЗНЫЕ С КОРОТКОЗАМКНУТЫМ РО-
ТОРОМ**

1. МНОГОСКОРОСТНЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

напряжение 220-660 В, частота сети 50 и 60 Гц, степень защиты IP 54,
класс изоляции F, климатическое исполнение У2

Таблица 7-П5

Тип электродвигателя	кВт	об/мин	Цена, ГМ 1081
4АМУ 225 М4/2	42,5/45	1500/3000	8976
4АМУ 250 S4/2	50/60		11664
4АМУ 250 М4/2	60/71		13032
4АМУ 225 М8/4	22,4/33,5	750/1500	8976
4АМУ 250 S8/4	30/45		11664
4АМУ 250 М8/4	37/55		13032
4АМУ 225 М8/6	22/30	750/1000	8976
4АМУ 250 S8/6	30/37		11664
4АМУ 250 М8/6	40/55		13032
4АМУ 225 М12/6	10/22	500/1000	8976
4АМУ 250 S12/6	16/28		11664
4АМУ 250 М12/6	18,5/35,5		13032
4АМУ 225 М8/6/4	17/15/25	750/1000/1500	10140
4АМУ 250 S8/6/4	22/22/30		13152
4АМУ 250 М8/6/4	20/30/37		14700
4АМУ 225 М12/8/6/4	7,5/11/14/20	500/750/1000/1500	11357
4АМУ 250 S12/8/6/4	9/15/18,5/26,5		15480
4АМУ 250 М12/8/6/4	11/18,5/22/30		16476

2. С ПОВЫШЕННЫМ СКОЛЬЖЕНИЕМ

напряжение 220-660 В, частота сети 50 и 60 Гц, степень защиты IP 54,
класс изоляции F, климатическое исполнение У2

Таблица 8-П5

Тип электродвигателя	кВт	об/мин	Цена, IM 1081
4АМСУ 225 М4	50,0	1500	8453
4АМСУ 250 S4	56,0		11063
4АМСУ 250 М4	63,0		12029
4АМСУ 225 М6	33,5	1000	8487
4АМСУ 250 S6	40,0		11086
4АМСУ 250 М6	45,0		12052
4АМСУ 225 М8	26,5	750	8510
4АМСУ 250 S8	36,0		11075

3. С ПОВЫШЕННЫМ ПУСКОВЫМ МОМЕНТОМ

напряжение 220-660 В, частота сети 50 и 60 Гц, степень защиты IP 54,
класс изоляции F, климатическое исполнение У2

Таблица 9-П5

Тип электродвигателя	кВт	об/мин	Цена, IM 1081
4АМРУ 225 М4	55,0	1500	8453
4АМРУ 250 S4	75,0		11063
4АМРУ 250 М4	90,0		12029
4АМРУ 225 М6	37,0	1000	8487
4АМРУ 250 S6	45,0		11086
4АМРУ 250 М6	55,0		12052
4АМРУ 225 М8	30,0	750	8510
4АМРУ 250 S8	37,0		11075
4АМРУ 250 М8	45,0		12052

Надбавки за исполнения: фланцевое (IM 3081, 3011, 3031) – 3%;
комбинированное (IM 2081) – 5%,
два конца вала – 3%,
экспортное – 10%,
тропическое (Т2) – 20%,
морское (ОМ2) – 20%

4. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ЗАЩИЩЕННОГО ИСПОЛНЕНИЯ

напряжение 220-660 В, частота сети 50 и 60 Гц, степень защиты IP 23,
класс изоляции F, климатическое исполнение У3

Таблица 10-П5

Тип эл.двигателя	кВт	Цена, IM 1001
3000 об/мин		
4АМНУ 225 М2	90,0	10920
4АМНУ 250 S2	110,0	12233
4АМНУ 250 М2	132,0	12569
1500 об/мин		
4АМНУ 225 М4	75,0	10253
4АМНУ 250 S4	90,0	10710
4АМНУ 250 М4	110,0	13020
1000 об/мин		
4АМНУ 225 М6	45,0	9025
4АМНУ 250 S6	55,0	10091
4АМНУ 250 М6	75,0	12180
750 об/мин		
4АМНУ 225 М8	37,0	9757
4АМНУ 250 S8	45,0	10710
4АМНУ 250 М8	55,0	12443

Надбавки за исполнения: два конца вала (IM 1002) – 3%

Приложение П6

МОТОР-РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ СООСНЫЕ

Тип 1МЦ2С

Цилиндрический двухступенчатый мотор-редуктор типа 1МЦ2С является электромеханическим приводом общемашиностроительного применения. Ряд мотор-редукторов обеспечивает крутящие моменты на выходном валу 110... 1395 Н·м при частоте вращения 25 ... 180 об/мин.

Для комплектации мотор-редукторов применяются короткозамкнутые специальные асинхронные трехфазные двигатели.

Применение специальных двигателей повышенной точности позволило монтировать ведущую шестерню непосредственно на валу двигателя (рис.1-П6).

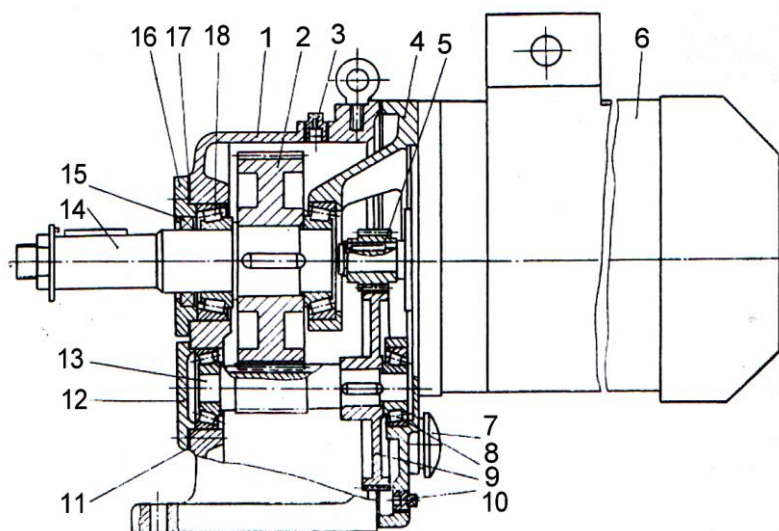


Рисунок 1-П6 Общий вид мотор-редуктора типа 1МЦ2С

Редуктор выполнен по соосной схеме с расположением валов в вертикальной плоскости. Корпус редуктора 1 и щит 4 литые чугунные состыкованы в вертикальной плоскости двумя цилиндрическими штифтами и болтами.

В задней стенке щита 4 находятся расточка и резьбовые отверстия для фланцевого соединения с двигателем 6. Насаженная на вал двигателя ведущая шестерня 5 находится в зацеплении с зубчатым колесом 9, напрессованным на вал-шестерню 13, являющуюся промежуточным валом редуктора. Вал-шестерня вращается на двух конических роликоподшипниках 8 и находится в зацеплении с зубчатым колесом 2, напрессованным на выходной вал 14, вращающийся на двух конических роликоподшипниках 18.

Пример обозначения мотор-редукторов 1МЦ2С-63, 1МЦ2С-80 1МЦ2С-125 в заказе: **Мотор-редуктор 1МЦ2С-63-56-0,75-PG110КУЗ, ТУ2-056-232-85.**

где 1МЦ2С - тип мотор-редуктора;

П6 (продолжение)

63 – межосевое расстояние, мм;

56 – номинальная частота вращения выходного вала, об/мин;

0,75 – мощность электродвигателя, кВт;

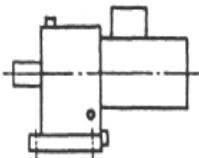
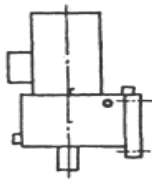
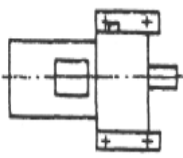
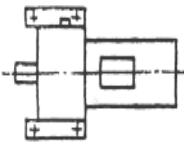
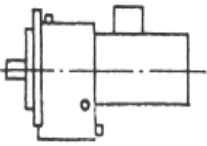
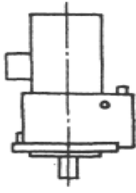
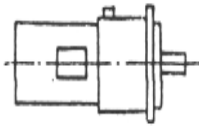
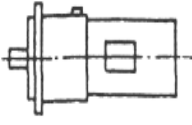
Р – двигатель серии 4АМ ... РЗ;

G110 – конструктивное исполнение по способу монтажа;

К – конический конец выходного вала;

УЗ – климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150–69.

То же, с двигателем серии 4АМ с цилиндрическим концом вала (Ц), климатическое исполнение Т, категория размещения 2:

ПОЛОЖЕНИЕ И РАЗМЕЩЕНИЕ МОТОР-РЕДУКТОРА С ЛАПАМИ	
 G110	 G120
 G150	 G160
ПОЛОЖЕНИЕ И РАЗМЕЩЕНИЕ МОТОР-РЕДУКТОРА С ФЛАНЦЕМ	
 G310	 G320
 G350	 G360

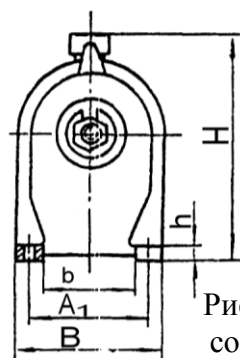
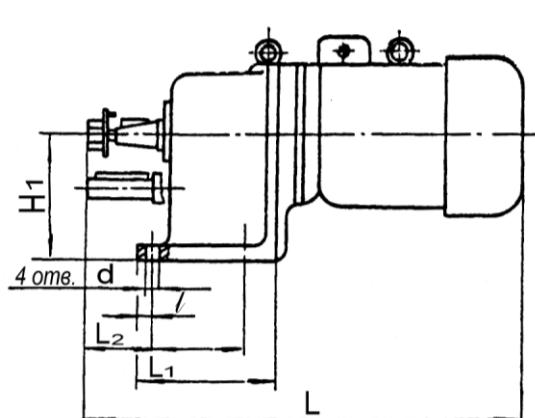


Рисунок 2-П6 Габаритные и присоединительные размеры мотор-редуктора на лапах

П6 (продолжение)

Таблица 1-П6 Технические характеристики мотор-редукторов

Типоразмер мотор-редуктора	Номинальная частота вращения выходного вала, об/мин	Номинальный крутящий момент на выходном валу, Н·м	Масса мотор-редуктора без смазки, кг	Электродвигатель		КПД мотор-редуктора, %
				Тип	Мощность, кВт	
1МЦ2С-63	35,5	140	33,6	4AMX71B6P3	0,55	64
		180	34,2	4AMX80A6P3	0,75	65
	45	105	33,6	4AMX71B6P3	0,55	64
		140	35	4AMX80A6P3	0,75	65
	56	130	33,8	4AMX71B4P3	0,75	68
		180	34,2	4AMX80A4P3	1,1	71
	71	95	34,2	4AMX71B4P3	0,75	68
		135	36,5	4AMX80A4P3	1,1	71
	90	110	35,2		1,1	71
		112	150	37,5	4AMX80B4P3	1,5
	125					
	140	180	43,2	4AMX90L4P3	2,2	76
		144	37,8	4AMX80B2P3		79
	180	180	43,2	4AMX90L2P3	3,0	80
		112	37,4	4AMX80B2P3	2,2	77
		155	43,4	4AMX90L2P3	3,0	80
1МЦ2С-80	28	240	44	4AMX80A6P3	0,75	65
		350	46	4AMX80B6P3	1,1	70
	35,5	280				
		355	51	4AMX90L6P3	1,5	71
	45	230	44	4AMX80B6P3	1,1	70
		315	46	4AMX80B4P3	1,5	73
	56	250				
		355	51	4AMX90L4P3	2,2	76
	71	290	51	4AMX90L4P3	2,2	76
		355	60	4AM100S4P3	3,0	78
	90	225	51	4AMX90L4P3	2,2	76
		305	60	4AM100S4P3	3,0	78
	112	175	51	4AMX90L4P3	2,2	76
		240	60	4AM100S4P3	3,0	78
		320	66	4AM100L4P3	4,0	80
	255	65				
140	355	67	4AM100L2P3	5,5		
	280	66				
180	280	66	4AM100L4P3	4,0	80	
	200	65				

Таблица 2-П6 (к рисунку 2-П6)

Типоразмер мотор- редуктора	Номинальная частота враще- ния выходного вала, об/мин	Размер, мм											
		L не более	L_1 не более	L_2		A_1			H_1	b	t	h	d
1МЦС-63	35,5; 45; 56; 71	492	160	48	110	150	185	278	140	110	15	16	12
	90	512						288					
	112; 140; 180	544						288					
1МЦС-80	28; 45	553	175	75	115	180	225	308	170	130	22	18	15
	35,5; 56	585						318					
	71; 90	594						333					
	112; 140; 180	624						333					
1МЦС-100Н	25; 50; 56; 63	675	195	102	130	210	255	380	212	150	20	22	15
	28; 31,5; 35,5; 40; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140	700						400					

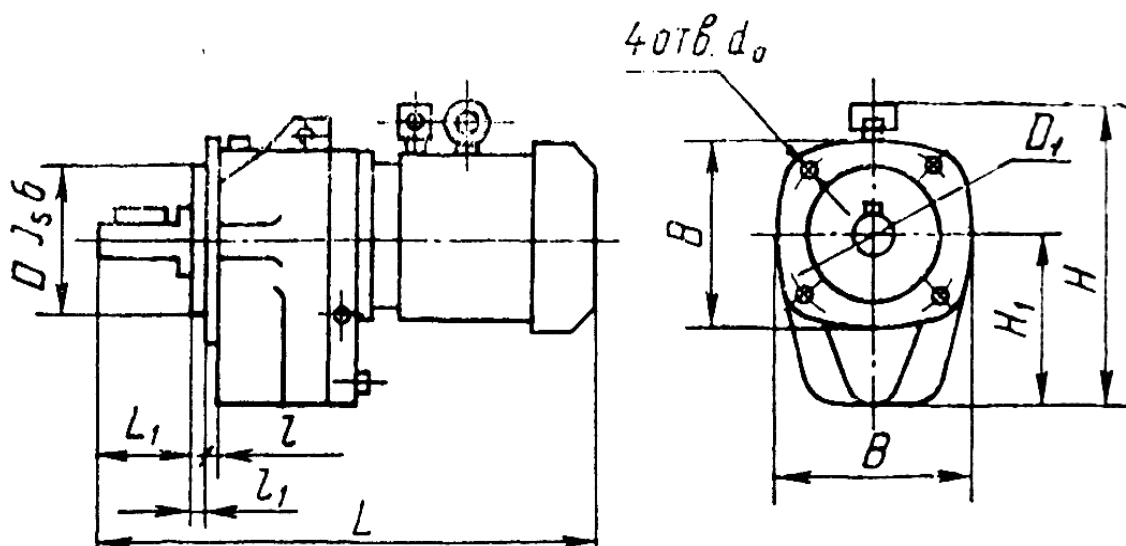


Рисунок 3-П6 Габаритные и присоединительные размеры мотор-редуктора с фланцем

Таблица 3-П6 (к рисунку 3-П6)

Типоразмер мотор-редуктора	Номинальная частота вращения выходного вала, об/мин	Размер, мм									
		<i>L</i> не бо- лее	<i>L</i> ₁	<i>l</i>	<i>l</i>	<i>B</i>	<i>l</i>	<i>d</i> ₀	<i>H</i> не бо- лее	<i>H</i> ₁	
1МЦ2С-63	35,5; 45; 56; 71	492	65	12	7	230	180	215	14	278	140
	90	512								288	
	112; 140; 180	544								308	
1МЦ2С-80	28; 45	553	82	14	7	250	160	240	14	318	170
	35,5; 56	585								333	
	71; 90	594								380	
	112; 140; 180	624								400	
1МЦ2С-100Н	25; 50; 56; 63	675	120	15	5	270	230	275	14	380	210
	28; 31,5; 35,5; 40; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140	700								400	

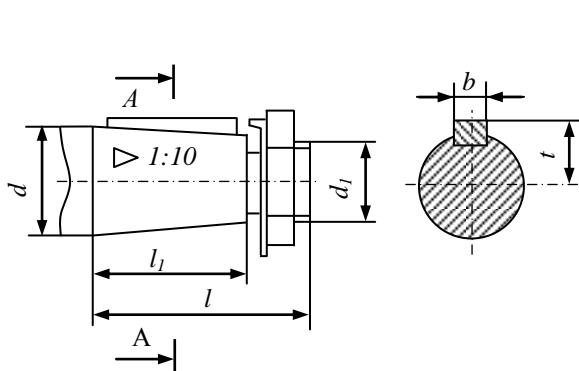


Рисунок 4-П6 Размеры выходных конических валов

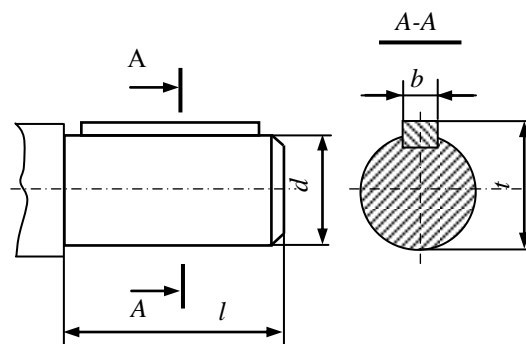


Рисунок 5-П6 Размеры выходных цилиндрических валов

Таблица 4-П6 (к рисунку 4-П6)

Типоразмер мотор-редуктора	<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>b</i>	<i>t</i>
1МЦ2С-63	28	M16×1,5	60	42	5	14,95
1МЦ2С-80	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
1МЦ2С-125	55	M36×3	110	82	14	28,95

Таблица 5-П6 (к рисунку 5-П6)

Типоразмер мотор-редуктора	<i>d</i>	<i>l</i>	<i>b</i>	<i>t</i>
1МЦ2С-63	28	60	8	31
1 МЦ2С-80	35	80	10	38
1МЦ2С-100Н	45	110	14	48,5
1МЦ2С-125	55	110	16	59

РЕДУКТОРЫ

РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ Тип 1ЦУ

Ряд редукторов обеспечивает крутящие моменты на выходном валу 315...5000 Н·м в диапазоне передаточных чисел 2...6,3. Конструкция редукторов показана на рис. 1-П7.

Корпус редуктора 4 и крышка 7 литые чугунные, соединены двумя коническими штифтами и болтами в горизонтальной плоскости. Вал-шестерня 12 (входной вал редуктора) вращается на двух конических роликоподшипниках 11. Вал-шестерня находится в зацеплении с зубчатым колесом 7, напрессованным на выходной вал 15, который вращается на двух конических роликоподшипниках 13. Зубчатое зацепление эвольвентное косозубое.

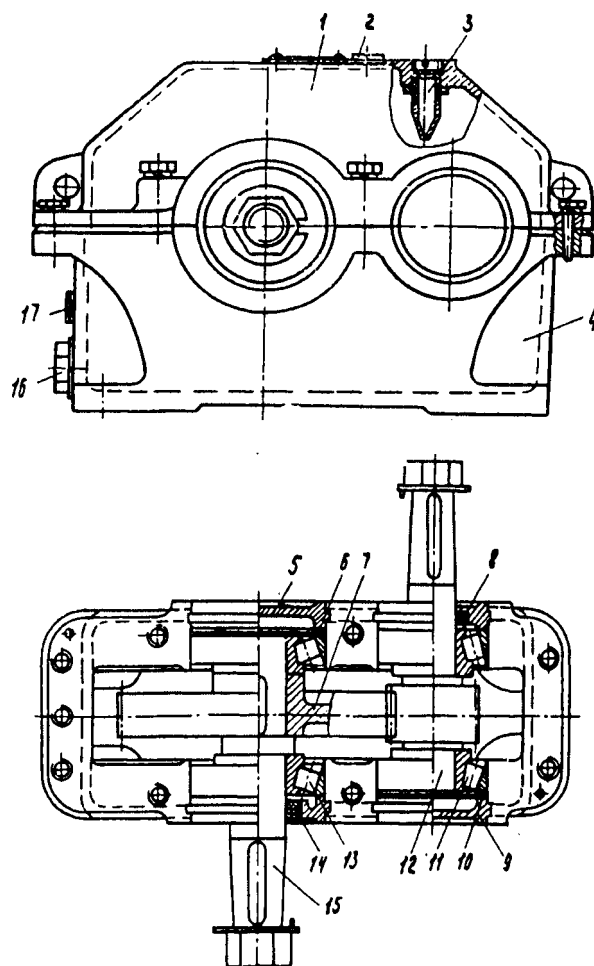


Рисунок 1-П7 Общий вид редукторов типа 1ЦУ

Таблица 1-П7 Основные параметры и размеры

Типо-размер мотор-редуктора	Межосевое расстояние, мм	Номинальное передаточное число	Номинальный крутящий момент на выходном валу в непрерывном режиме работы	Номинальная радиальная нагрузка на валу, Нм		КПД, %	Масса, кг, не более
				ВХОДН.	ВЫХОДН.		
1ЦУ-100	100	(2);(2,5);	315	630	2240	98	27
1ЦУ-160	160	(3,15); 4; 5	1250	1250	4500		77,5
1ЦУ-200	200	6,3	2500	2800	6300		135
1ЦУ-250	250		5000	4000	9000		250

ПРИМЕЧАНИЕ. Для двухконцевого исполнения валов (вариант сборки 13,23,31,32,33) номинальная радиальная нагрузка на каждый из валов должна быть уменьшена на 50%.

