

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ГОРНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И КОМПЛЕКСОВ

Под общей редакцией проф. *И. Г. ШТОКМАНА*

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования СССР
в качестве учебника для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Горные машины и комплексы»*



МОСКВА, «НЕДРА», 1975

Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов. Под общ. ред. проф. И. Г. Штокмана. М., «Недра», 1975. 464 с. Авт.: И. Г. Штокман, П. М. Кондрахин, В. Н. Мадченко и др.

В книге приведены устройство и конструктивный расчет основных транспортных машин, применяемых на шахтах и карьерах: конвейеров, оборудования колесного транспорта, погрузочных и погрузочно-транспортных машин; рассмотрены динамические процессы при работе горного транспортного оборудования.

Книга предназначена в качестве учебника по курсу «Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов» для студентов горных вузов и факультетов, обучающихся по специальности 0506 «Конструирование горных машин и комплексов». Она может быть использована также инженерно-техническими работниками горных предприятий.

Табл. 19, ил. 247, список лит. — 95 назв.

Авторы: И. Г. Штокман, П. М. Кондрахин, В. Н. Мадченко, Н. Д. Мухомад, С. И. Носенко, И. Т. Сидоренко, Е. М. Сноведский, Г. Ш. Хазанович, К. И. Чебаненко.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курсу «Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов» предшествует курс «Горные транспортные машины», в котором излагаются общие сведения о горных транспортных машинах, рассматриваются их классификации, типы, эксплуатация и охрана труда при их применении, технико-экономические показатели, технологические расчеты, а также машины общего назначения: промышленные локомотивы, вагоны, стационарные конвейеры и др. Поэтому в настоящем учебнике эти вопросы не освещены.

В книге даны анализ конструкций и специальные расчеты, необходимые конструктору при создании новых машин. Рассмотрены основные типы машин, по которым накоплен значительный отечественный опыт конструирования. Из расчетов приведены только те, которые вошли в практику либо апробированы в такой степени, что могут быть рекомендованы для использования.

Из зарубежной техники рассмотрены лишь наиболее оригинальные конструкции машин.

Весь материал разбит на три раздела. В конце каждого приведен список литературы, на которую даются ссылки в данном разделе и которая рекомендуется для углубленного изучения отдельных вопросов.

В каждом разделе выделены главы, посвященные динамике работы рассматриваемой группы машин, что обусловлено все возрастающим распространением динамических расчетов горных транспортных машин, а также необходимостью в ряде случаев анализа конструкции, исходя из динамических процессов, протекающих в машине.

Подготовку книги в целом, а также общее редактирование выполнил проф., докт. техн. наук И. Г. Штокман.

Авторами книги являются:

проф., докт. техн. наук И. Г. Штокман — введение, глава I (совместно с канд. техн. наук Л. Н. Сигаловым), глава II (§ 5 — совместно с В. И. Проскуриным), глава V (совместно с доц., канд. техн. наук П. М. Кондрахиным), § 3 главы VI (совместно с канд. техн. наук К. И. Чебаненко) гл. VIII (совместно с канд. техн. наук К. И. Чебаненко и канд. техн. наук А. Д. Димашко), заключение; доц., канд. техн. наук П. М. Кондрахин — глава III;

доц., канд. техн. наук Е. М. Сноведский — глава IV (с использованием материалов чл.-корр. АН СССР А. О. Спиваковского);
 канд. техн. наук П. С. Шахтарь — §§ 1 и 2 главы VI;
 доц., канд. техн. наук В. Н. Маценко — глава VII;
 доц., канд. техн. наук Н. Д. Мухопад — глава IX;
 доц., канд. техн. наук И. Т. Сидоренко — глава X (§ 4 совместно с доц., канд. техн. наук Е. М. Сноведским);
 доц., канд. техн. наук С. И. Носенко и доц., канд. техн. наук Г. Ш. Хазанович — главы XI, XII, XIII, XIV (главы XI, XII и XIII подготовлены на основе исследований, выполненных доцентами О. П. Ивановым и В. Г. Сильня);
 канд. техн. наук Ю. А. Петров, инж. М. И. Шляпинтоз, инж. М. И. Богорац — гл. XV;
 канд. техн. наук Л. Н. Сигалов — § 4 главы II;
 канд. техн. наук Ю. М. Шендерович — § 6 главы VII.

Авторы выражают признательность рецензентам: проф., докт. техн. наук В. С. Берсеневу и коллективу возглавляемой им кафедры конструирования горных машин Ленинградского горного института и проф., докт. техн. наук А. В. Евневичу за полезные замечания, сделанные при рецензировании рукописи.