Редукторы допускают кратковременные перегрузки, возникающие при пусках и остановках двигателя, в 2,0 раза превышающие номинальные нагрузки, если число циклов нагружения быстроходного вала за время действия этих перегрузок не превысит $3 \cdot 10^6$ в течение всего срока службы редуктора.

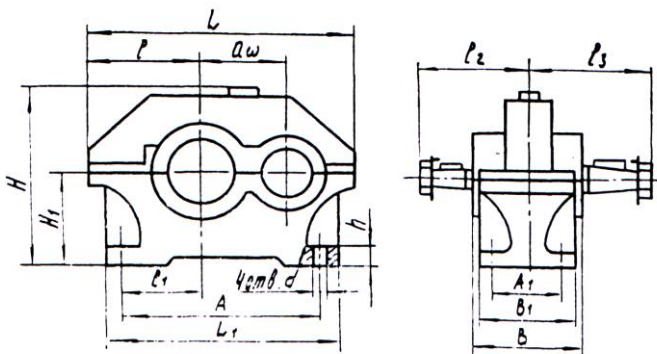


Рисунок 2-П7 Габаритные и присоединительные размеры

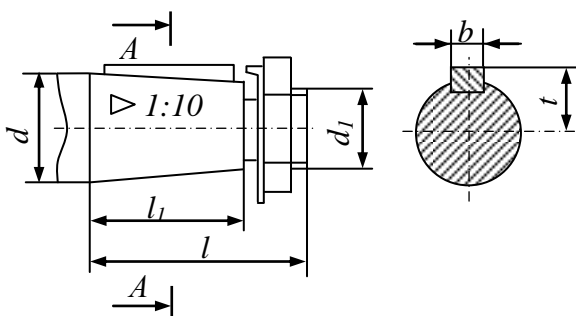


Рисунок 3-П7 Размеры выходных концов валов

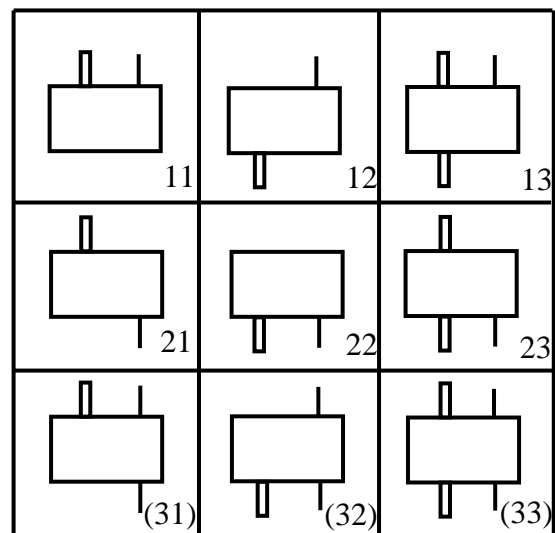


Рисунок 4-П7 Варианты сборки

РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ

Тип 1Ц2У

Ряд редукторов обеспечивает крутящие моменты на выходном валу 315...5000 Н·м в диапазоне передаточных чисел 8 ... 40.

Конструкция редукторов приведена на рис. 5-П7.

Корпус редуктора 2 и крышка 3 литые чугунные, соединены в горизонтальной плоскости двумя коническими штифтами и болтами.

Вращательное движение от входного вала-шестерни 16 через зубчатое колесо 15, напрессованное на промежуточную вал-шестерню 13 и зацепляющееся с ней зубчатое колесо 12, передается на выходной вал 9. Валы установлены в корпус редуктора на конических роликоподшипниках 11, 14 и 18 по ГОСТ 333-79.

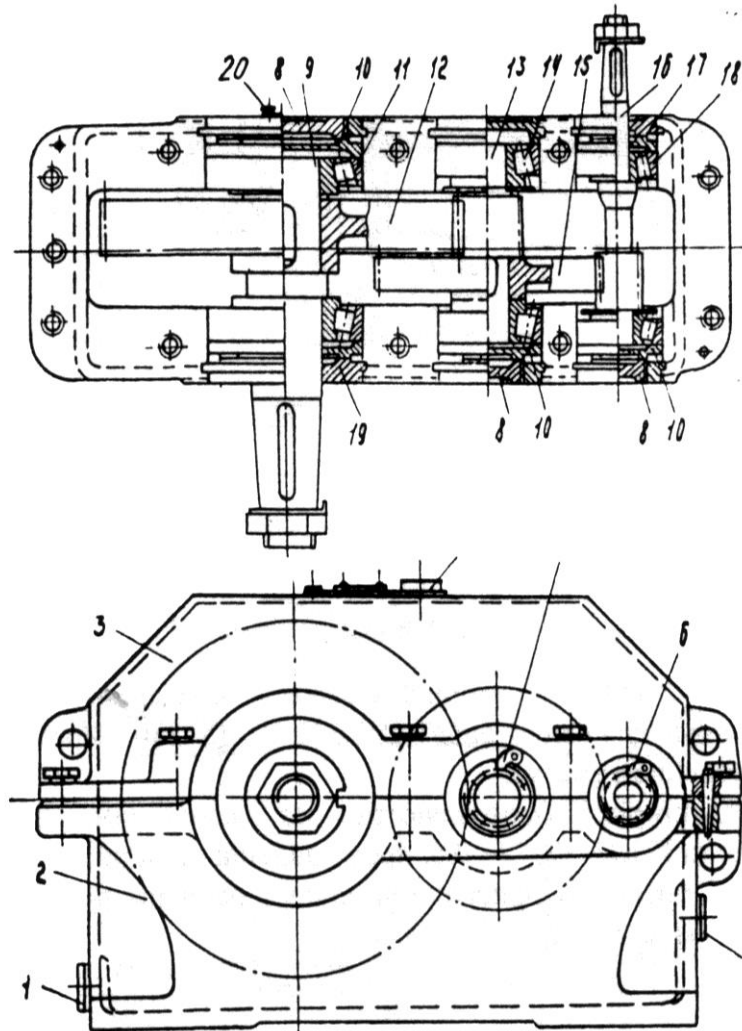


Рисунок 5-П7 Общий вид редукторов типа 1Ц2У

П7 (продолжение)

Таблица 4-П7 Основные параметры и размеры

Наименование показателя		Типоразмер редуктора				
		1Ц2У-100	1Ц2У-125	1Ц2У-160	1Ц2У-200	1Ц2У-250
Номинальная частота вращения входного вала, об/мин		1500				
Передаточные числа		8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5 ;40				
Номинальный крутящий момент на выходном валу при длительной работе с постоянной нагрузкой, Н-м	Непрерывный (Н) ПВ=100%	315	630	1250	2500	5000
		315	630	1600	3150	6300
2000	4000			8000		
2500	5000			10000		
Допускаемый крутящий момент на выходном валу при работе редуктора в повторно-кратковременных режимах,	Тяжелый (Т) ПВ=40%	500	750	1000	2240	3150
	Средний (С) ПВ=25%			1150	2500	3550
	Легкий(Л) ПВ=15%			1280	2800	4000
	Непрерывный (Н) ПВ=100%			1450	3150	4500
Допускаемая радиальная консольная нагрузка, приложенная в середине посадочной части вала, Н	ВХОДНОГО	4500	6300	9000	12500	18000
				10000	14000	20000
				11200	16000	22400
				12500	18000	25000
Масса, кг, не более	с чугунным корпусом	—	—	95	170	320
	с алюминиевым кор-	20	32	57	—	—
Межосевое расстояние,	входной ступени	80	80	100	125	160
	выходной ступени	100	125	160	200	250
Коэффициент полезного действия, не менее, %		97				

ПРИМЕЧАНИЯ:

1. Для двухконцевого исполнения валов (варианты сборок 13, 23, 31, 32, 33, 36) номинальная и радиальная нагрузки на каждый из валов должна быть уменьшена на 50%.
2. Фактическое передаточное число не должно отличаться от номинального более чем на 4%.
3. Значения допускаемых крутящих моментов и радиальных консольных нагрузок для редукторов 1Ц2У-160, 1Ц2У-200, 1Ц2У-250 с передаточными числами 8; 10; 12,5 при режиме работы ПВ=15% и для редукторов 1Ц2У-200 с цилиндрическим концом выходного вала должны быть снижены на 20%.

Основные параметры редукторов приведены в табл. 4-П7. Редукторы допускают кратковременные перегрузки, возникающие при пусках и остановках двигателя и в 2,0 раза превышающие номинальные, если число циклов нагружения быстроходного вала за время действия этих перегрузок не превысит $3 \cdot 10^6$ в течение всего срока службы редукторов. Редукторы изготавливаются в соответствии с ГОСТ 20373–80 по вариантам сборки, представленным на рис. 6-П7. Габаритные и присоединительные размеры редукторов показаны на рис. 7-П7 и в табл. 5-П7. Размеры конических концов валов приведены на рис. 8-П7 и в табл. 6-П7.

I		II		III	
11	12	13	16	21	22
23	26	31	32	33	36

Рисунок 6-П7 Варианты сборки:

I – с концами выходных валов под муфты или в виде части зубчатой муфты;

II – с концами валов под муфты ;

III – с симметричным полым выходным валом

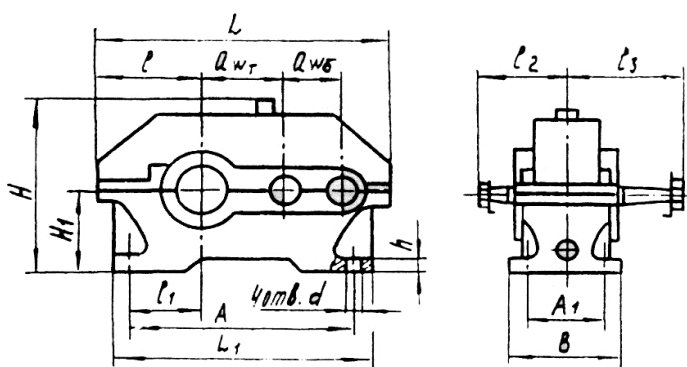


Рисунок 7-П7 Габаритные и присоединительные размеры

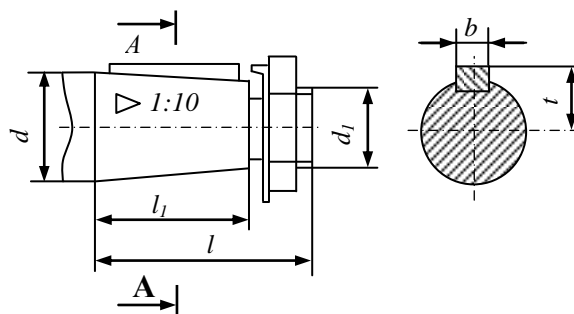


Рисунок 8-П7 Размеры выходных концов валов

П7 (продолжение)

Размеры цилиндрического конца выходного вала редуктора 1Ц2У-200 приведены на рис. 9-П7.

Размеры концов выходных валов в виде части зубчатой муфты приведены на рис. 10-П7 и в табл. 7-П7.

Присоединительные размеры полых валов приведены на рис. 11-П7, 12-П7.

На конических концах валов устанавливаются гайки по ГОСТ 5915–70 или ГОСТ 5916–70 и ГОСТ 10607–72; шпонки – по ГОСТ 23360–78, на цилиндрическом конце – шпонки по ГОСТ 23360–78.

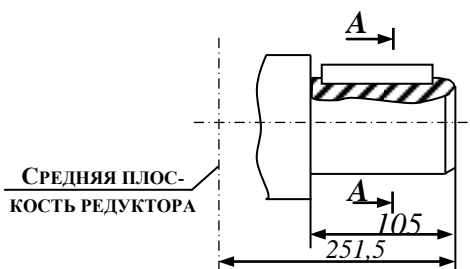


Рисунок 9-П7 Размеры цилиндрического конца вала редуктора 1Ц2У-200

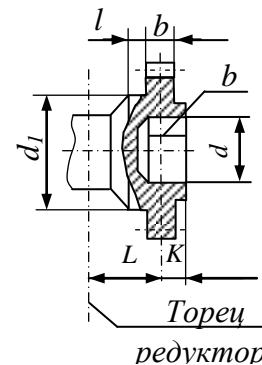
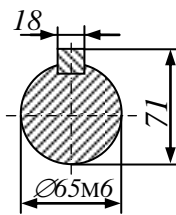


Рисунок 10-П7 Размеры концов выходных валов в виде зубчатой муфты

Таблица 5-П7 (к рис. 7-П7)

Типоразмер редуктора	a_{WT}	a_{WT}	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	H	H_1	h	A	Al	B	d
1Ц2У-100	100	80	386	325	132	85	136	165	225	112	20	290	109	145	15
1Ц2У-125	125	80	440	375	155	106	145	206	270	132	22	335	125	165	19
1Ц2У-160	160	100	545	475	195	135	170	224	335	170	24	425	140	195	24
1Ц2У-200	200	125	670	580	236	165	212	280	420	212	30	515	165	230	24
1Ц2У-250	250	160	825	730	290	212	265	335	515	265	32	670	218	280	28

Таблица 6-П7 (к рис. 8-П7)

Типоразмер редуктора	Выходной вал						Входной вал					
	d	dl	L	Ll	b	t	d	dl	L	Ll	b	t
1Ц2У-100	35	M20×1,5	80	58	6	18,55	20	M12×1,25	50	36	4	10,6
1Ц2У-125	45	M30×2,0	110	82	12	23,45	20	M12×1,25	50	36	4	10,6
1Ц2У-160	55	M36×3,0	110	82	14	28,95	25	M16×1,5	60	42	5	13,45
1Ц2У-200	70	M48×3,0	140	105	18	36,38	30	M20×1,5	80	58	5	15,55
1Ц2У-250	90	M64×4,0	170	130	22	46,75	40	M24×2,0	110	82	10	20,9

Таблица 7-П7 (к рис. 10-П7)

Типоразмер редуктора	Зацепление – исходный контур ГОСТ 13755-81			<i>L</i>	<i>l</i>	<i>K</i>	<i>B</i>	<i>d</i> предельное отклонение	предельное отклонение по <i>f9</i>
1Ц2У-160	4	40	20	48		19	38	72 F7	95
1Ц2У-200	5	40	25	55	20	22	50	80 F7	105
1Ц2У-250	4	56	30	66		25	50	120 F8	170

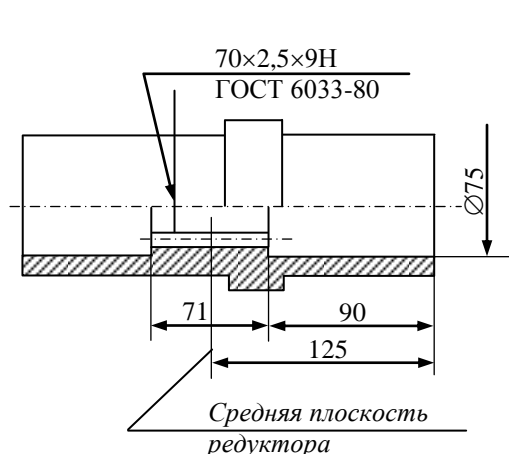


Рисунок 11-П7 Присоединительные размеры вала редуктора 1Ц2У-200

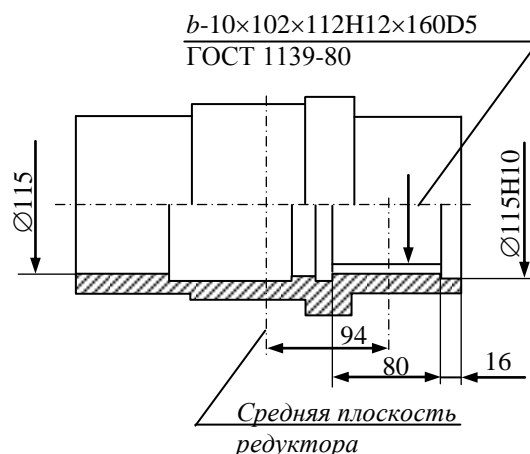


Рисунок 12-П7 Присоединительные размеры вала редуктора 1Ц2У-2500

Пример обозначения редуктора :

Редуктор 1Ц2У-200-20-12У2, ТУ2-056-243–86,

- где 1Ц2У – тип редуктора;
- 200 – межосевое расстояние, мм;
- 20 – номинальное передаточное число;
- 12 – вариант сборки;
- У – климатическое исполнение;
- 2 – категория размещения.

То же, с концом выходного вала в виде части зубчатой муфты:

Редуктор 1Ц2У-200-20-12МУ2, ТУ2-056-243–86.

То же, для редуктора 1Ц2У-250 с несимметричным полым валом:

Редуктор 1Ц2У-250-20-12ПУ1, ТУ2-056-243–86.

То же, с полым валом и вариантом сборки 16, климатическое исполнение Т и категория размещения 3:

Редуктор 1Ц2У-200-20-16Т3, ТУ2-056-243–86.

То же, для редуктора 1Ц2У-200 с цилиндрическим концом выходного вала:

Редуктор 1Ц2У-200-20-12ЦУ1, ТУ2-056-243–86.

РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ С ЗАЦЕПЛЕНИЕМ НОВИКОВА

ТИПЫ 1Ц2У И 1Ц2Н

Ряд редукторов обеспечивает крутящие моменты на выходном валу 8000...71000 Н·м в диапазоне передаточных чисел 8...50.

Конструкция редукторов представлена на рис. 13-П7.

Корпус редуктора 3 и крышка 4 литые чугунные, соединены двумя коническими штифтами и болтами в горизонтальной плоскости.

Вращательное движение входного вала 17 через шестерню 18, напрессованную на вал 17, зубчатое колесо 21, напрессованное на вал-шестерню 11, и зубчатое колесо 7 передается на выходной вал 24.

Зубчатые передачи выполняются с исходным контуром по ГОСТ 15023—76.

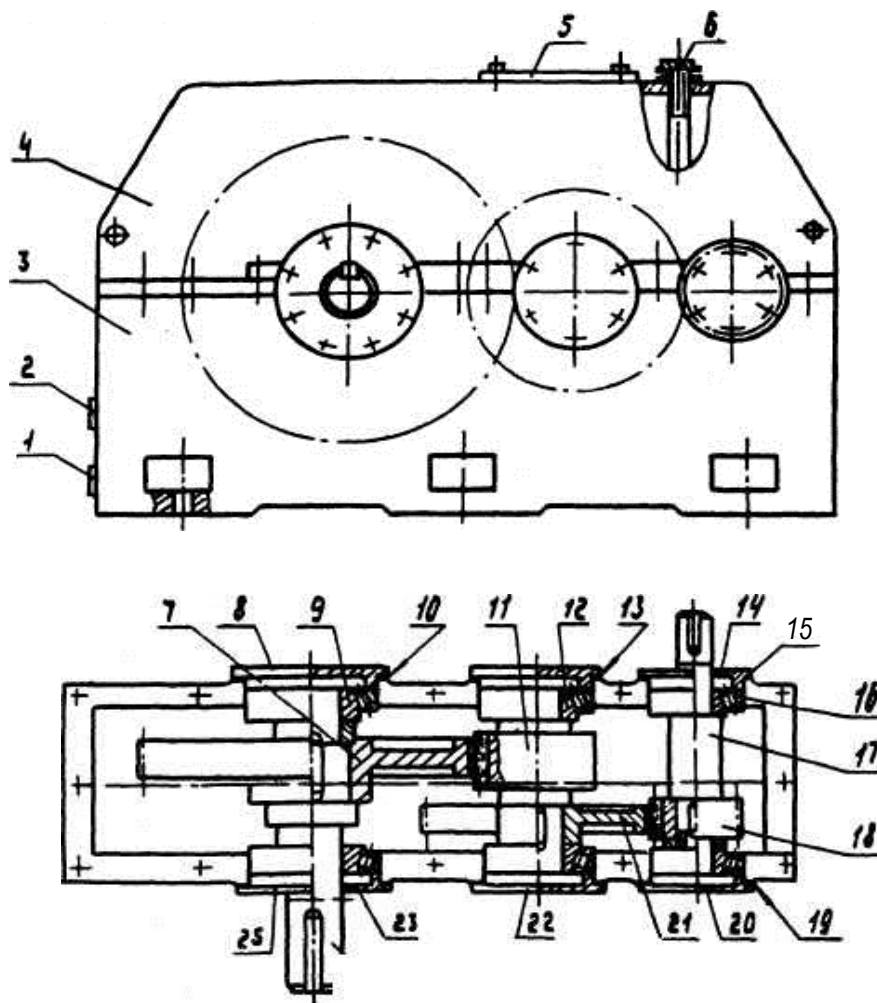


Рисунок 13-П7 Общий вид редукторов типа 1Ц2У

Зубчатые колеса в зависимости от габарита редуктора могут быть цельными или бандажированными.

Термообработка зубчатых колес — улучшение 241—321НВ.

Регулировка и уплотнение подшипниковых узлов осуществляются прокладками 10, 13, 19, устанавливаемыми между прижимными крышками 8, 15, 22, 20, 25 и корпусными деталями.

Подвижные соединения уплотняются резиновыми манжетами 14, 23 по ГОСТ 8752—79, исполнение 1.

Масло заливается через люк в крышке 4 редуктора, закрываемый крышкой 5; сливается масло через отверстие в корпусе 3, закрытое пробкой /. Для контроля уровня масла служит контрольная пробка 2 или маслоуказатель.

Во избежание повышения давления при разогреве масла во время работы внутренняя полость редуктора сообщается с атмосферой через отдушину в смотровой крышке 5.

В редукторах предусмотрена как картерная, так и струйная смазка, осуществляемая через коллектор б.

При картерной непроточной смазке редукторы имеют ограничения по термической мощности.

Для реализации расчетной мощности требуется струйная проточная смазка.

Основные параметры и размеры.

Основные параметры редукторов приведены в табл. 8-П7. Нагрузки, допускаемые редукторами приведены в табл. 9-П7. В случае применения редукторов в механизмах повышенной ответственности значения номинального крутящего момента на выходном валу должны быть понижены на 25%, при работе редуктора в повторно-кратковременных режимах работы при числе пусков в час свыше 4, но не более 240 значение номинального крутящего момента на выходном валу должно быть понижено на 30%.

Редукторы изготавливаются по вариантам сборки, ГОСТ 20373—80, представленным на рис. 14-П7.

Габаритные и присоединительные размеры редукторов приведены на рис. 19-П7, 20-П7 и в табл. 14-П7.

Размеры цилиндрических концов валов приведены на рис. 15-П7 и в табл. 15-П7, концов выходных валов в виде части зубчатой муфты — на рис. 16-П7 и в табл. 15-П7.

П7 (продолжение)

Пример обозначения редуктора в заказе:
Редуктор 1Ц2У-315-25-22У2; ТУ2-056-244—86;

где 1Ц2У—тип редуктора;
 315—межосевое расстояние выходной ступени,
 мм 25—передаточное число; 22—вариант
 сборки; у— климатическое исполнение; 2—
 категория размещения.

То же, с коллектором для циркуляцион-
 ной смазки:

Редуктор 1Ц2У-315-25-22 СУЗ, ТУ2-056-244—86.

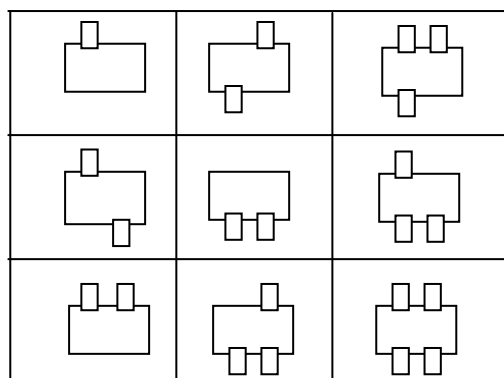


Рисунок 14-П7 Варианты сборки

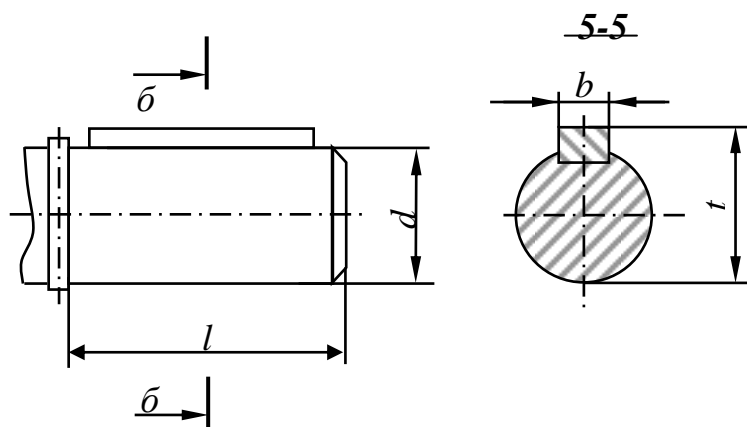


Рисунок 15-П7 Размеры выходных цилиндрических концов валов

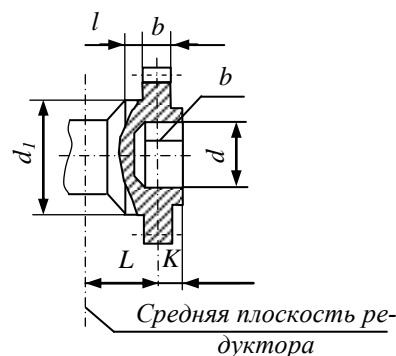


Рисунок 16-П7 Присоединительные размеры концов выходных валов в виде части зубчатой муфты

То же, с концом выходного вала в виде части зубчатой муфты с числом зубьев—40 (М):

Редуктор 1Ц2У-315-25-22 МУЗ, ТУ2-056-244—86.

То же, с концом выходного вала в виде части зубчатой муфты с числом зубьев—56 (М1):

Редуктор 1Ц2У-315-25-22М1УЗ, ТУ2-056-244—86.

То же, с коллектором, для циркуляционной смазки (С) и с концом выходного вала в виде части зубчатой муфты с числом зубьев — 40 (М).

Редуктор 1Ц2У-315-25-22 СМУЗ, ТУ2-056-244— 86.

Таблица 8-П7 Основные параметры редукторов

П7 (продолжение)

Типоразмер редуктора		1Ц2У-315	1Ц2У-355	1Ц2У-400	1Ц2Н-450	1Ц2Н-500							
Межосевое расстояние, мм	Входной ступни $a_{вх.}$	200	225	250	280	315							
	Выходной ступни $a_{вых.}$	315	355	400	450	500							
Номинальные передаточные числа		(8); (10); (12,5); 16; 20; 31,5; 40; (50)											
Допускаемая радиальная консольная нагрузка в середине выходного конца вала, Н	На входном валу	Для передаточных чисел	u=8 u=10-20	25...50	8...20	25...50	8...20	25...50	8...20	25...50	8...20	25...40	50
		Для вариантов сборок 11,12,13,21,22,23	u=450 0/5000	2500	5600	3150	5600	4000	10000	6300	12500	8000	6300
		Для вариантов сборок 31,32,33	2500	1250	2800	1600	2800	2000	5000	3150	6250	4000	3150
	На выходном валу	Для вариантов сборок 11,12,21,22,31,32	u=8 2800 u=10-50 31500	40000		45000		71000		100000			
		Для вариантов сборок 13,23,33	15750	20000		22500		35500		50000			
		В виде части зубчатой муфты	40000	50000		56000		95000		140000			
КПД, % не менее		98			97								
Масса, кг, не более		510	730	940	1530	2100							

Таблица 9-П7 Редуктор 1Ц2У-315

Передаточное число		8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	
Частота вращения входного вала, об/мин	Режим работы	Номинальный крутящий момент на выходном валу редуктора, Н·м									
		Нереверсивный	500	Л	12500		14000			12500	14000
С	11200			12500	11200			10000			
Т	11200			12500	11200			10000			
ВТ	10000			11200			10000				
Н	10000			11200			10000				
750	Л		11200	12500			14000	12500			
	С		11200					10000			
	Т		11200					10000			
	ВТ		10000		11200			10000			
	Н		10000			11200		10000			
1000	Л		11200			12500					
	С		11200					10000			
	Т		11200					10000			
	ВТ		10000			11200		10000			
	Н		10000			11200		10000			
1500	Л		10000		11200	12500			11200	11200	
	С		10000		11200			10000			
	Т		10000		11200			10000			
	ВТ		9000			10000					
	Н		9000			10000					
Реверсивный	500	Л	9000		10000	11200	10000	9000	10000	9000	
		С	9000					8000			
		Т	9000					8000			
		ВТ	9000					8000			
		Н	9000					8000			
	750	Л	9000			10000			9000		
		С	9000					8000			
		Т	9000					8000			
		ВТ	9000					8000			
		Н	9000					8000			
	1000	Л	9000						10000	9000	
		С	9000					8000			
		Т	9000					8000			
		ВТ	9000					8000			
		Н	9000					8000			
	1500	Л	8000		9000						
		С	8000		9000			8000			
		Т	8000		9000			8000			
		ВТ	8000		9000			8000			
		Н	8000		9000			8000			

Таблица 10-П7 Редуктор 1Ц2У-355

Передаточное число		8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	
Частота вращения входного вала, об/мин	Режим работы	Номинальный крутящий момент на выходном валу редуктора, Н·м									
500	Нереверсивный	Л	18000			20000		18000		20000	
		С	18000		16000						
		Т	18000		16000						
		ВТ	18000		16000						
		Н	18000		16000	14000		16000	14000		
750		Л	16000			18000					
		С	16000						14000		
		Т	16000						14000		
		ВТ	14000			16000			14000		
		Н	14000								
1000		Л	16000			18000			16000	18000	
		С	16000						14000		
		Т	16000						14000		
		ВТ	14000	16000				14000			
		Н	14000					16000		14000	
1500	Л	14000			16000			18000	16000		
	С	14000			16000				14000		
	Т	14000			16000				14000		
	ВТ	14000			16000			14000			
	Н	14000									
500	Реверсивный	Л	12500	14000			16000	14000	16000		
		С	12500			11200				10000	
		Т	12500			11200				10000	
		ВТ	12500			11200			10000		
		Н	12500			11200				10000	
750		Л	12500			14000					
		С	12500			11200				10000	
		Т	12500			11200				10000	
		ВТ	12500			11200			10000		
		Н	12500			11200				10000	
1000		Л	11200	12500		14000			12500		
		С	11200	12500						10000	
		Т	11200	12500						10000	
		ВТ	11200	12500					10000		
		Н	11200	12500						10000	
1500	Л	10000	11200			12500					
	С	10000	11200				10000				
	Т	10000	11200				10000				
	ВТ	10000	11200			10000					
	Н	10000	11200				10000				

Таблица 11-П7 Редуктор 1Ц2У-400

П7 (продолжение)

Передаточное число		8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50		
Частота вращения входного вала, об/мин	Режим работы	Номинальный крутящий момент на выходном валу редуктора, Н·м										
500	Нереверсивный	Л	25000	28000	25000	28000	25000	22400	28000			
		С	22400						20000			
		Т	22400									
		ВТ	20000	22400					20000			
		Н	20000	22400					20000			
750		Л	25000					22400	25000			
		С	22400						20000			
		Т	22400						20000			
		ВТ	20000				22400		20000			
		Н	20000					22400	20000			
1000		Л	22400	25000								
		С	22400						20000			
		Т	22400						20000			
		ВТ	20000									
		Н	20000									
1500	Л	—	22400			25000	22400					
	С	—	22400					20000				
	Т	—	22400					20000				
	ВТ	—	20000									
	Н	—	20000						18000			
500	Реверсивный	Л	20000		18000	20000		18000	20000			
		С	18000			16000			14000			
		Т	18000			16000			14000			
		ВТ	18000			16000			14000			
		Н	18000			16000			14000			
750		Л	18000	20000		18000		20000	18000			
		С	18000			16000			14000			
		Т	18000			16000			14000			
		ВТ	18000			16000			14000			
		Н	18000			16000			14000			
1000		Л	18000				20000	18000				
		С	18000			16000			14000			
		Т	18000			16000			14000			
		ВТ	18000			16000			14000			
		Н	18000			16000			14000			
1500	Л	—	18000	16000	18000			14000				
	С	—	18000	16000			16000					
	Т	—	18000	16000			14000					
	ВТ	—	18000	16000			14000					
	Н	—	18000	16000			14000					

Таблица 12-П7 Редуктор 1Ц2Н-450

П7 (продолжение)

Передаточное число		8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	
Частота вращения входного вала, об/мин	Режим работы	Номинальный крутящий момент на выходном валу редуктора, Н·м									
		Нереверсивный	500	Л	40000	45000	50000			45000	35500
С	40000			45000	40000				35500		
Т	40000			45000	40000				35500		
ВТ	35500			40000			35500				
Н	35500			40000			35500				
750	Л			40000	45000			50000	45000	35500	
	С		35500	45000	40000				35000		
	Т		35500	40000				35500			
	ВТ		35500			40000			35500		
	Н		35500			40000			35500		
1000	Л		35500	40000			45000	40000	45000	35500	
	С		35500	40000				35500			
	Т		35500	40000				35500			
	ВТ		35500				31500				
	Н		35000				31500				
1500	Л		—	—	40000		45000	40000		35500	
	С		—	—	40000				35500		
	Т		—	—	40000				35500		
	ВТ		—	—	35500			31500			
	Н		—	—	35500			31500			
Реверсивный	500	Л	31500	35500		40000	35500	31500		25000	
		С	31500					28000	25000		
		Т	31500					28000	25000		
		ВТ	31500					28000	25000		
		Н	31500					28000	25000		
	750	Л	28000	31500	35500			31500		25000	
		С	28000	31500				28000	25000		
		Т	28000	31500				28000	25000		
		ВТ	25000	31500			28000		25000		
		Н	25000	31500			28000		25000		
	1000	Л	25000	31500				25000			
		С	25000	31500				28000	25000		
		Т	25000	31500				28000	25000		
		ВТ	25000	31500			28000		25000		
		Н	25000	31500			28000		25000		
	1500	Л	—	—	31500				25000		
		С	—	—	31500				28000	25000	
		Т	—	—	31500				28000	25000	
		ВТ	—	—	31500			28000		25000	
		Н	31500				28000		25000		

Таблица 13-П7 Редуктор 1Ц2Н-500

Передаточное число		8	10	12.5	16	20	25	31,5	40	50	
Частота вращения входного вала, об/мин	Режим работы	Номинальный крутящий момент на выходном валу редуктора, Н·м									
500	Л	56000	63000	71000		63000	71000	63000	50000	45000	
	С	56000							50000	45000	
	Т	56000							50000	45000	
	ВГ	50000							45000		
	Н	50000							45000		
750	Л	56000	63000			71000	63000	45000			
	С	56000							45000		
	Т	56000							45000		
	ВГ	50000							45000		
	Н	50000							45000		
1000	Л	50000	56000	63000				50000	45000		
	С	50000							50000	45000	
	Т	50000							50000	45000	
	ВГ	50000							45000		
	Н	50000							45000		
1500	Л	—	—	—	56000		63000	56000	50000	45000	
	С	—							50000	45000	
	Т	—							50000	45000	
	ВГ	—							45000	40000	
	Н	—							45000	40000	
500	Л	45000	56000	50000	56000		50000	45000	40000	31500	
	С	45000							40000	31500	
	Т	45000							40000	31500	
	ВГ	45000							40000	31500	
	Н	45000							40000	31500	
750	Л	40000	45000	50000	56000	50000		45000	40000	31500	
	С	40000	45000							40000	31500
	Т	40000	45000							40000	31500
	ВГ	40000	45000							40000	31500
	Н	40000	45000							40000	31500
1000	Л	35500	45000		50000	45000	50000	45000	40000	31500	
	С	35500	45000							40000	31500
	Т	35500	45000							40000	31500
	ВГ	35500	45000							40000	31500
	Н	35500	45000							35500	31500
1500	Л	—	—	—	45000			35500	31500		
	С	—							35500	31500	
	Т	—							35500	31500	
	ВГ	—							35500	31500	
	Н	—							35500	31500	

П7 (продолжение)

Таблица 14-П7 (к рис. 7-П7) Габаритные и присоединительные размеры

Типоразмер редуктора	$a_{wб}$	$a_{wб}$	L	$L1$	$L2$	$L3$	$L4$	$L5$	$L6$	B	$B1$	$B2$	H	$H1$	h	D
1Ц2У – 315	315	200	1030	740	370	215	360	300	420	395	260	328	685	335	35±4	28
1Ц2У – 355	355	255	1160	850	425	250	400	320	440	435	280	360	740	375	35±4	28
1Ц2У – 400	400	250	1300	950	475	280	450	380	500	475	330	420	835	425	42±5	35
1Ц2У – 450	450	280	1460	1060	530	310	500	500	650	630	515	590	955	475	50±5	35
1Ц2У - 500	500	315	1650	1220	615	360	565	530	690	700	580	650	105	530	60±6	42

Таблица 15-П7 (к рис. 8-П7)

Типоразмер редуктора	Входной вал				Выходной вал					
	d		l	b	t	D		l	b	T
	номинальный	Предельное отклонение				номинальный	Предельное отклонение			
1Ц2У – 315	50	+0,018 +0,002	110	14	53,5	110	+0,035 +0,013	210	28	116
1Ц2У – 355	55	+0,030 +0,011		16	59	125	+0,010 +0,015		32	132
1Ц2У – 400	60		140	18	64	140		250	36	148
1Ц2У – 450	80		170	22	85	160		300	40	169
1Ц2У - 500	90	25		95	180	45	190			

РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ТРЕХСТУПЕНЧАТЫЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ

Тип-1 ЦЗУ

Ряд редукторов обеспечивает крутящие моменты на выходном валу 1250...10000 Н·м в диапазоне передаточных чисел 16...200. Конструкция редукторов представлена на рис. 17-П7.

Корпус редуктора 2 и крышка 4 литые чугунные соединены в горизонтальной плоскости двумя коническими штифтами и болтами.

Вращательное движение от входного вала-шестерни 18 через зубчатое колесо 17, напрессованное на промежуточный вал-шестерню 15, зубчатое колесо 14, напрессованное на второй промежуточный вал-шестерню 12, и зубчатое колесо 17 передается на выходной вал 7. Валы установлены в корпусе редуктора на двух конических ролико-подшипниках по ГОСТ 333-79; входной вал на подшипники 20, промежуточный – на подшипники 16, второй промежуточный – на подшипники 13, выходной вал – на подшипники 10.

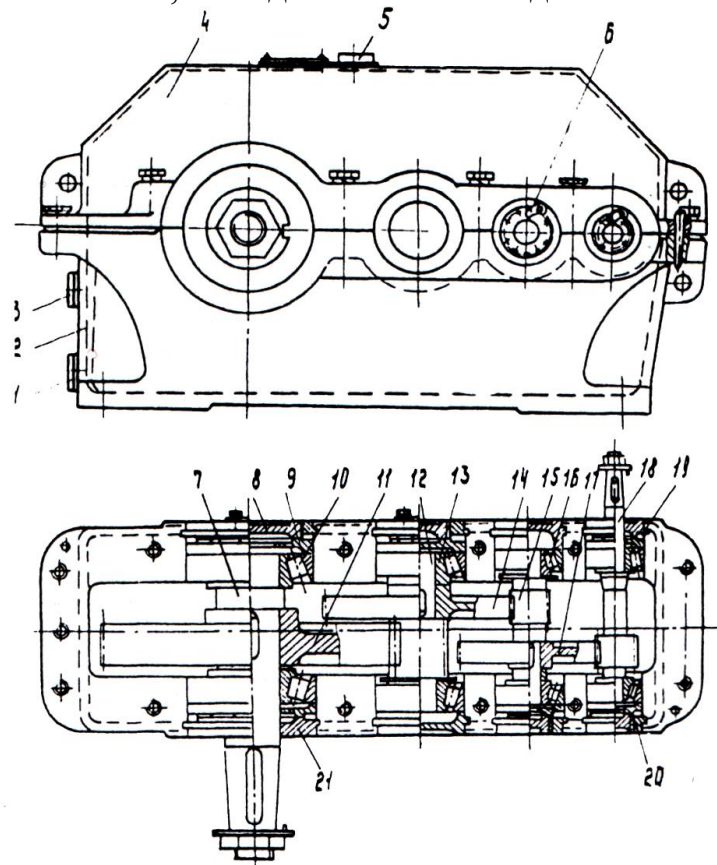


Рисунок 17-П7 Общий вид редукторов типа 1ЦЗУ

Основные параметры и размеры редукторов приведены в табл. 16-П7.