Физические величины в книге даются в единицах систем МКС и МКГСС. Для перевода их в единицы системы СИ можно пользоваться следующей таблицей.

Преобразование используемых единиц измерения в единицы системы СИ

Наименование	Единицы измерения по системе МКС и внесистемные	Обозначение	Значение в единицах системы СИ
Сила	килограмм-сила	кгс	9,81 Н
Работа, энергии	килограмм-сила-метр;	кгс · м	9,81 Дж
Количество тепла	ватт-час;	вт · ч	$3,6 \cdot 10^3$ Дж
	лошадиная сила-час	л. с. · ч	$2,65 \cdot 10^6$ Дж
Мощность	килограмм-сила-метр на секунду	кгс · м/с	9,81 Вт
	лошадиная сила	л. с.	736 Вт
Угол	градус	градус	$1,75 \cdot 10^{-2}$ радиан
Давление, механическое напряжение	килограмм-сила на квадратный сантиметр	кгс/см ²	$9,81 \cdot 10^4$ Па
Угловая скорость	оборот в минуту	об/мин	0,106 рад/с
Скорость	километр в час	км/ч	0,218 м/с
Момент силы	килограмм-сила-метр	кгс · м	9,81 Н · м

ВВЕДЕНИЕ

Научно-технический прогресс в развитии горнодобывающей промышленности СССР связан с непрерывным совершенствованием существующих и созданием новых, более эффективных машин, отвечающих разнообразным требованиям условий их эксплуатации. Однако для того, чтобы горная транспортная машина, как, впрочем, и любая другая машина новой конструкции, наиболее полно отвечала своему назначению и имела высокие технические и экономические показатели, необходимо при ее создании руководствоваться помимо эксплуатационных требований также требованиями общего характера.

Простота конструкции обычно влечет за собой снижение стоимости изготовления и эксплуатации машины, облегчает ее обслуживание. Упрощение конструкции, однако, не должно перешагнуть ту допустимую грань, за которой будут снижены степень ее совершенства и эксплуатационные показатели.

Надежность — свойство машины выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в течение требуемого промежутка времени. Надежность обеспечивается рациональной конструкцией и степенью ее отработки, стабильностью свойств выбранных материалов, высоким качеством изготовления и соблюдением правил эксплуатации. Однако было бы неправильным при создании транспортной машины полагаться на постоянный высококвалифицированный уход за ней. Тяжелые условия работы машин на горных предприятиях могут иной раз отрицательно сказаться и на качестве ее обслуживания. Поэтому необходимо стремиться к снижению влияния эксплуатационных факторов на надежность машин и сводить к минимуму объем операций обслуживания.

Долговечность — свойство изделия сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонтов.

Фактическая долговечность может быть ниже проектной вследствие неправильной эксплуатации машины: перегрузок, увеличения длины конвейера выше расчетной, форсирования скорости и т. п. Поэтому конструктор должен ограничить возможности нарушения расчетных режимов работы транспортной машины при ее работе.

В нормально функционирующей машине может, однако, быть исчерпан ресурс ее моральной долговечности. Моральное старение

(износ) происходит, если показатели действующих машин перестают удовлетворять горное производство, особенно при появлении машин, выполняющих те же функции с лучшими показателями. Главным направлением предупреждения морального износа является создание таких базовых конструкций, в которых заложены резервы их совершенствования по всем основным показателям, осуществляемым при периодических модернизациях.

Экономичность машины, с одной стороны, связана с процессом ее конструирования и изготовления и, с другой, — с процессом эксплуатации. Обе эти стороны в зависимости от конкретных конструктивно-технологических решений могут находиться в противоречии, но могут и дополнять друг друга.

Конструктор должен стремиться к снижению стоимости проектных работ и удешевлению изготовления машин. Однако удешевление машины не должно вызывать ощутимого увеличения эксплуатационных расходов, в противном случае суммарный экономический эффект будет снижаться. Поэтому в задачу конструктора входит установление экономической эффективности машины по совокупности всех влияющих факторов.

Блочность (агрегатирование) конструкции предусматривает создание машины из обособленных узлов (блоков), монтируемых на базовом узле. Машину, состоящую из блоков, легче собирать, регулировать, транспортировать и ремонтировать. Кроме того, блочная конструкция проще поддается модернизации. Как сказано выше, в самой конструкции машины должны быть заложены предпосылки, облегчающие ее последующую модернизацию. Одной из таких предпосылок является разделение конструкции машин на отдельные узлы, по возможности взаимозаменяемые и выполняющие самостоятельные функции.