При работе редукторов допускаются кратковременные перегрузки, возникающие при пусках и остановках двигателя, в 2,0 раза превышающие

П7 (продолжение)

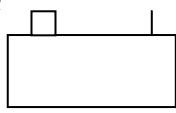
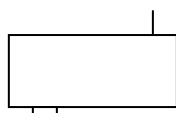
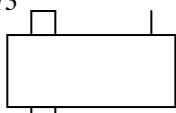
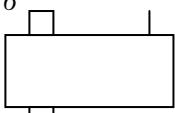
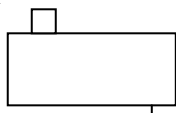
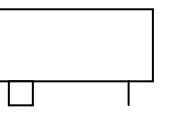
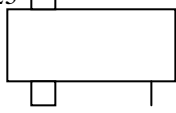
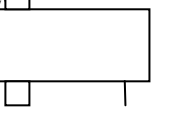
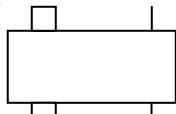
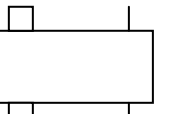
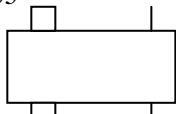
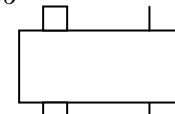
номинальные, если число циклов нагружения входного вала за время этих перегрузок не превысит $3 \cdot 10^6$ в течение всего срока службы редуктора.

Значения номинальной нагрузки в непрерывном и повторно-кратковременных режимах приведены в табл. 16-П7.

Редукторы изготавливаются по вариантам сборки, согласно ГОСТ 20373–80, представленным на рис. 18-П7.

Габаритные и присоединительные размеры редукторов показаны на рис. 19-П7 и в табл. 17-П7.

Размеры конических выходных концов валов приведены на рис. 20-П7 и в табл. 18-П7, концов выходных валов в виде части зубчатой муфты – на рис. 21-П7 и в табл. 19-П7, цилиндрического конца выходного вала редуктора 1ЦЗУ-250 на рис. 22-П7. Присоединительные размеры полых валов должны соответствовать указанным на рис. 23-П7 и 24-П7.

<i>I</i>		<i>II</i>		<i>III</i>	
11 	12 	13 	16 		
21 	22 	23 	26 		
31 	32 	33 	36 		

Ри-

су-

Рис. 18-П7 Варианты сборки редукторов:

I – с концами валов под муфты, в виде зубчатой муфты и с полым выходным валом редуктора ЦЗУ-250; II – с концами валов под муфты; III – с полым выходным валом редуктора ЦЗУ-200

На конических концах валов устанавливаются гайки по ГОСТ 5915–70 или ГОСТ 5916–70 и ГОСТ 10607–72, шпонки – по ГОСТ 23360–78.

Пример обозначения редуктора : **Редуктор 1ЦЗУ-200-50-12У2, ТУ 2-056-243–86**, где 1ЦЗУ – тип редуктора; 200 – межосевое расстояние, мм; 50 – номинальное передаточное число; 12 – вариант сборки; У – климатическое исполнение; 2 – категория размещения.

То же, с концом выходного вала в виде зубчатой муфты:

Редуктор 1ЦЗУ-200-50-12МУ2, ТУ 2-056-243–86.

П7 (продолжение)

Таблица 16-П7 Основные параметры редукторов типа 1ЦЗУ

Наименование показателя		Типоразмер редуктора			
		1ЦЗУ-160	1ЦЗУ-200	1ЦЗУ-250	
Передаточные числа		31,5; 40; 45; 50; 56; 63 80; 100; 125; 160; 200		16, 20; 25; 31,5; 40; 45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160;	
Фактические передаточные числа		32,00; 41,34; 44,00; 50,40; 56,85; 65 09; 82,66; 100,80; 130,19; 158,76; 205,06	33,21; 40,04; 45,67; 49 60; 55,06; 64,00; 80,08; 99,20; 128,00; 158,72; 204,80	15,6; 20,12; 24,34; 31,23; 40,34; 46,02; 48,80; 58,00; 61,93, 77,50; 100,10; 121,95; 157,50; 191,86	
Номинальный крутящий момент на выходном валу при длительной работе с постоянной нагрузкой, Н·м	Непрерывный (Н) ПВ=100 %	1250	2500	5000	
Допускаемый крутящий момент на выходном валу при работе редуктора в повторно-кратковременных режимах, Н·м	Тяжелый (Т) ПВ=40%	1600	3150	6300	
	Средний (С) ПВ=25%	2000	4000	8000	
	Легкий(Л) ПВ=15%	2500	5000	10000	
Допускаемая радиальная консольная нагрузка, приложенная в середине посадочной части вала, Н	ВХОДНОГО	Непрерывный (Н)	630	1250	2240
		Тяжелый (Т) ПВ=40%	710	1400	2500
		Средний (С) ПВ=25%	800	1600	2800
		Легкий(Л)ПВ=1	900	1800	3150
	ВЫХОДНОГО	Непрерывный (Н)	9000	12500	18000
		Тяжелый (Т) ПВ=40%	10000	14000	20000
		Средний (С) ПВ=25%	11200	16000	22400
		Легкий (Л) ПВ= 15%	12500	18000	25000
Коэффициент полезного действия, не менее, %		96			
Масса, кг, не более	с чугунным корпусом	110	190	335	
	с алюминиевым корпусом	64	—	—	

ПРИМЕЧАНИЯ:

1. Редуктор 1ЦЗУ-160 с полым выходным валом не изготавливается.
2. Редуктор 1ЦЗУ-200 с симметричным полым выходным валом изготавливается по вариантам сборки 16, 26, 36.
3. Редуктор 1ЦЗУ-250 с несимметричным полым выходным валом изготавливается по вариантам сборки 11, 12, 21, 22, 23. 31, 32, 33.
4. Редукторы 1ЦЗУ-200, 1ЦЗУ-250 с выходным валом в виде зубчатой полу-муфты изготавливаются по вариантам сборки 11, 12, 21, 22, 31, 32.
- 5 Редуктор 1ЦЗУ-260 с выходным зубчатым валом и паразитной шестерней изготавливается по вариантам сборки 11. 12. 21, 22, 31, 32.
6. Радиальная консольная нагрузка на выходном валу для редукторов с вариантами сборки 13, 23, 33 и на входном валу вариантов сборки 31, 32, 33, 36 должна быть уменьшена на 50%.
7. Значения допускаемых крутящих моментов и радиальных консольных нагрузок для редуктора 1ЦЗУ-250 с цилиндрическим концом выходного вала должны быть снижены на 20%, а с передаточными числами 16, 20, 25 на 30%.

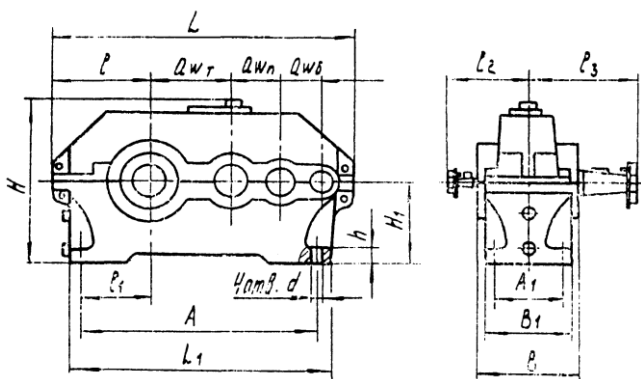


Рисунок 19-П7 Габаритные и присоединительные размеры

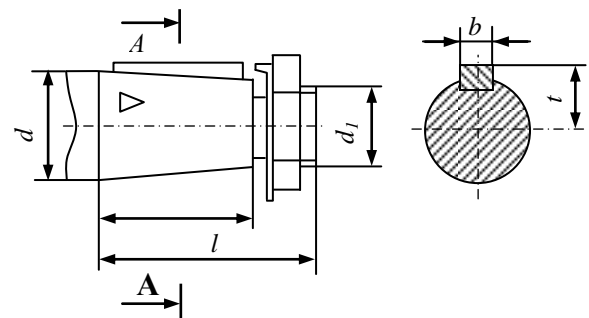


Рисунок 20-П7 Размеры выходных концов валов

Таблица 17-П7 (к рис. 19-П7)

Типоразмер редуктора	Межосевое расстояние			L	L ₃	l	l ₁	l ₂	l ₃	H	H ₁	h	A	A ₁	B	B ₁	d
	a _{WT}	a _{Wn}	a _{Wb}														
ЦЗУ-160	160	100	80	630	530	195	136	160	224	345	170	32	475	140	206	195	24
1ЦЗУ-200	200	125	100	775	650	236	165	190	280	425	212	36	580	165	243	230	24
1ЦЗУ-250	250	160	125	950	825	290	212	236	335	530	265	36	750	218	290	280	28

Таблица 18-П7 (к рис. 20-П7)

Типоразмер редуктора	Выходной вал						Входной вал					
	d	d_1	L	L_1	b	t	d	d_2	l	l_1	b	t
1ЦЗУ-160	55	M36X3	110	82	14	28,95	20	M12×1.25	50	36	4	10,60
1ЦЗУ-200	70	M48X3	140	105	18	36,38	25	M16×1.5	60	42	5	13,45
1ЦЗУ-250	90	M64X4	170	130	22	46,75	30	M20×1.5	80	58	5	15,55

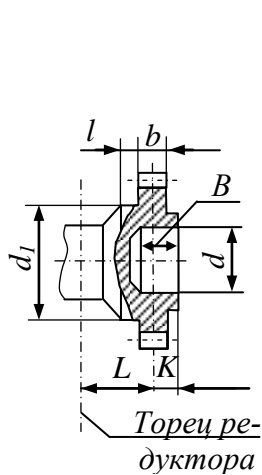


Рисунок 21-П7 Размеры концов выходных валов в виде зубчатой муфты

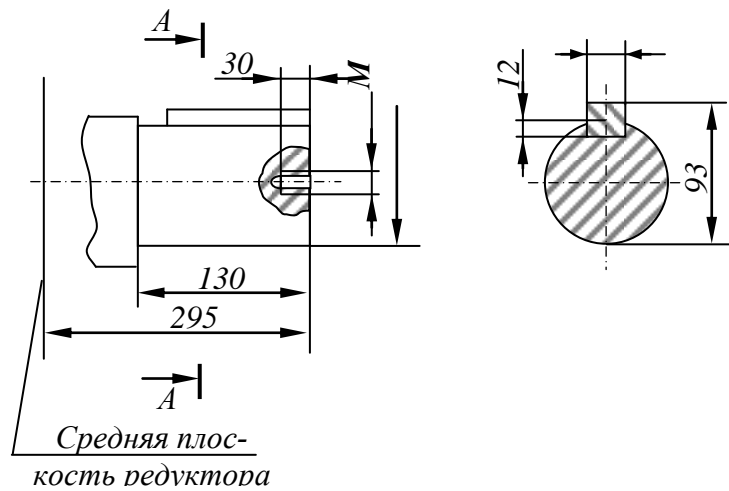


Рисунок 22-П7 Размеры цилиндрического конца выходного вала редуктора 1ЦЗУ-250

Таблица 19-П7 (к рис. 21-П7)

Типоразмер редуктора	Исходный контур по ГОСТ 13755-81			L	l , не менее	K	v	d , предельные отклонения по F8	d , предельные отклонения по F9
	m	z	b						
1ЦЗУ-160	4	40 56	20	48	20	19	38	72F7	95
1ЦЗУ-200	5		25	55		22	50	80F7	105
1ЦЗУ-250	4		30	66		25	50	120F8	170

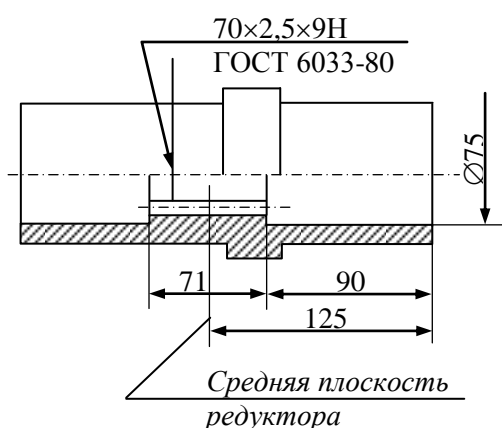


Рисунок 23-П7 Присоединительные размеры полого вала редуктора 1ЦЗУ-200

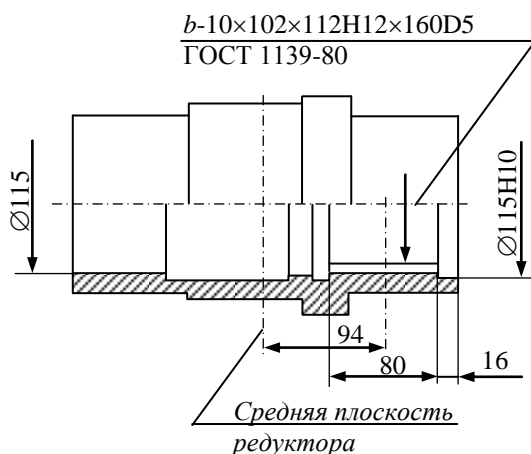


Рисунок 24-П7 Присоединительные размеры полого вала редуктора 1ЦЗУ-250

То же, для редуктора 1ЦЗУ-250 с концом выходного вала в виде части зубчатой муфты с паразитной шестерней:

Редуктор 1ЦЗУ-250-50-12МШУ1, ТУ 2-056-243-86.

То же, для редуктора 1ЦЗУ-250 с несимметричным полым валом:

Редуктор 1ЦЗУ-250-50-12ПУ1, ТУ 2-056-243-86.

То же, для редуктора 1ЦЗУ-250 с цилиндрическим концом выходного вала:

Редуктор 1ЦЗУ-250-50-12ЦУЗ, ТУ 2-056-243-86.

То же, климатического исполнения Т1, Т2, Т3, 04:

Редуктор 1ЦЗУ-250-50-12, Т1, ТУ 2-056-243-86.

РЕДУКТОРЫ ЧЕРВЯЧНЫЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ УНИВЕРСАЛЬНЫЕ ОБДУВАЕМЫЕ Тип Ч

Ряд выпускаемых редукторов обеспечивает крутящие моменты на тихоходном валу 180...1600 Н·м, соответствующие частоте вращения быстроходного вала 1500 об/мин. в диапазоне передаточных чисел 8...80.

РЕДУКТОР

ТИПОРАЗМЕР Ч-80

Конструкция редукторов приведена на рис. 33-П. В неразъемном корпусе 6, отлитом из алюминиевого сплава методом литья под давлением, установлены узел червячного вала 2 и узел червячного колеса 9. Крышки 11 служат корпусами подшипников тихоходного вала. Корпус закрыт оребренной крышкой 7, отлитой из алюминиевого сплава. Параллельно оси вала колеса в корпусе имеются четыре прилива со сквозными отверстиями для крепления лап 14 шпильками 15. Одинаковое расстояние между осями отверстий позволяет с помощью одних и тех же лап менять пространственное положение редуктора в соответствии с вариантами расположения червячной пары (см. рис. 28-П7). Редукторы применяются с лапами и без лап. Лапы изготавливаются литыми из алюминиевого сплава и могут устанавливаться согласно одному из вариантов присоединения лап (см. рис. 27-П7).

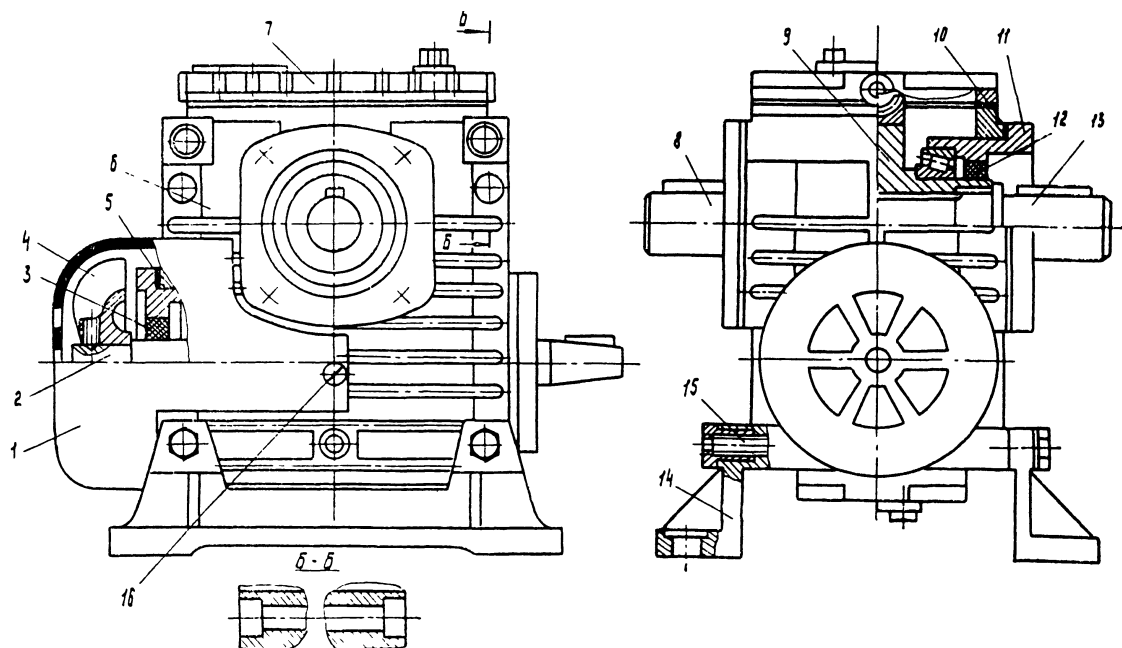


Рисунок 25-П7 Общий вид редуктора типоразмера Ч-80

РЕДУКТОРЫ

ТИПОРАЗМЕРЫ Ч-100, Ч-125, Ч-160

Конструкция редукторов приведена на рис. 26-П7. В неразъемном корпусе 2, отлитом вместе с опорными лапами из серого чугуна, установлены узел червячного вала 5 и узел червячного колеса 11. Оребренные литые чугунные крышки 10 служат корпусами подшипников тихоходного вала.

Диаметр отверстий для установки крышек червячного колеса позволяет монтировать через них узел колеса в сборе с тихоходным валом.

Редукторы устанавливаются и крепятся по вариантам расположения червячной пары 3-6 (рис. 27-П7) на горизонтальной опоре дополнительными кронштейнами, изготавливаемыми потребителем по своим чертежам применительно к конкретным машинам.

Остальные детали редукторов Ч-80, Ч-100, Ч-125, Ч-160 идентичны и описываются ниже.

Все корпуса редукторов типа Ч имеют оребрения, улучшающие теплоотвод.

Геометрические параметры зацепления цилиндрической червячной пары с эвольвентным червяком приняты по ГОСТ 2144-76, исходный червяк – по ГОСТ 19036-73. Червячные валы изготавливаются из легированной стали; витки червяков подвергаются цементации и закалке до твердости HRC 58...62 с последующими шлифованием и полированием. Выходные концы червячных валов конические по ГОСТ 12081-72.

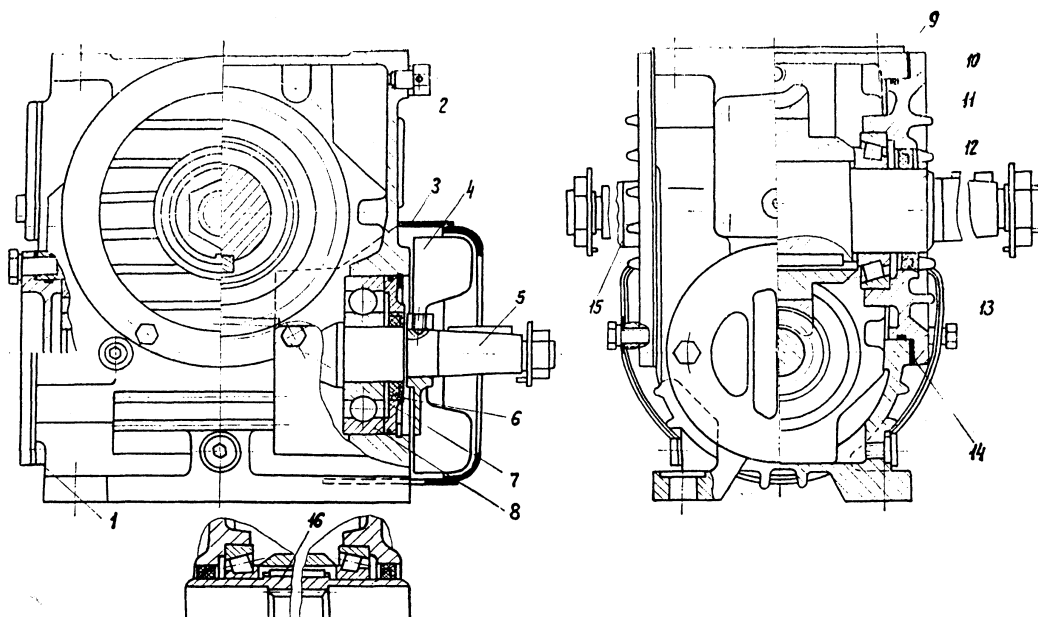


Рисунок 26-П7 Общий вид редукторов типоразмеров Ч-100, Ч-125, Ч-160

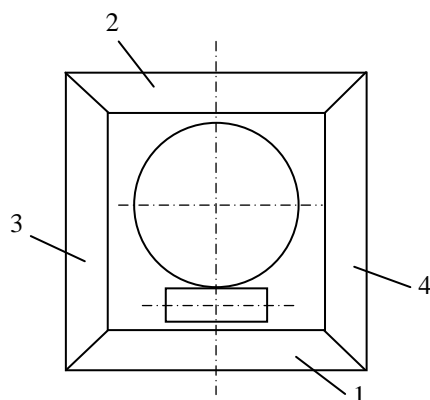


Рисунок 27-П7 Варианты присоединения лап в редукторе Ч-80:
 1 – лапы со стороны червяка; 2 – лапы со стороны колеса; 3, 4 – боковое расположение лап
 (вариант исполнения редукторов без лап имеет условное обозначение-1)

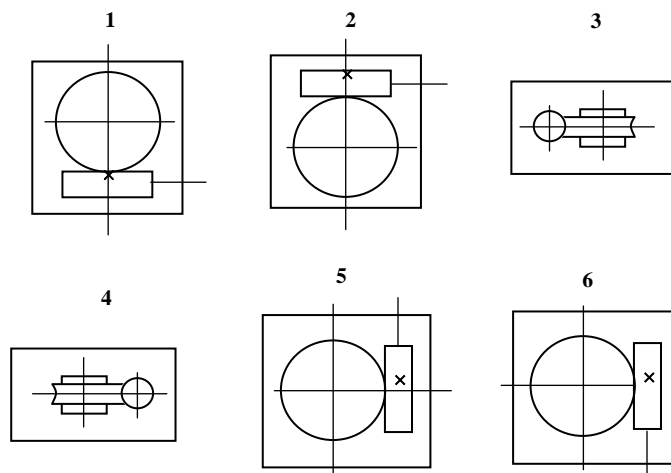


Рисунок 28-П7 Варианты расположения червячной пары в редукторах типа Ч:
 1 – червяк под колесом. 2 – червяк над колесом; 3,4 – тихоходный вал вертикальный.
 5 – быстроходный вал вертикальный выходным концом вверх, 6 – быстроходный вал вертикальный выходным концом вниз

Венцы червячных колес изготавливаются из оловянно-фосфористой бронзы и заливаются или напрессовываются на ступицы.

В редукторе Ч-80 ступица изготовлена из углеродистой стали и выполняет одновременно роль полого вала с внутренними шлицами, в редукторах Ч-100, Ч-125, Ч-160 – из серого чугуна. Посадочное отверстие в ступице имеет шпоночный паз.

Редукторы могут работать при шести различных расположениях червячной пары в пространстве (см. рис. 28-П7).

В вариантах расположения червячной пары 3 и 4 редуктор должен рассматриваться в положении, при котором выходной конец червяка находится со стороны наблюдателя.

В зависимости от взаимного расположения выходных концов валов и их количества редукторы изготавливаются по вариантам сборки 51, 52, 53 и 56, ГОСТ 20373–80 (рис. 29-П7).

На рис. 29-П7 выходной конец быстроходного вала (червяка) показан сплошной утолщенной линией, а редуктор рассматривается в плане при расположении червяка под червячным колесом независимо от их фактического расположения при эксплуатации. Вариант сборки 56 представляет собой редуктор с полым шлицевым тихоходным валом.

В зависимости от варианта сборки редуктора тихоходный вал может быть одноконцевым 13 (см. рис. 25-П7), 12 (см. рис. 26-П7) или двухконцевым 8 (см. рис. 25-П7), 15 или полым 16 (см. рис. 26-П7). Тихоходный вал редуктора Ч-80 соединяется с червячным колесом эвольвентными шлицами (см. рис. 25-П7). Центрирование вала осуществляется по наружному диаметру шлицев.

Валы редуктора Ч-100, Ч-125, Ч-160 соединяются с колесами шпонками (см. рис. 26-П7).

Конец тихоходного вала редуктора Ч-80 – цилиндрический по ГОСТ 12080–66, редукторов Ч-100, Ч-125, Ч-160 – конический по ГОСТ 12081–72.

Внутренние шлицы полых валов выполнены эвольвентными с параметрами по ГОСТ 6033–51 или ГОСТ 6033–80.

Все валы опираются на подшипники качения.

П7 (продолжение)

Таблица 20-П7. Основные параметры червячных редукторов

Типоразмер редуктора	$и_H$	n_6 об/мин						$P_T, Н$	
		750		1000		1500		Варианты сборок	
		$M_T,$ Н·м	КПД	$M_T,$ Н·м	КПД	$M_T,$ Н·м	КПД	51,52	53
Ч-80	8	280	089	250	0,90	212	0,91	4000	2000
	10	250	088	224	0,89	190	0,90		
	12,5	250	086	230	0,87	195	0,89		
	16	280	083	250	0,85	218	0,86		
	20	243	079	224	0,81	195	0,84		
	25	243	078	224	0,79	195	0,83		
	31,5	300	072	280	0,75	250	0,78		
	40	230	067	218	0,71	195	0,73		
	50	243	065	230	0,66	206	0,71		
	63	224	060	212	0,62	190	0,64		
	80	200	055	190	0,58	175	0,61		
Ч-100	8	515	0,90	462	0,91	387	0,92	5600	2800
	10	500	0,89	450	0,90	375	0,91		
	12,5	515	0,88	462	0,90	387	0,90		
	16	500	0,85	450	0,86	387	0,88		
	20	487	0,81	437	0,84	375	0,86		
	25	475	0,80	437	0,83	375	0,85		
	31,5	515	0,74	475	0,75	412	0,79		
	40	475	0,70	437	0,72	387	0,75		
	50	475	0,69	437	0,71	387	0,74		
	63	375	0,60	345	0,63	315	0,66		
	80	355	0,58	335	0,60	300	0,65		
Ч-125	810	850	0,91	750	0,92	650	0,93	8000	4000
	12,5	825	0,90	725	0,91	630	0,92		
	16	825	0,89	725	0,90	630	0,91		
	20	850	0,86	750	0,86	670	0,88		
	25	825	0,84	750	0,85	650	0,87		
	31,5	775	0,82	700	0,83	615	0,85		
	40	1000	0,75	900	0,77	800	0,80		
	50	850	0,72	775	0,74	690	0,78		
	63	800	0,70	725	0,72	650	0,75		
	80	750	0,66	700	0,69	615	0,72		
	80	650	0,60	600	0,63	530	0,66		

П7 (продолжение)

Продолжение таблицы 20-П7

Типоразмер редуктора	u_H	n_{δ} об/мин						P_T , Н	
		750		1000		1500		Варианты сборок	
		M_T , Н·м	КПД	M_T , Н·м	КПД	M_T , Н·м	КПД	51,52	53
Ч-160	8	1600	0,91	145	0,93	125	0,94	11200	5600
	10	1500	0,91	0	0,92	0	0,93		
	12,5	1500	0,90	132	0,91	115	0,92		
	16	1800	0,87	0	0,88	0	0,90		
	20	1500	0,83	132	0,85	115	0,87		
	25	1400	0,81	0	0,84	0	0,86		
	31,5	2000	0,79	160	0,80	140	0,83		
	40	1600	0,73	0	0,76	0	0,79		
	50	1450	0,71	132	0,73	115	0,75		
	63	1320	0,69	0	0,71	0	0,74		
	80	1320	0,64	132	0,68	112	0,71		
				0		0			

ПРИМЕЧАНИЯ: 1. Обозначения параметров, употребляемых в таблице:

u_H - номинальное передаточное число;

n_{δ} - частота вращения быстроходного вала,

M_T - допускаемый крутящий момент на тихоходном валу;

η_H - коэффициент полезного действия редуктора;

P_T - радиальная консольная нагрузка, приложенная на тихоходном валу.

2. Мощность, подводимая к редуктору, определяется по формуле

$$N = \frac{M_T n_{\delta}}{9740 \eta_H} \text{ кВт.}$$

3. Значения M_T указаны для непрерывной работы при постоянной нагрузке в течение 24 ч температуры окружающей среды $t_e < 20^\circ \text{C}$ и вариантов расположения червячной пары 1, 3, 4.

4. Для вариантов расположения червячной пары 2, 5, 6 величины нагрузок следует снизить на 20%.

5. Значения крутящих моментов M при $t_e > 20^\circ \text{C}$ определяет по формуле

$$M = \frac{M_T (t_M - t_e)}{75},$$

где t_M - максимально допускаемая температура масла внутри корпуса редуктора, равная 95°C .

6. В первые 200 ч эксплуатации величины КПД редукторов должны быть не менее 80% от указанных.

7. При применении смазки «Трансол-100» значения M_T могут быть повышены на 20%.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И РАЗМЕРЫ

Основные параметры и размеры редукторов приведены в табл. 20-П7.

Габаритные и присоединительные размеры и масса приведены: редуктора Ч-80 – на рис. 30-П7 и в табл. 21-П7, редукторов Ч-100, Ч-125, Ч-160 – на рис. 30-П7 и в табл. 21-П7.

Размеры концов быстроходных валов приведены на рис. 31-П7 и в табл. 22-П7. Размеры концов тихоходных валов приведены: цилиндрических и конических — на рис. 40-П и в табл. 23-П7, размеры полых тихоходных валов – на рис. 33-П7 и в табл. 24-П7.

На конических концах валов устанавливаются гайки по ГОСТ 5916-70 и шайбы стопорные по ГОСТ 13465-77;

шпонки по ГОСТ 23360-78 устанавливаются на цилиндрических и конических концах валов.

Пример обозначения редуктора в заказе:

Редуктор Ч-80-31,5-52-1-2ВУЗ.

где Ч – редуктор червячный одноступенчатый универсальный;

80 – межосевое расстояние, мм;

31,5 – передаточное число;

52 – вариант сборки;

1 – вариант расположения червячной пары;

2 – исполнение с лапами со стороны червяка, В – наличие вентилятора;

У – климатическое исполнение, ГОСТ 15150-69;

3 – категория размещения, ГОСТ 15150-69. То же, в исполнении без лап и без вентилятора:

Редуктор Ч-80-31,5-52-1-1-УЗ.

ПРИМЕЧАНИЕ. Допускается поставка редукторов Ч-100, Ч-125, Ч-160 с цилиндрическими концами валов по согласованию с заводами-изготовителями.

П7 (продолжение)

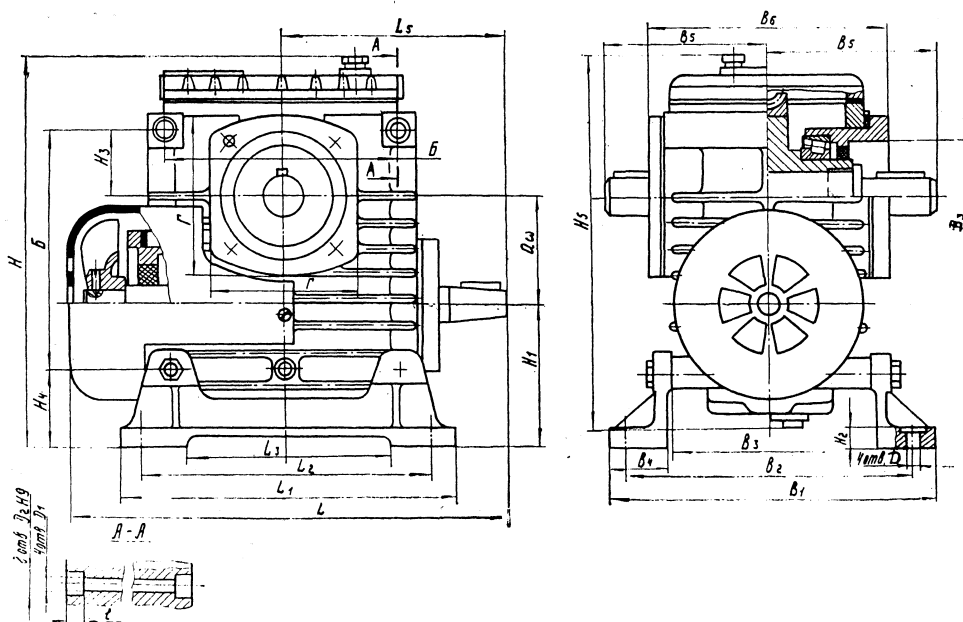


Рисунок 30-П7 Габаритные и присоединительные размеры редуктора Ч-80

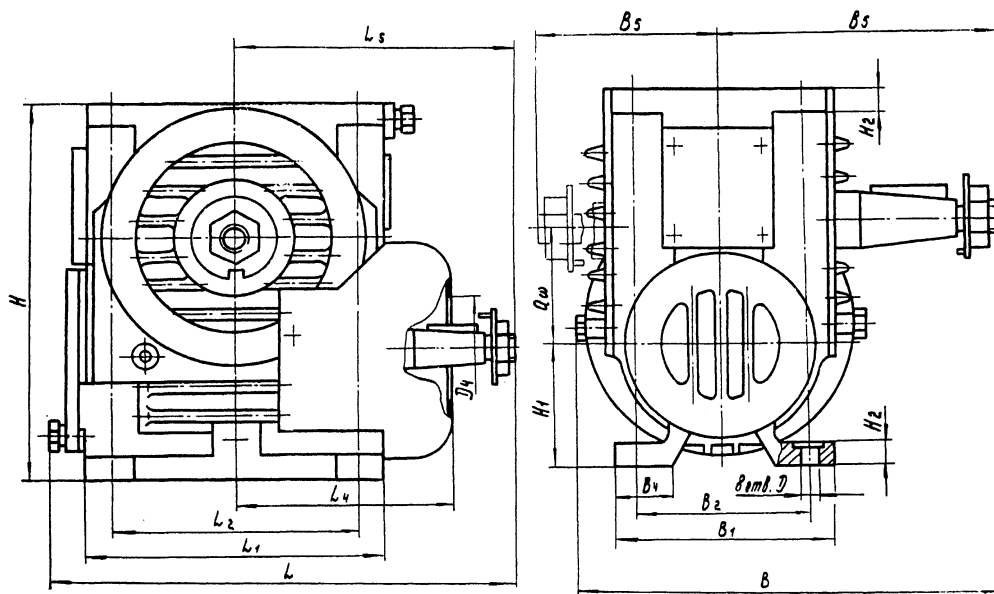


Рисунок 31-П7 Габаритные и присоединительные размеры редукторов Ч-100, Ч-125, Ч-160

Таблица 21-П7 (к рис. 30-П7 и 31-П7)

Типоразмер редуктора	a_w	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	l	B	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	B_6
Ч-80	80	340	260	225	160	-	167	8	-	250	220	150	48	147	180
Ч-100	100	373	240	200	-	175	225	-	-	175	140	-	45	225	-
Ч-125	125	437	275	230	-	210	261	-	363	230	190	-	60	230	-
Ч-160	160	551	350	300	-	245	345	-	434	280	230	-	70	280	-

Продолжение таблицы 21-П7

Типоразмер редуктора	Б	Г	Н	Н1	Н2	Н3	Н4	Н5	D	D1	D2	D3	D4	Масса редуктора, кг			Масса лап с деталями их крепления, кг
														Варианты сборки			
														51,52	53	56	
Ч-80	180	115	293	112	14	50	62	272	16	13	18	85	-	18,7	19,1	15,0	2,3
Ч-100	-	-	312	100	18	-	-	-	19	-	-	-	69	55,0	57,0	53,0	-
Ч-125	-	-	396	111	22	-	-	-	19	-	-	-	71	86,0	88,0	84,0	-
Ч-160	-	-	500	140	30	-	-	-	22	-	-	-	80	166,0	170,0	156,0	-

ПРИМЕЧАНИЯ: 1. Размер $D4$ определяет диаметр ступицы детали, устанавливаемой на выходном конце червяка. 2. Для вариантов сборки 51, 52, 53 масса редуктора Ч-80 приведена с лапами, а для варианта сборки 56 - без лап.

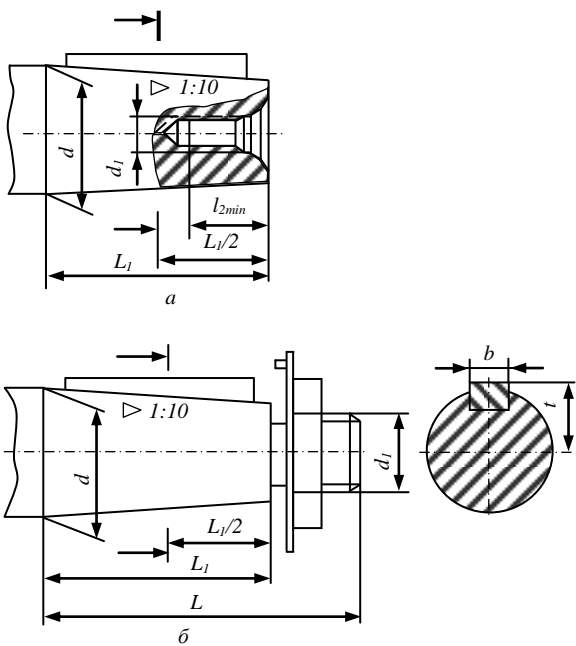


Рисунок 32-П7 Размеры концов быстроходных валов:
 а – для редуктора Ч-80;
 б – для редукторов Ч-100, Ч-125, Ч-160

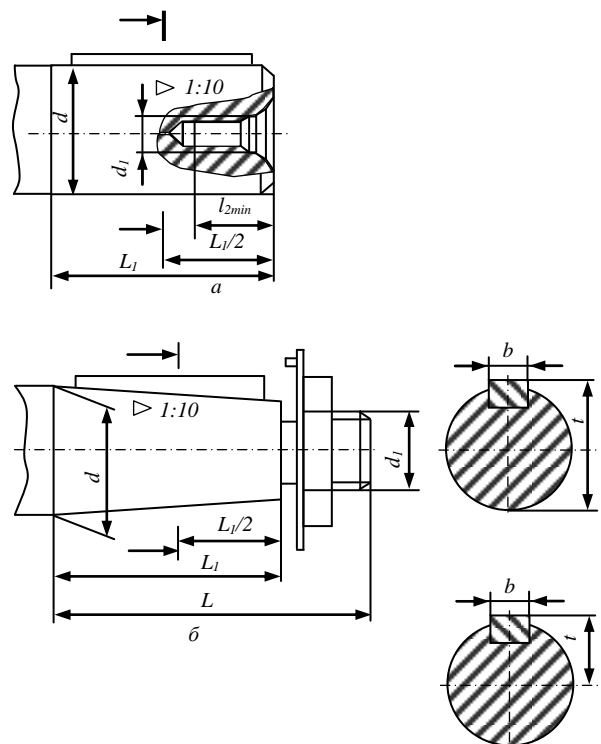


Рисунок 33-П7 Размеры концов тихоходных валов (для вариантов сборки 51-53):
 а – для редуктора Ч-80,
 б – для редукторов Ч-100, Ч-125, Ч-160

Таблица 22-П7 (к рис. 33-П7)

Типоразмер редуктора	Форма конца вала	d	Предельное отклонение	dl	l	$l1$	$l2_{min}$	b	t
Ч-80	Цилиндрический	35	+0,018 +0,002	HM8, ГОСТ 14034-74	—	80	25	10	38
Ч-100	Конический	45	$h10$	M30×2-8g	110	82	—	12	23,45
Ч-125		55	$h10$	M36×3-8g	110	82	—	14	28,95
Ч-160		70	$h10$	M48×3-8g	140	105	—	18	36,375

Таблица 23-П7 (к рис. 32-П7)

Типоразмер редуктора	d	Предельное отклонение	dl	L	$L1$	$L2_{min}$	b	t
Ч-80	25	$h10$	HM8, ГОСТ 14034-74	—	42	30	5	13,45
Ч-100	32	$h10$	M20×1,5-8g	80	58	—	6	17,05
Ч-125	32	$h10$	M20×1,5-8g	80	58	—	6	17,05
Ч-160	40	$h10$	M24×2-8g	110	82	—	10	20,95