При испытаниях машин и во время их эксплуатации выявляются наименее совершенные элементы. При наличии самостоятельных блоков разработку необходимых конструктивных усовершенствований, их испытание и внедрение в серийное производство можно ограничить лишь отдельными блоками, не затрагивая остальных. Наконец, принцип блочности позволяет использовать одинаковые блоки (чаще всего приводные) в различных транспортных машинах (например, в конвейерах).

Безопасность машины является требованием первостепенной важности, несоблюдение которого делает машину непригодной для эксплуатации.

Взрывоопасность рудничной атмосферы, запыленность и влажность среды, стесненность и непостоянство рабочего места — эти и другие специфические условия работы средств горного транспорта усложняют решение вопросов создания безопасных машин.

Конструктивная безопасность машины достигается взрывобезопасным исполнением оборудования, компактностью, повышением удобства обслуживания, предохранением машины от перегрузок, устройством ограждений и переходных мостиков (для магистральных

конвейеров), наличием блокировок и кожухов, автоматизацией управления и контроля режимов работы отдельных узлов машины и т. д. Большое значение имеют такие эксплуатационные мероприятия, как улучшение проветривания и освещения, а также строгое соблюдение Правил безопасности в угольных и сланцевых шахтах.

Удобство обслуживания и комфортность управления определяются не только уровнем безопасности, но и рядом дополнительных факторов.

Снижение веса машины облегчает ее сборку и разборку. Они облегчаются также упрощением конструктивных форм узлов и доступностью мест сборки.

Компактность машины связана не только с условиями ее вписывания в выработки, но и с облегчением обслуживания, в частности, доступности для наблюдения и осмотра.

Возможность разборки машины на транспортабельные узлы обеспечивает удобство ее транспортирования по горным выработкам и на поверхности.

Блочность конструкции облегчает проведение ремонтов, так как позволяет заменять вместо отдельных деталей целые блоки, что уменьшает объем монтажных работ.

Применение долговременных смазок, особенно у машин с большим числом одинаковых (или подобных) смазываемых узлов (например, роликовых опор конвейеров), применение централизованной смазки, поставка горным предприятиям наряду с машиной и вспомогательного оборудования сервиса также способствуют облегчению обслуживания.

Для повышения комфортности управления большое значение имеют простота и удобство конструкции кнопок и рукоятей управления, сосредоточение их, а также высокая степень автоматизации, удаление мест пересыпания груза от рабочего места оператора, низкий уровень шума, отсутствие вредных вибраций, соблюдение требований технической эстетики.

Изложенные принципы не исчерпывают всех требований, предъявляемых к конструкциям транспортных машин. Многие из них определяются конкретным назначением машины.

Проектированию новой машины или модернизации существующей, как правило, предшествует научная проработка, обосновывающая необходимость проектных работ, а также основные параметры и показатели машины. Для этого прежде всего тщательно изучают условия работы машины. Устанавливают требуемую производительность, длину транспортирования, диапазон углов наклона и ряд других эксплуатационных показателей; обобщают достоинства и недостатки существующих транспортных машин, работающих в аналогичных условиях как в СССР, так и за рубежом. Последнее требует проведения патентного поиска, который закладывает основу обеспечения патентной чистоты нового изделия. Кроме того, выполняются теоретические исследования.

Разработка принципа действия новой машины может идти в одном из двух направлений:

- 1) конструктивная преемственность, т. е. выбор из всего многообразия существующих конструктивных решений прототипа и введение в него всего полезного, что имеется в конструкциях других машин;
- 2) научный поиск, обеспечивающий изыскание новых принципов работы транспортной машины и конструктивных решений.

Эти направления могут в некоторых случаях переплетаться, когда в выбранный прототип вводятся принципиально новые узлы или элементы.

Научная проработка включает в нужных случаях экспериментальные исследования на специальных стендах или в полупромышленных условиях лабораторного образца машины или ее узла. Необходимость в таких исследованиях особенно велика при создании машины, основанной на новом принципе работы.