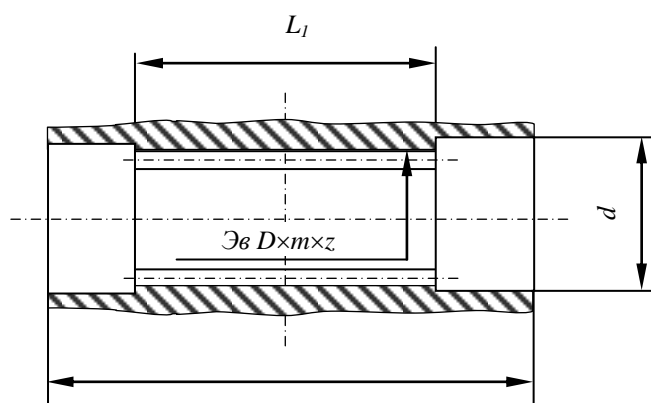


Рисунок 34-П7 Размеры тихоходных полых валов

Таблица 24-П7 (к рис. 34-П7)

Типоразмер редуктора	Обозначение шлицев по ГОСТ 6033-80	Обозначение шлицев по ГОСТ 6033-51	<i>d</i>	<i>L</i>	<i>Ll</i>
Ч-80	40×H7×1,5	Эв. 40X1,5X26A5sa	41	122	66
Ч-100	45×H7×2	Эв. 45X2X22A5sa	46	205	90
Ч-125	55×H7×2,5	Эв. 55X2,5X20ASsa	60	230	110
Ч-160	70×H7×2,5	Эв. 70X2,5X26AS3a	72	275	130

Таблица 25-П7 Характеристика редукторов типа КДВ-М1

Исполнение	Передаточное число	Максимальная мощность на быстроходном валу, кВт					
		при 1500 мин ⁻¹			при 1000 мин ⁻¹		
		КДВ-200М1	КДВ-250М1	КДВ-350М1	КДВ-200М1	КДВ-250М1	КДВ-350М1
I	2124	0,13	0,32	0,80	0,09	0,22	0,54
II	1815	0,15	0,38	0,95	0,10	0,25	0,63
III	1382	0,20	0,50	1,23	0,13	0,33	0,82
IV	1052	0,26	0,65	1,62	0,17	0,43	1,08
V	801	0,34	0,85	2,14	0,23	0,57	1,42
VI	634	0,43	1,1	2,7	0,28	0,72	1,80
VII	501	0,55	1,4	3,5	0,36	0,90	2,27
VIII	397	0,69	1,71,	4,34	0,46	1,15	2,87
IX	350	0,76	9	4,9	0,51	1,3	3,26
X	263	1,05	2,5	6,4	0,65	1,7	4,32
XI	203	1,32	3,3	8,44	0,87	2,2	5,6
XII	160	1,96	4,1	10,7	1,1	2,8	7,1

П7 (продолжение)

Таблица 26-П7 Зависимость коэффициента ψ от вида транспортируемого груза

Груз	Типичные грузы	Тип ковша	Скорость, м/с		ψ	Тип разгрузки
			ленты	цепи		
Пылевидный	Уголь	Г	–	0,6–0,8	0,85	СВ
Легкосыпучий	Цемент	Г	12,5–1,8	–	0,80	Ц
Пылевидный и зернистый плохосыпучий	Земля, песок (влажные)	М	1–2	0,8–2,0	0,60	Ц
Зернистый и мелкокусковой	Пищевое зерно	Ж	3,9–4	–	0,70	Ц
Малоабразивный	Древесные опилки, глина сухая, каменный уголь, торф	Г	1,25–2	1,0–1,6	0,80	Ц
Сильно абразивный	Гравий, руда, шлак	О, С	0,4–0,8	0,4–0,63	0,80	СН
Средне- и крупнокусковой малоабразивный	Каменный уголь, торф	О, С	–	0,4–0,63	0,6–0,68	СН
		Г	–	0,8–1,60	0,6–0,70	Ц
Сильно абразивный	Щебень, руда, шлак	О, С	–	0,4–0,63	0,6–0,80	СН
Обесценивающийся при крошении	Древесный уголь, кокс	О, С	0,4–0,63	0,4–0,63	0,60	СН

ПРИМЕЧАНИЕ, Г – глубокий ковш; М – мелкий; О – с бортовыми направляющими остроугольный; С – с бортовыми направляющими сомкнутый; Ж – жалюзный; Ц – центробежная разгрузка; СН – самотечная направленная; СВ – самотечная свободная.

МУФТЫ

ИСПОЛНЕНИЕ 1

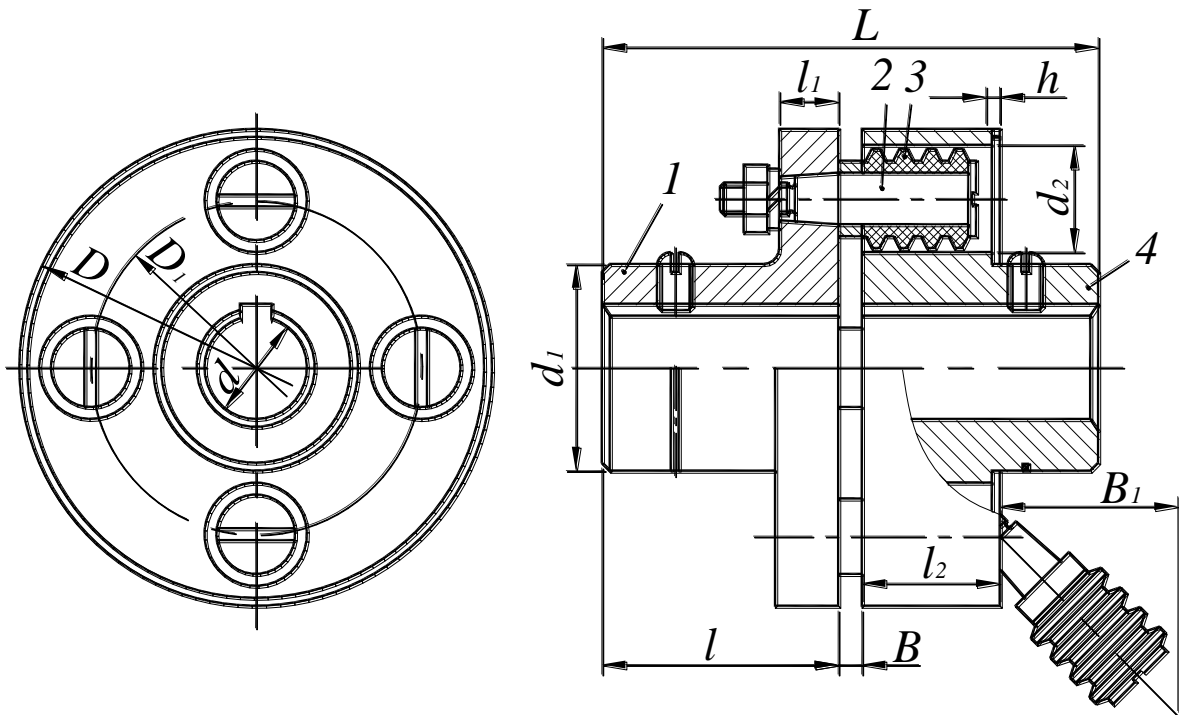


Рисунок 1-П8 Муфта МУВП по ГОСТ 21424-75

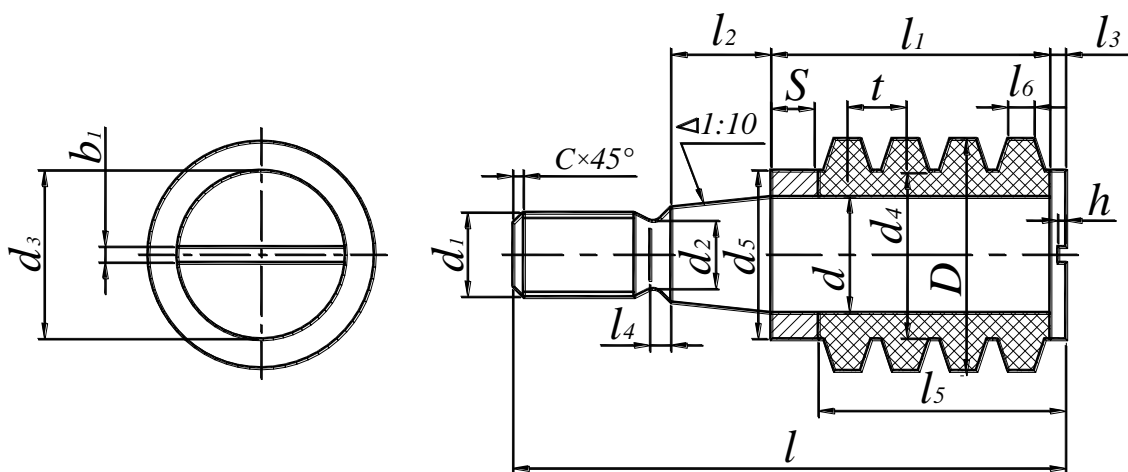


Рисунок 2-П8 Палец со втулками муфты МУВП

П8 (продолжение)

Таблица 1-П8 Размеры (мм) и параметры муфты (Выборка из ГОСТа, рис. 1-П8)

$M_{кр}$, кгс·м	d	D	L		l		D_1	Количество паль- цев	n , об/мин	B	B_1	l_1	d_1	d_2	l_2	Допускаемое смещение ва- лов	
			Длинные концы ва- лов	Короткие концы ва- лов	Длинные концы ва- лов	Короткие концы ва- лов										радиаль- ное, мм	угловое, ° ...
0,63	10	67	51	43	24	20	45	3	8800	3	20	9	22	17	12	0,2	1,5
	11																
1,60	12	71	63	51	30	24	50	4	7600	4	28	16	25	20	20	0,3	1,0
	14																
3,15	16	90	84	60	40	28	63	6	6350	5	42	18	30	20	20	0,4	1,0
	18																
6,30	20	100	104	76	50	36	71	6	5700	6	56	24	36	36	40	0,4	1,0
	22																
12,50	25	125	125	89	60	42	90	4	4600	7	56	24	45	36	40	0,4	1,0
	28																
25,00	32	140	165	125	80	60	105	6	3800	8	56	24	56	28	32	0,4	1,0
	36																
50,00	40	170	225	175	110	85	130	8	3600	9	56	24	71	36	40	0,4	1,0
	45																
100,00	50	210	226	176	140	105	160	10	2850	10	56	24	90	36	40	0,4	1,0
	56																

П8 (продолжение)

Таблица 2-П8 Размеры (мм) пальцев и втулок (рис. 2-П8)

$M_{кр},$ кгс·м	d	d_1	d_2	d_3	l	l_1	l_2	l_3	l_4	b	h	l_5	l_6	t	S	D	d_4	d_5
0,63 1,6	8	M6	4,5	12	21	12	6	1,5	3	1,5	1,0	10	2,5	5	3	16	12	12
3,15 6,30	10	M8	6,8	15	45	19	9	2,0	4	2,0	1,5	15			4	19	14	15
12,50 25,00 50,00	14	M10	7,8	20	66	33	12					28	3,5	7	5	26	20	20
100,00	18	M12	9,5	25	85	42	17					3,0	3,0	2,0	36	4,5	9	6

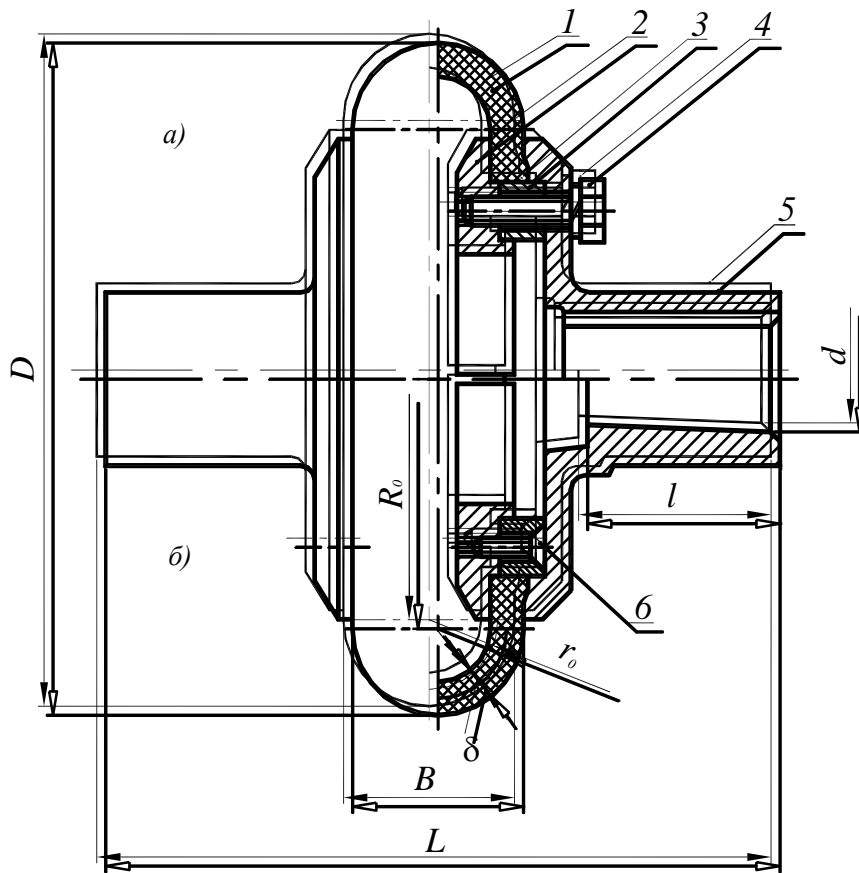


Рисунок 3-П8 Муфта с торообразной оболочкой по ГОСТ 20884-75

П8 (продолжение)

Таблица 3-П8 Размеры (мм) и параметры муфты (рис. 3-П8)

$M_{кр}$, кгс·м	d	D	L		l		$M_{кр\ max}$, кгс·м	n , об/мин	Допускаемое смещение валов		
			Длинные концы валов	Корот- кие кон- цы валов	Длинные концы валов	Корот- кие кон- цы валов			осевое, мм	ради- альное, мм	угловое, ° ...
2	14	100	125	125	32	28	6,3	3000	1,0	1,0	1
	16 18		150	130	42	30					
4	18	125	160	140	52	38	12,5	3000	1,0	1,0	1
	20 22		180	150							
	25		200	160	63	44					
8	22	160	220	180	52	38	25	2500	2,0	1,6	1
	25 28				63	44					
12,5	25	180	220	180	63	44	40	2500	2,0	1,6	1
	28										
	32 36		270	220	82	60					
20	32	200	270	220	82	60	63	2500	2,5	2,0	1
	36										

Продолжение таблицы 3-П8

$M_{кр}$, КГС·М	d	D	L		l		$M_{кр\ max}$ КГС·М	n , об/мин	Допускаемое смещение валов		
			Длинные концы ва- лов	Короткие концы ва- лов	Длинные концы ва- лов	Короткие концы ва- лов			осевое, мм	радиаль- ное, мм	угловое, ° ...
25	32	220	280	230	82	60	80	2000	3,0	2,5	1,5
	36		340	290	112	84					
31,5	40	250	280	240	82	60	100	1600	3,6	3,0	1,5
	45		250								
50	36	280	360	300	112	84	160	1600	3,6	3,0	1,5
	40										
80	45	320	370	310	143	108	250	1600	3,6	3,0	1,5
	50										
125	56	360	380	320	112	84	315	1600	4,0	3,6	1,5
	63										
200	71	400	460	390	143	108	500	1600	4,5	4,0	1,5
	80										
315	90	450	550	470	172	132	800	1250	5,0	4,0	1,5
	100										
500	110	500	560	480	172	132	1250	1250	5,0	4,0	1,5
	125										
800	140	560	650	560	214	168	2000	1120	5,6	4,0	1,5
	100										
1250	110	630	690	600	214	168	2500	1000	6,0	5,0	1,5
	125										
1600	140	710	775	670	254	204	3150	900	6,7	5,0	1,5
	160										
	180		800	710	254	204					
			900	800	304	244					

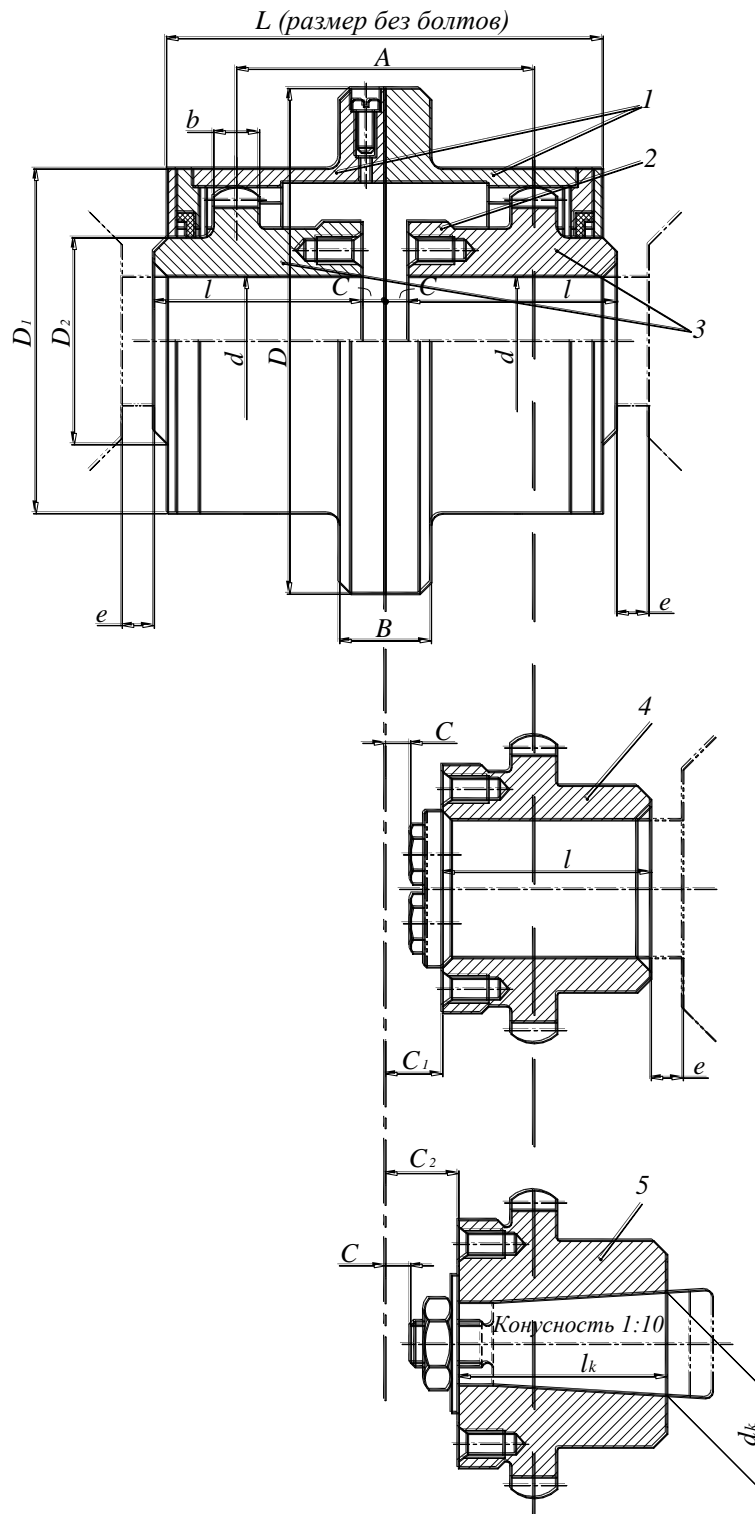
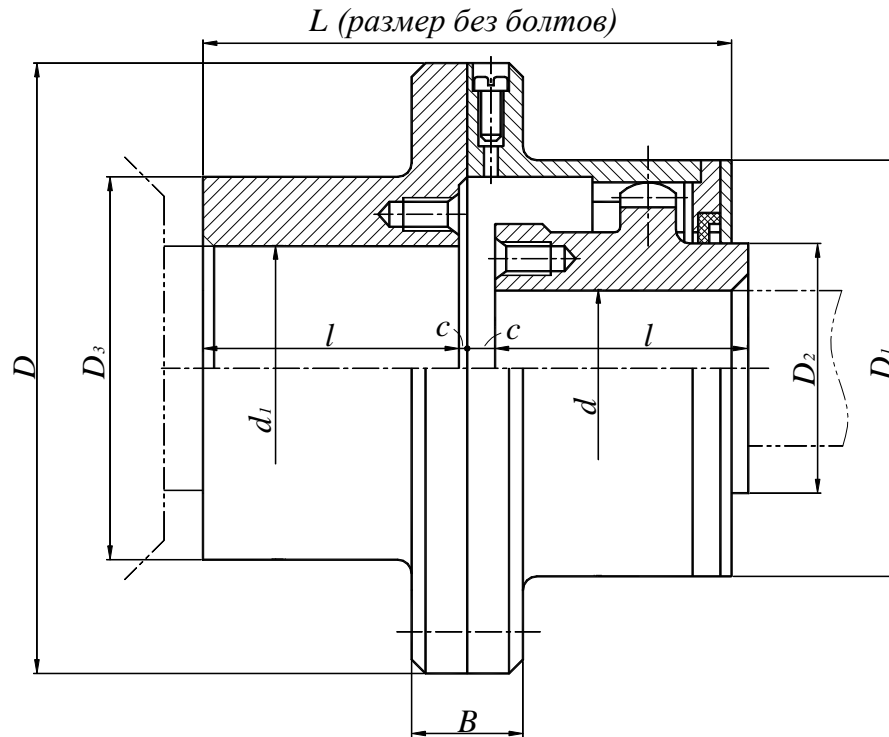


Рисунок 4-П8 Зубчатые муфты типа МЗ:

- 1 – зубчатая обойма; 2 – бурт для проверок соосности валов;
- 3 – зубчатая втулка с цилиндрической расточкой – исполнение Н; 4 – зубчатая втулка с цилиндрической расточкой и торцовым креплением по валу – исполнение Т;
- 5 – зубчатая втулка с конусной расточкой – исполнение К



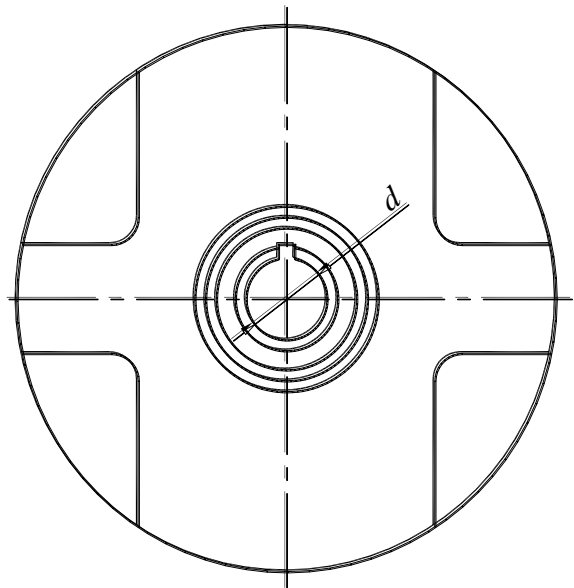
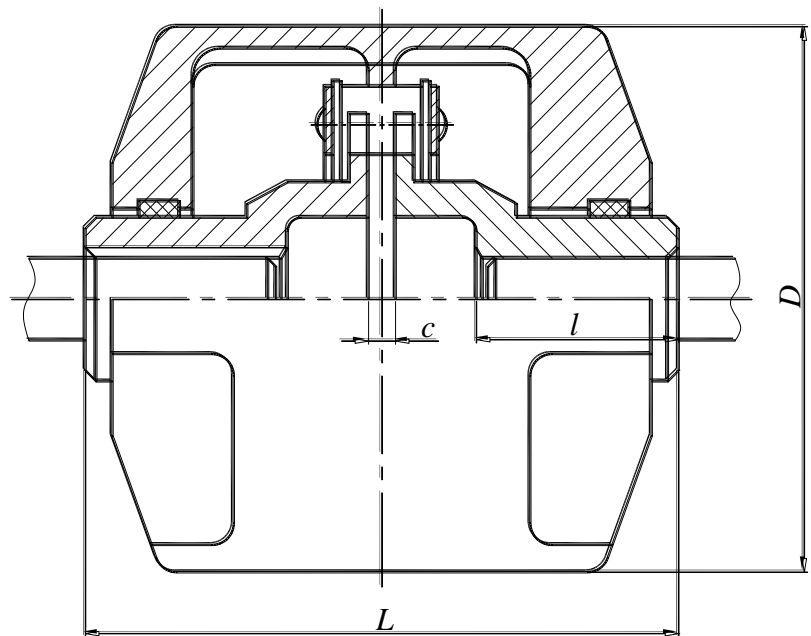
П8 (продолжение)

Рисунок 5-П8 Зубчатая муфта типа МЗП

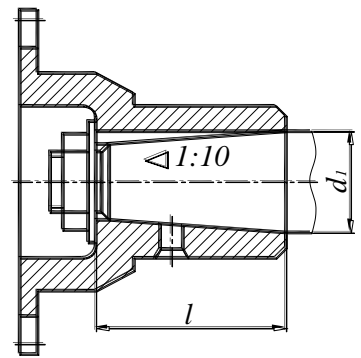
Таблица 4-П8 Размеры (мм) и параметры муфт типа МЗ и МЗП (Выборка из ГОСТ 5006-83)

Обозначение	d	d_k	d_1	$M_{кр}$ кГс·м	n , об/мин	A , не менее	D	D_1	D_2	D_3	z		B	l	l_k	c	c_1	c_2	e	Масса, кг	GD^2 , кгс·м ²	Масса, кг	GD^2 , кгс·м ²							
											для МЗ	для МЗП																		
											не более													не менее			для МЗ		для МЗП	
											не более													не менее						
1	40	38	60	71	6300	49	170	110	55	95	115	115	34	55	55	2,5	11	18	12	10,2	0,12	20,5	0,24							
2	50	55	70	140	5000	75	185	125	70	110	145	145	34	70	80	2,5	13	22	12	14,3	0,21	31	0,47							
3	60	55	90	315	4000	95	220	150	90	145	170	175	40	85	80	2,5	15	25	18	24	0,42	51	0,87							
4	75	75	100	560	3350	125	250	175	110	170	215	215	40	105	105	2,5	17	28	18	38	0,85	76	1,8							
5	90	95	120	800	2800	145	290	200	130	190	235	240	50	115	130	5	22	35	25	57	1,8	115	3,5							
6	105	—	130	1180	2500	160	320	230	140	210	255	260	50	125	—	5	25	—	25	80	2,8	170	6,0							
7	120	120	150	1900	2120	185	350	260	170	240	285	290	50	140	165	5	25	40	30	110	4,6	218	10,0							

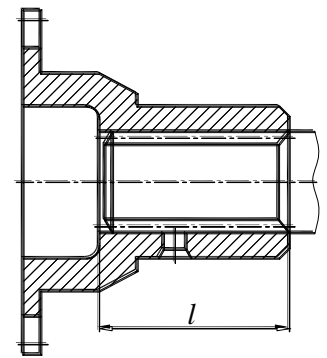
Тип 1, исполнение 1,2



Тип 2, исполнение 1,2



Тип 3



Тип 4

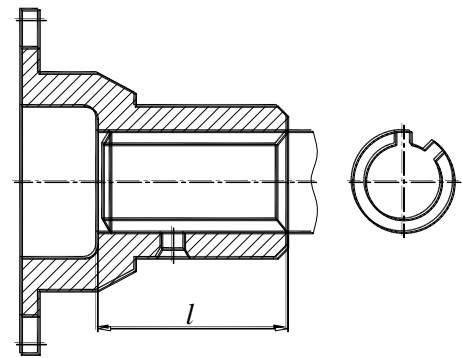


Рисунок 6-П8 Муфта цепная однорядная

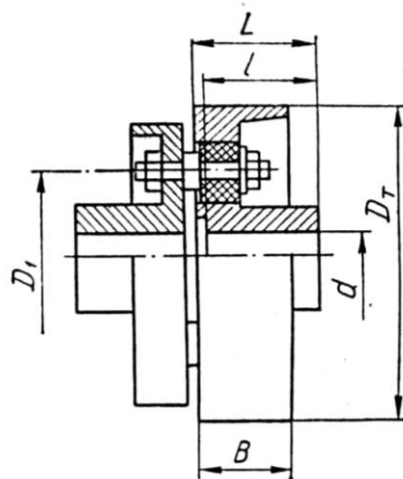
П8 (продолжение)

Таблица 5-П8 Муфты цепные однорядные по ГОСТ 20742-75 (рис. 6-П8)

Номи- нальный крутящий момент <i>M_{кр}, кгс·м</i>	<i>d</i>	<i>d₁</i>	<i>d</i>	<i>d₁</i>	<i>D</i> , не более	<i>L</i> , не более				<i>t</i> , не более				Радиаль- ное сме- щение осей ва- лов, не более	Частота враще- ния, об/мин, не бо- лее	Приводная роликовая цепь по ГОСТ 13568-75	Коли- чество звеньев цепи (число зубьев полу- муфты)	<i>G</i>				
	(пред. откл. по <i>H7</i>)	(пред. откл. по <i>H8</i>)	(пред. откл. по <i>H7</i>)	(пред. откл. по <i>H8</i>)		Типы																
						1		2		3,4		1							2		3,4	
	Исполнение		Исполнение			Исполнение		Исполнение		Исполнение		Исполнение							Исполнение			
	1-й ряд		2-й ряд			1	2	1	2	3,4	1	2	1						2	3,4		
50	—	—	42	—	200	278	222	228	172	222	110	82	85	57	82	0,20	1000	ПР-31, 75-7000	14	2,0		
	45	—	48	—																		
	50	—	55	—																		
	—	56	—	—																		
	56	—	—	—																		
100	50	—	55	—	210	280	224	230	174	224	110	82	85	54	82	0,40	800	ПР-38, 1-10000	12	3,5		
	—	56	—	60																		
	63	—	65	—																		
	—	70	—	70																		
	—	—	70	—																		
200	71	—	75	—	280	354	284	290	220	284	140	105	108	73	105	0,40	800	ПР-38, 1-10000	12	3,5		
	63	—	65	—																		
	—	70	—	75																		
	71	—	75	—																		
	—	75	—	—																		
400	80	—	85	—	310	424	344	352	272	344	170	130	134	94	130	0,60	700	ПР-50, 8-16000	12	3,8		
	—	85	—	90																		
	90	—	95	—																		
	—	95	—	100																		
	100	—	100	—																		
800	110	—	120	—	350	514	424	432	342	424	210	165	169	124	165	0,60	500	ПР-50, 8-16000	14	16		
	—	120	—	130																		
	125	—	130	—																		
800	—	130	—	—	350	604	504	512	408	504	250	200	204	154	200	0,60	500	ПР-50, 8-16000	14	16		
	140	—	130	—																		

П8 (продолжение)

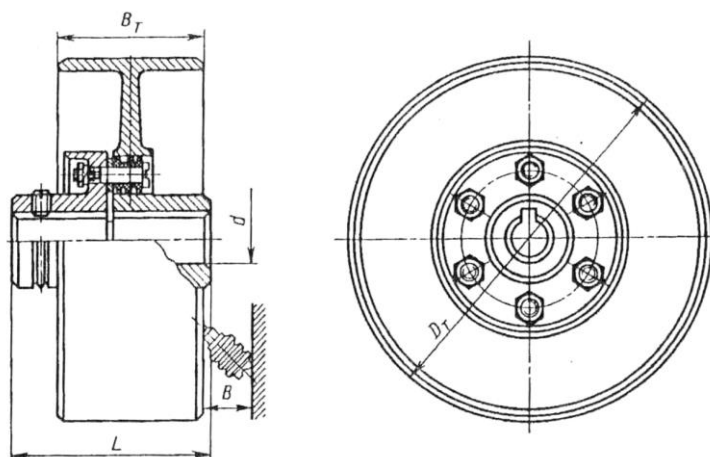
Таблица 6-П8 Габаритные размеры, мм и техническая характеристика упругих втулочно-пальцевых муфт с тормозным шкивом



Диаметр тормозного шкива D_T , мм	B	d	D_1	L	l	Число пальцев	Вес, кг	Маховой момент $GD^2_{м}$, кг·м ²	Момент энергии I_M , кг·м·с ²
200	70	40	115	100	80	4	7,6	0,3	0,00763
250	90	40	135	100	80	4	14,0	0,7	0,0178
300	90	50	170	130	110	6	21,5	1,4	0,0356
400	120	60	210	160	110	6	41,0	5,0	0,1275

П8 (продолжение)

Таблица 7-П8 Характеристики и размеры упругих втулочно-пальцевых муфт с тормозным шкивом.



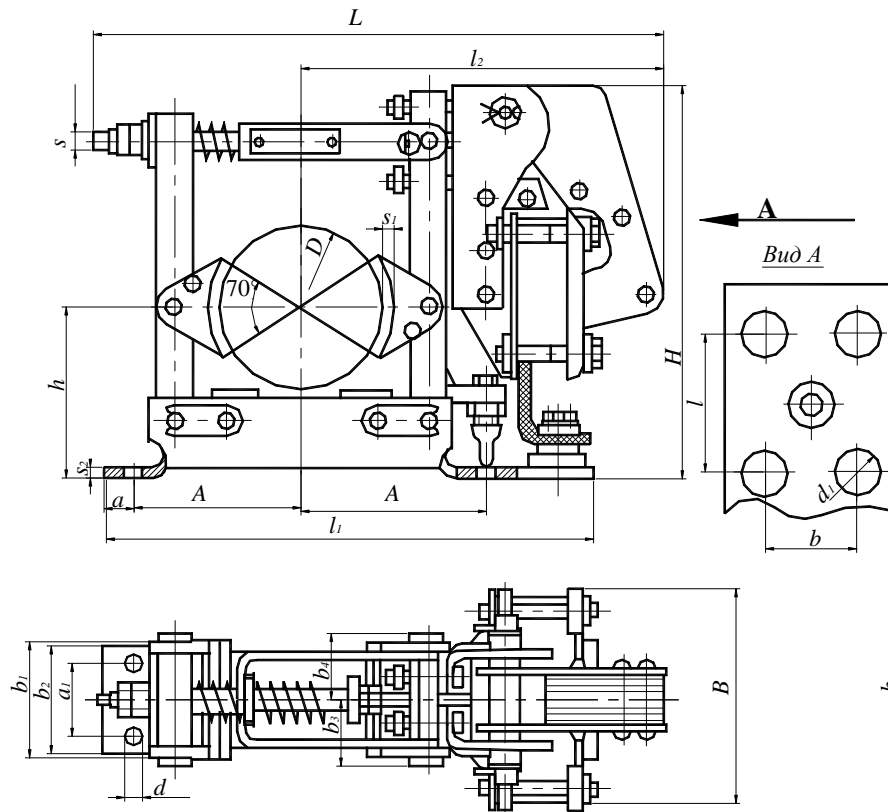
T, Н·м	T _T , Н·м	n, мин ⁻¹	Расчетный момент инерции муфты, кг·м ²	Размеры, мм						Масса, кг	
				D _T	d		B _T	B	L		
					тормозного шкива	полумуфты					
32	25	6300	0,009	100	18 22 28	18	75	42	85 94	3	
		5600	0,008						104		
		4750	0,01						102		
130		4000	0,012		30			104			
55	100	5600	0,053	160	22	22	75	42	115	5	
130		4750	0,062		28				25	123	7
		4000	0,057		30				28	125	9
240	250	4000	0,152	200	28	25	95	42	145	11	
130					30				32	165	12
240					32				25	145	10
450	800	3000	0,21	300	32	32	145	55	165	11	
700					35				42	196	16
450					38				48	226	20
700	2650	1,132	0,256	300	40	45	145	55	196	17	
1100					42				50	226	28
4000					48				55	286	39
700	1500	1700	0,0345	400	50	50	185	85	286	38	
1100					55				60	350	111
4000			0,939		60						
			0,952		65						
			1,132		90						
			1,132								
			5,614								

ТОРМОЗА

Параметры тормозов типа ТКТ и ТКП (к ТАБЛ. 1-П9)

67/9

ТКТ



ТКП

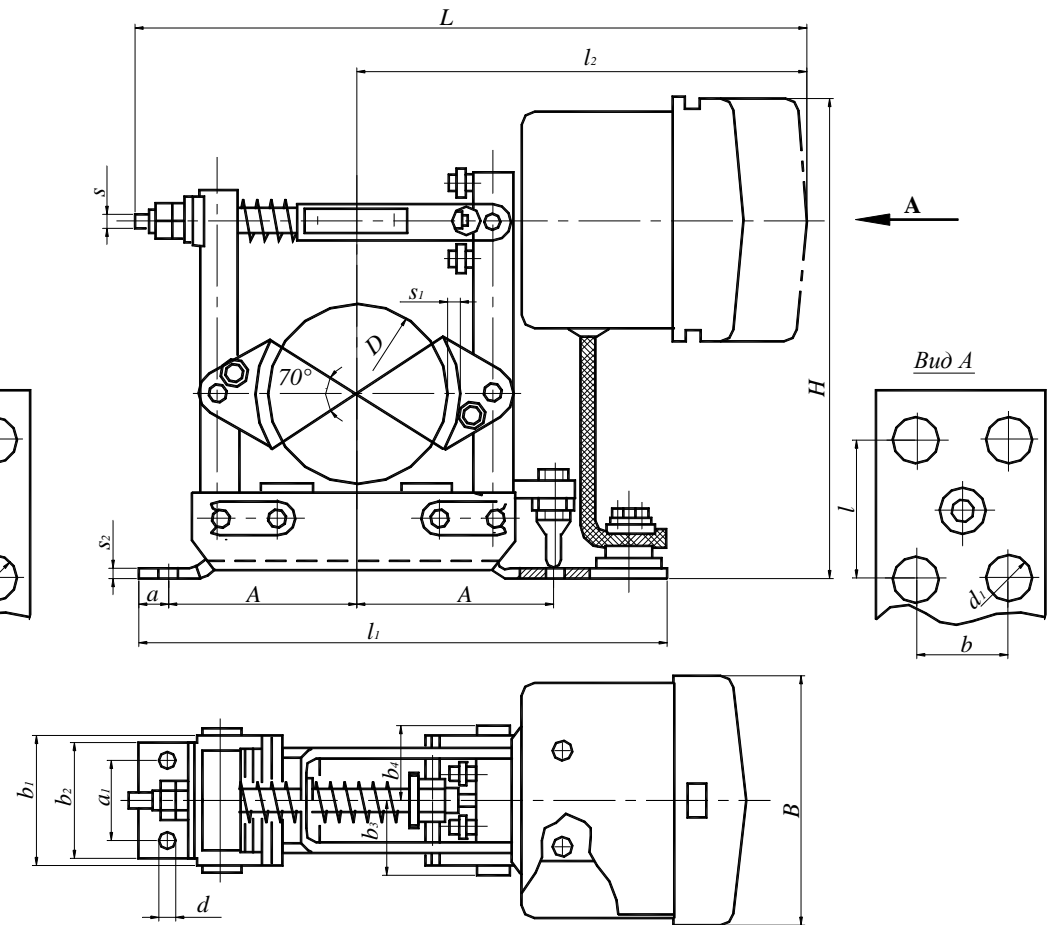


Таблица 1-П9. Тормоза с внешним расположением колодок

Тормоз	Размеры, мм											
	<i>L</i>	<i>l</i>	<i>l₁</i>	<i>l₂</i>	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>b₁</i>	<i>b₂</i>	<i>b₃</i>	<i>b₄</i>	<i>H</i>	<i>h</i>
ТКП-100	391		300	261			70	65	45	36	274	100
		44			132	30						
ТКП-200/100	539		400	321			90	90	54	47	414	170
ТКП-200	589			371							437	
		80			178	38						
ТКП-300/200	724		550	439			140	120	81	72	577	240
ТКП-300	766			484	223	54					600	
		92										
ТКТ-100	398		300	268			70	65	45	36	280	100
		85			130	30						
ТКТ-200/100	546		400	328			90	90	54	47	420	170
ТКТ-200	660			443								
		140			177	38						
ТКТ-300/200	796		500	515			140	120	81	72	605	240
ТКТ-300	888			605	243	54					620	