Важным этапом, предшествующим проектированию, является разработка технического задания (ТЗ) на проектируемое изделие. ТЗ являются первичным и обязательным документом для выполнения конструкторских работ. В нем приводятся краткие сведения об изделии: его наименование, назначение и область применения; технологический процесс, для которого оно создается; научно-техническое обоснование создания машины; даются перечень агрегатов и узлов, подлежащих заводским испытаниям, и условия испытаний. Технико-экономические обоснования и установление ориентировочной потребности в создаваемой машине на ближайшие годы позволяют установить ожидаемую экономическую эффективность ее применения. Приводятся также данные об ожидаемом техническом уровне новой машины: эксплуатационно-технические показатели, стоимость транспортирования 1 т груза и стоимость 1 т·км транспортной работы, показатели надежности и долговечности, данные патентной чистоты, уровень технической эстетики машины и т. д. В ТЗ должны быть указаны цена изделия и рекомендуемые этапы его создания.

Стадиями конструкторской разработки технической документации на опытный образец изделия являются: эскизный, технический и рабочий проекты. В отдельных случаях целесообразно объединение стадий в эскизно-технический или техно-рабочий проект.

Опытные образцы новых транспортных машин изготавливают, как правило, научно-исследовательские или проектно-конструкторские институты на своих экспериментальных базах, а в отдельных случаях на машиностроительных заводах. Эти образцы подвергаются заводским и промышленным испытаниям¹.

На основе утвержденного технического проекта или технического задания разрабатывается рабочий проект опытно-промышленного образца. Рабочее проектирование ведет, как правило, завод-изгото-

¹ Порядок разработки и постановки на производство изделий угольного машиностроения предусмотрен ОСТ 12.47.008—74.

витель. Разработка рабочих чертежей должна производиться в соответствии с общегосударственной единой системой конструкторской документации (ЕСКД) и с соблюдением действующих государственных стандартов, межотраслевых и отраслевых нормалей, а также нормалей сортов материалов, принятых на заводе-изготовителе. Изготовление и доводка опытно-промышленных образцов новой транспортной машины производится под руководством главного конструктора проекта и ведущего конструктора завода.

Заводские испытания новой машины проводят с целью проверки ее соответствия техническому заданию и готовности к промышленным испытаниям. При промышленных испытаниях опытно-промышленного образца машины проверяют ее соответствие ТЗ, а по их окончании производят доводку машины.

Эксплуатационная проверка лучше всего позволяет устранить слабые места конструкции. В процессе промышленных испытаний могут быть подвергнуты ремонту отдельные узлы машины, а также внесены некоторые изменения в ее конструкцию.

При изучении возникающих отказов в работе машины необходимо установить их причины. Обязательному учету подлежат те отказы, которые вызваны конструкцией машины, а не нарушениями условий эксплуатации.

Важную роль играют экспериментальные исследования как при заводских, так и при промышленных испытаниях. На узлы и детали транспортной машины во время эксплуатации действуют нагрузки, обычно зависящие от большого числа факторов эксплуатационного и технологического характера. Такие факторы, как неточность изготовления или износ трущихся поверхностей из-за нарушения нормального взаимодействия деталей, могут резко исказить всю картину нагружения и вызвать разрушения узлов машины.

В этих условиях трудно, а часто и невозможно получить расчетным путем достоверные данные о нагрузках и режимах работы машины. Между тем такие сведения необходимы для расчета элементов машин на прочность, усталость от переменных деформаций и выносливость контактных поверхностей. Комплексные экспериментальные исследования образцов оборудования рудничного транспорта на испытательных стендах и в шахтных условиях позволяют выявить динамические свойства машин и фактические нагрузки, действующие на их элементы. Материалы этих исследований необходимы для создания новых, более совершенных образцов машин и модернизации существующих, а также для решения важных теоретических вопросов.

По результатам промышленных испытаний производят корректировку технической документации и принимают решение о серийном производстве машины.

Раздел первый КОНВЕЙЕРЫ

Глава I

ДИНАМИКА РАБОТЫ КОНВЕЙЕРОВ С ТЯГОВЫМ ОРГАНОМ

§ 1. ДИНАМИКА УСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ

Волновое уравнение

Реальный тяговый орган обладает упругостью и под действием внешнего возмущения деформируется на величину $u(x, t)$, которая является функцией положения рассматриваемого сечения x и времени t .