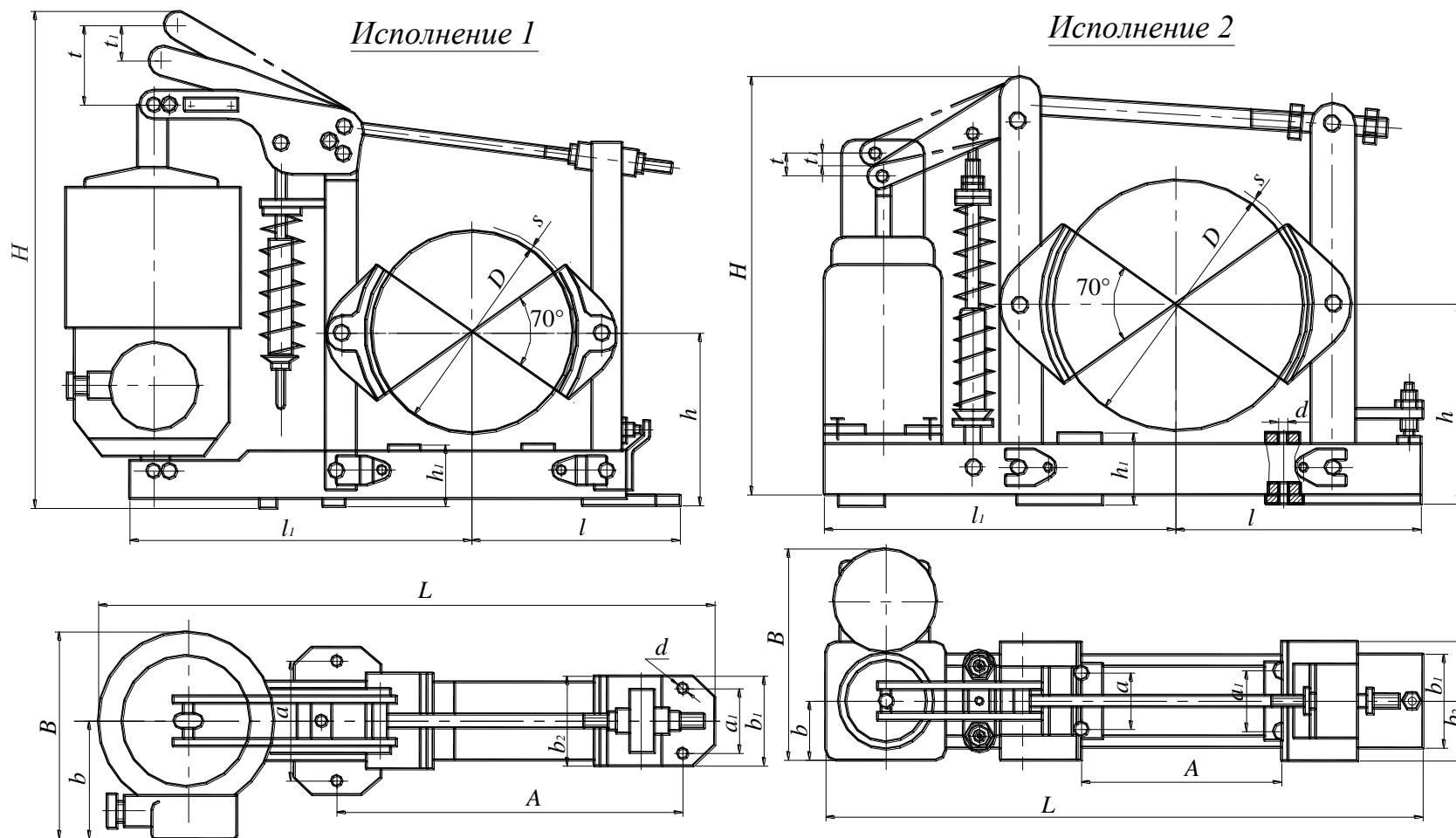
П9 (продолжение)

Продолжение табл. 1-П9

Тормоз	Размеры, мм									Тормозной момент, Н·м, при ПВ, %			Электромагнит	Масса тормоза с приводом, кг
	<i>A</i>	<i>a</i>	<i>a₁</i>	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>d₁</i>	<i>s</i>	<i>s₁</i>	<i>s₂</i>	25	40	100		
ТКП-100	110	15	40	100	13		8		4	20	16	8	МП-101	15,8
ТКП-200/100						9		6		40	32	16		
	175	20	60	200	18		11		8				МП-201	41
ТКП-200						13				160	125	54		
ТКП-300/200										240	190	80	МП-301	78,5
	250	25	80	300	22		14	8	9	500	420	170		
ТКП-300						17							МО-100Б	94,5
ТКТ-100	110	15	40	100	13		8		4	20	20	11		
						9							МО-200Б	11,2
ТКТ 200/100	175	20	60	200	18		11		6	40	40	22		
										160	160	80	МО-300Б	25,4
ТКТ-200						13				240	240	120		
ТКТ-300/200	250	25	80	300	22		14	8	9				МО-300Б	37,5
						17				500	500	170		
ТКТ-300														75
														99

П9 (продолжение)

**Параметры тормозов типа ТКГ со шкивом диаметром 160-500 мм (исполнение 1) и 600-800 мм (исполнение 2)
с одноштоковым электрогидравлическим толкателем (к табл. 2-П9)**



П9 (продолжение)

Таблица 2-П9 Параметры тормозов типа ТКГ со шкивом диаметром 160-500 мм (исполнение 1) и 600-800 мм (исполнение 2) с одноштоковым электрогидравлическим толкателем

Тормоз	Размеры, мм																	Тормозной момент, Н·м	Толкатель	Масса тормоза с приводом КГ	
	<i>L</i>	<i>l</i>	<i>l₁</i>	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>b₁</i>	<i>b₂</i>	<i>H</i>	<i>h</i>	<i>h₁</i>	<i>A</i>	<i>a</i>	<i>a₁</i>	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	<i>t₁</i>				<i>s</i>
ТКГ-160	490	147	268	201	116	120	70	415	144	50	200	90	90	160	13	25	15	6	100	ТЭГ-16-2М	21,2
ТКГ-200	603	198	332	213	125	90	90	436	170	70	350	120	60	200	18	32	22	6	250	ТГМ-25	38
ТКГ-300	772	275	421	227	125	120	140	526	240	90	500	150	80	300	22	50	30	8	800	ТГМ-50	100
ТКГ-400	940	375	489	227	125	140	180	620	320	110	340	68	68	400	21	50	30	8	1500	ТГМ-80	130
Т К Г-500	1160	435	650	227	125	160	200	735	400	120	410	85	85	500	27	50	30	8	2500	ТГМ-80	155
ТКГ-600М	1420	560	860	365	125	250	240	940	475	132	500	126	126	600	38	55	35	8	5000	ТЭ-160	420
ТКГ-700М	1630	625	1005	390	145	290	280	1081	550	170	610	150	150	700	38	85	55	8	8000	ТЭ-160	595
ТКГ-800М	1975	695	1280	405	165	330	320	1216	600	174	700	180	180	800	38	135	90	8	12500	ТЭ-160	845

Приложение П10

ПНЕВМОТРАНСПОРТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Таблица 1-П10 Технические характеристики циклонов-разгрузителей

Марка	Производительность, м ³ /с	Размеры, мм										Масса, кг
		<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>H</i> ₁	<i>H</i> ₂	<i>H</i> ₃	<i>H</i> ₄	<i>H</i> ₅	<i>H</i> ₆	<i>H</i> ₇	<i>l</i>	
ЦРК-200	0,05	250	150	1000	533	50	417	90	50	415	115	20
ЦРК-300	0,07	300	180	1000	533	50	417	110	60	415	200	23
ЦРК-350	0,09	350	210	1000	533	50	417	125	70	415	223	27
ЦРК-400	0,12	400	240	1000	533	50	417	145	80	415	250	30
ЦРК-450	0,15	450	260	1000	533	50	417	160	95	415	275	35
ЦРК-500	0,19	500	290	1000	533	50	417	180	105	415	300	39
ЦР-350	0,21	350	210	1515	–	290	525	200	70	765	275	20
ЦРК-550	0,22	550	320	1100	533	55	462	200	115	455	325	46
ЦРК-600	0,27	600	350	1200	633	60	487	215	125	495	350	52
ЦР-400	0,28	400	240	1725	–	330	595	230	80	875	300	23
ЦРК-650	0,31	650	380	1300	713	65	522	235	135	535	375	60
ЦР-450	0,35	450	270	1935	–	370	665	260	90	985	325	28
ЦРК-700	0,36	700	410	1400	713	70	557	250	145	575	400	62
ЦРК-750	0,42	750	440	1500	828	75	597	270	155	620	425	69
ЦР-500	0,44	500	300	2140	–	410	730	320	100	1090	350	32
ЦР-550	0,52	550	330	2350	–	450	800	320	110	1200	375	36

Таблица 2-П10 Технические характеристики фильтров типа СМЦ

Марка фильтра	Площадь фильтрующей поверхности, м ²	Концентрация пыли в обеспыливаемом воздухе, кг/м ³	Нагрузка на фильтрующую ткань, м ³ /(м ² ·мин)	Давление сжатого воздуха, МПа	Сопротивление фильтра, Па	Масса, кг
СМЦ166Б-I	30	0,05	1,2	0,6	1100	1000
СМЦ166Б-II	60	0,05	1,2	0,6	1100	2000
СМЦ166Б-III	90	0,05	1,2	0,6	1100	3000
СМЦ166Б-IV	120	0,05	1,2	0,6	1100	4000
СМЦ166Б-РП-I	55	0,05	1,2	0,6	1900	2200
СМЦ166Б-РП-II	115	0,05	1,2	0,4	1900	3050
СМЦ166Б-РП-III	205	0,05	1,2	0,4	1900	430
СМЦ166Б-РВ-I	50	0,05	1,2	0,4	1900	2750
СМЦ166Б-РВ-II	110	0,05	1,2	0,4	1900	3600

П10 (продолжение)

Таблица 3-П10 Технические характеристики фильтров типов Г4 и РЦИ

Марка филь-тра	Площадь фильтрую-щей поверх-ности, м ²	Нагрузка на фильтрую-щую ткань, м ³ /(м ² ·мин)	Сопротивле-ние фильтра, Па	Разреже-ние, Па	Подсос воз-духа, м ³ /ч, не более	Масса, кг
Г4-1БФМ-30	30	3	450	3000	400	935
Г4-1БФМ-45	45	3	750	3000	600	1186
Г4-1БФМ-60	60	3	750	3000	800	1450
Г4-1БФМ-90	90	3	750	3000	1200	1969
Г4-2БФМ-60	60	1,5	750	2000	600	2135
Г4-2БФМ-90	90	1,5	750	2000	800	2935
РЦИ-31,2-48	31,2	5...6	1150	Нет свед.	400	1376
РЦИ-40,8-48	40,8	5...6	1150	То же	600	1580
РЦИ-6,9-16	6,9	5...6	1150	>>	90	605
РЦИ-23,4-36	23,4	5...6	1150	>>	250	993

Таблица 4-П10 Технические характеристики фильтрующих тканей

Ткань	Нагрузка на фильтрую-щую ткань, м ³ /(м ² ·мин)	Допустимая температу-ра, °С	Ткань	Нагрузка на фильтрую-щую ткань, м ³ /(м ² ·мин)	Допустимая температу-ра, °С
Шерсть	10...50	100	Драпонт	12...24	140
Хлопчатобу-мажная ткань	6...40	100	Диолен	10...35	150
			Полихлорви-нил	25	75
Перлон	12...45	80	Тефлон	1...5	250
Нейлон	12...15	80	Бератекс	25	110
Редон	10...50	140	Стеклоткань	8...40	300

П10 (продолжение)

Таблица 5-П10 Технические характеристики циклонов

Марка	Производительность, м ³ /с	Длина, мм	Ширина В ₁ , мм	Высота Н ₁ , мм	Масса, кг
ЦОЛ-1	0,28	503	503	1497	48
ЦОЛ-1,5	0,42	610	610	1837	65
ЦОЛ-3	0,83	868	868	2652	127
ЦОЛ-4,5	1,25	1049	1049	3257	177
ЦОЛ-6	1,67	1205	1205	3732	282
ЦОЛ-9	2,5	1467	1467	4528	409
4БЦШ-200	0,38	940	610	2316	230
4БЦШ-225	0,45	940	610	2436	236
4БЦШ-250	0,55	1070	680	2703	258
4БЦШ-275	0,70	1070	680	2823	262
2УЦ-450	0,30	1252	570	2419	290
2УЦ-500	0,38	1432	632	2640	326
3УЦ-450	0,45	1762	570	2880	383
3УЦ-500	0,58	1957	632	3098	412
4УЦ-500	0,77	2507	632	3262	514
4УЦ-550	0,90	2762	695	3514	568
2×2УЦ-450	0,70	1257	1140	2419	462
2×2УЦ-500	0,77	1437	1265	2660	489
2×3УЦ-450	0,90	1762	1140	2880	716
2×3УЦ-500	1,15	1975	1265	3098	772
2×4УЦ-500	1,53	2507	1265	3268	975
2×4УЦ-550	1,82	2762	1390	3514	1082

Таблица 6-П10 Технические характеристики вентиляторов

Марка	Производительность, м ³ /с	Номинальное давление, Па	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность электродвигателя, кВт
ВЦП-3	0,55	1020	2500	2,2
ВЦП-5	1,67	1550	1800	7,5
ВЦП-6	2,3	1820	1620	7,5
ВЦП-8	4,16	1620	1150	22
РЗ-БВ-Ц5-37-4,5	0,5	2360	2790	2,2
РЗ-БВ-Ц5-37-8,5	2,67	2340	1450	11
РЗ-БВ-Ц5-37-9	4,67	2390	1450	18,5
РЗ-БВ-Ц4-60-10	6,67	2780	1450	30
ВВД-5	0,7	7000	3000	7,5
ВВД-8	2,78	6000	1900	28
ВПЗ-0,18	0,05	9555	2900	7,5
ВПЗ-0,3	0,083	7840	2875	3
ВПЗ-0,72	0,2	9810	2900	7,5
ВПЗ-3,6	1	7791	1940	17
ВПЗ-9,6	2,67	14896	2950	55

П10 (продолжение)

Таблица 7-П10 Технические характеристики турбовоздуходувных машин

Марка	Производительность, м ³ /с	Номинальное давление, МПа	Мощность элек- тродвигателя, кВт	Масса, кг
ТВ-42-1,4	0,7	0,14	55	4301
ТВ-50-1,6	0,83	0,16	100	5223
ТВ-50-1,9	1	0,2	60	6452
ТВ-80-1,2	1,39	0,12	55	3073
ТВ-80-1,4	1,39	0,14	100	4463
ТВ-80-1,6	1,67	0,16	160	5241
ТВ-80-1,8	1,67	0,18	200	6540
ТВ-175-1,6	2,78	0,16	320	6958
ТВ-200-1,25	3,33	0,13	160	4903
ТВ-200-1,4	3,33	0,14	200	5850
ТВ-300-1,6	5	0,16	400	11526
ТВ-25-1,1	0,42	0,11	22	1187
ТВ-100-1,12	1,67	0,112	40	1550
ТВ-150-1,12	2,5	0,112	55	1910
ТВ-250-1,12	4,17	0,112	100	2538
2ТВ-250-1,12	4,44	0,112	100	2638
ТВ-350-1,06	5,83	0,106	55	2068
ТВ-450-1,08	7,5	0,108	125	3302
ТВ-600-1,18	10	0,11	200	5077

Таблица 8П10 Технические характеристики водокольцевых воздуходувных машин

Марка	Производительность, м ³ /с	Номинальное давление нагнетания, МПа	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность элек- тродвигателя, кВт	Масса, кг
ВВН-1,5М	0,025	–	1500	5,5	190
ВВН-3	0,05	–	1500	7,5	280
ВК-3	0,05	0,24	1500	13	372
ВВН-6	0,1	–	1500	18,5	645
ВВН-12М	0,2	–	1000	30	970
ВК-12	0,2	0,3	1000	40	1008
ВВН-1-25	0,42	–	750	75	2352
ВК-25	0,42	0,31	750	75	2162
ВВН-2-50	0,75	–	600	100	4000
ВВН-2-1	2,25	–	300	315	14500
ВВН-1-300	5	–	250	630	26000

П10 (продолжение)

Таблица 9-П10 Технические характеристики воздуходувных пластинчатороторных машин

Марка	Производительность, м ³ /с	Номинальное давление всасывания, МПа	Номинальное давление нагнетания, МПа	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг
РВН-6	0,1	0,01...0,04	–	1500	13	540
РВН-6Н	0,1	0,01...0,04	–	1500	13	320
РВК-6(6Л)	0,1	0,04...0,05	0,25	1500	18,5	195
РКВН-6	0,1	0,04...0,05	0,22	1500	18,5	180
ВР-7/60%-2,2	0,13	0,04...0,05	0,22	1500	22	215
РВН-25	0,42	0,01...0,04	–	585	55	2250
РВН-50	0,83	0,01...0,04	–	485	75	4550

Таблица 10-П10 Технические характеристики воздуходувных двухроторных машин

Марка	Производительность, м ³ /с	Номинальное давление, МПа	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг
1ВДТ-7,5/2,5	0,125	0,25	2250	23	165
2ВД-12/2,5	0,2	0,25	1500	36	950
2ДВН-500-4	0,42	0,08	1500	5,5	560
2ДВН-500	0,83	0,08	3000	7,5	560
2ДВН-1500-4	1,25	0,08	1500	5,5	830
2ДВН-1500	2,5	0,08	3000	11	830

Таблица 11-П10 Технические характеристики воздуходувных поршневых машин

Марка	Производительность, м ³ /с	Номинальное давление, МПа	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг
В4-0,6/8	0,01	0,8	970	5,5	405
КУ-3	0,05	0,8	975	22	1121
КУ-3Б	0,05	0,8	975	22	1067
ВУ-63-3/8	0,05	0,8	975	22	1175
КСЭ-5М	0,083	0,8	735	40	1393
4ВУ1-5/9М	0,083	0,8	735	40	1420
ВУ-6/4	0,083	0,35	975	30	1160
302ВП-10/8	0,167	0,8	750	75	3030
202ВП-12/3	0,2	0,35	750	75	2280
202ВП-20/2	0,33	0,2	750	750	2640
305ВП-40/3	0,67	0,35	500	200	5730
305ВП-60/2	1	0,2	500	200	6135
4М10-200/2,2	3,33	0,22	500	630	19650

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Будя, А. П. Справочник по САПР / А. П. Будя, А. Е. Кононюк, Г. П. Куценко. – Киев : Техника, 1988. – 375 с.
2. Дитрих, Я. Проектирование и конструирование: системный подход / Я. Дитрих. – Москва : Мир, 1981. – 456 с.
3. Норенков, И. П. Введение в автоматизированное проектирование технических устройств и систем : учеб. пособие для вузов / И. П. Норенков. – Москва : Высш. шк., 1986. – 304 с.
4. Шорин, В. Г. Системы внутришахтного транспорта / В. Г. Шорин, Ф. Ф. Кузюков, К. К. Кузнецов. – Москва : Недра, 1977. – 336 с.
5. Справочник. Подземный транспорт шахт и рудников / под ред. Г. Я. Пейсаховича, И. П. Ремизова. – Москва : Недра, 1985. – 565 с.
6. Шахмейстер, Л. Г. Подземные конвейерные установки / Л. Г. Шахмейстер, Г. И. Солод. – Москва : Недра, 1976. – 432 с.
7. Проектування та конструювання транспортних машин та комплексів / В. О. Будішевський [та ін.] ; за ред. В. О. Будішевського. – Донецьк : Вебер., Донец. філія, 2009. – 599 с.
8. Техника и технология погрузки, разгрузки, транспортирования и складирования в энергоемких производствах. / В. А. Будишевский [и др.] ; под ред. В. А. Будишевского, А. А. Сулимы. – Донецк: 2000. 350с.
9. Проектування транспортних систем енергоємних виробництв / В. О. Будішевський [та ін.] ; за ред. В. О. Будішевського, А. О. Суліми. – Донецьк : Інфо-Друк, 2008. – 454 с.
10. Теоретические основы и расчеты транспорта энергоемких производств / В. А. Будишевский [и др.] ; под ред. В. П. Кондрахина. – Донецк: ГОУВПО «ДонНТУ», 2017. – 216 с.
11. Транспортно-технологічна логістика енергоємних виробництв : навч. посіб. / В. О. Будішевський [та ін.] ; за ред. В. О. Будішевського, А. О. Суліми. – Донецьк : РВА ДонНТУ, 2003. – 302 с.
12. Транспортно-складська логістика гірничих підприємств : навч. посіб. / В. О. Будішевський [та ін.] ; за ред. В. О. Будішевського, Л. Н. Ширіна. – Дніпропетровськ : Нац. гірничий ун-т, 2010. – 433 с.

Учебное пособие

Авторы:

Барышев Алексей Иванович,
Будишевский Владимир Александрович,
Гутаревич Виктор Олегович,
Скляр Владимир Николаевич,
Сулима Анатолий Александрович

РАСЧЕТЫ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Под редакцией В.П. Кондрахина

Подписано к печати 20 ноября 2017 г. Формат 60x84 1/16
Усл. печ. л. 43,1. Печать лазерная. Заказ № _____. Тираж 300 экз.

Отпечатано в «Цифровой типографии» (ФЛП Артамонов Д.А.)
г. Донецк. Тел. (050)886-53-63

Свидетельство о регистрации ДНР серия АА02 № 51150 от 9 февраля 2015 г.