При рассмотрении колебательных процессов в тяговом органе это в первом приближении можно отождествить с однородным упругим стержнем, относительная деформация которого в рассматриваемом сечении равна $\varepsilon = du/dx$. Это допущение достаточно точно

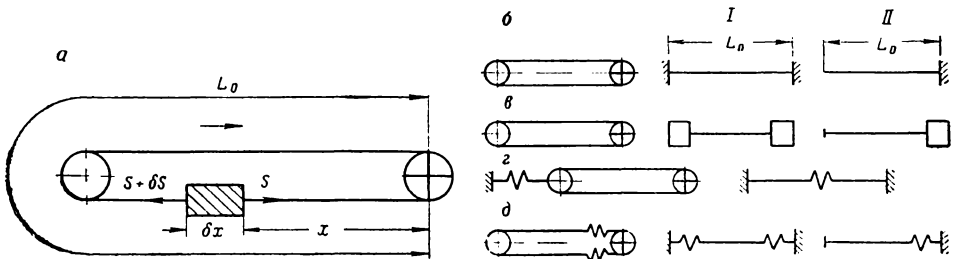


Рис. 1.1. Расчетные схемы для определения частоты собственных колебаний тяговых органов при «закритическом» (I) и «докритическом» (II) первоначальном натяжении

отражает свойства натянутой тяговой цепи, не имеющей провисающих участков. К большим погрешностям приводит подобное рассмотрение конвейерной ленты, которая является не вполне упругим (упруго-вязко-пластическим) телом.

Для составления уравнения продольных упругих колебаний тягового органа выделим на порожней ветви элементарный участок, ограниченный близкими сечениями x и $x + \delta x$ (рис. 1.1, a).

Растягивающая сила в сечении x составит

$$S = E_0 \varepsilon = E_0 \frac{\partial u_{\text{пор}}}{\partial x}, \quad (I.1)$$

где E_0 — продольная динамическая жесткость, кгс.
Сила в сечении $x + \delta x$

$$S + \delta S = E_0 \left(\frac{\partial u_{\text{пор}}}{\partial x} + \frac{\partial^2 u_{\text{пор}}}{\partial x^2} \delta x \right). \quad (I.2)$$

Приращение растягивающей силы

$$\delta S = E_0 \frac{\partial^2 u_{\text{пор}}}{\partial x^2} \delta x.$$

Согласно принципу Д'Аламбера, движение рассматриваемого элемента тягового органа описывается уравнением

$$E_0 \frac{\partial^2 u_{\text{пор}}}{\partial x^2} \delta x - \frac{q'_0}{g} \left(j + \frac{\partial^2 u_{\text{пор}}}{\partial t^2} \right) \delta x = 0, \quad (I.3)$$

где q'_0 — приведенный вес 1 м тягового органа, кгс/м;
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения;
 j — абсолютное ускорение тягового органа, рассматриваемого как абсолютно жесткое тело (переносное ускорение), м/с^2 ;
 $\partial^2 u_{\text{пор}} / \partial t^2$ — ускорение упругого смещения (относительное ускорение);

$$q'_0 = q_0 + c_0 q', \quad (I.4)$$

где q_0 — вес 1 м тягового органа, кгс/м;
 q' — вес 1 м присоединенных к тяговому органу элементов (скребков, пластин, ковшей и т. д.), кгс/м;
 c_0 — коэффициент, учитывающий участие присоединенных элементов в упругих колебаниях тягового органа (c_0 тем больше, чем жестче связь присоединенного элемента к тяговому органу).

Можно принять c_0 равным:

для одноцепных скребковых конвейеров 0,8—0,9;

для двухцепных скребковых конвейеров 1,0;

для пластинчатых конвейеров с креплением пластины в одной точке 0,8—0,9;

для пластинчатых конвейеров с креплением пластины в двух точках 0,9;

для элеваторов 1,0.

Из (I.3) после простых преобразований получим

$$a_{\text{пор}}^2 \frac{\partial^2 u_{\text{пор}}}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u_{\text{пор}}}{\partial t^2} = j, \quad (I.5)$$

где

$$a_{\text{пор}} = \sqrt{\frac{E_0 g}{q'_0}}, \text{ м/с.} \quad (I.6)$$

Исследования показали, что продольная динамическая жесткость E_0 мало отличается от статической и может быть определена с помощью разрывной машины как частное от деления статического натяжения на относительную деформацию. Может быть принято: для стандартной разборной тяговой цепи $E_0 = 1,8 \cdot 10^6$ кгс, для круглозвенной цепи калибра 18×64 $E_0 = 2,5 \cdot 10$ кгс.

Жесткость тканевых конвейерных лент не является достаточно стабильной величиной и ориентировочно может быть принята по табл. I.1 [24].

Таблица I.1

Продольная жесткость 1 см ширины прокладки конвейерных тканевых лент

Вид основы ленты	$E'_0 = \frac{E_0}{B_l}$, кгс/с
Хлопчатобумажная (Б-820)	450—150
Особопрочная (ОПБ-5)	550—230
Уточно-шнуровая (УШТ)	1000—330
Капроновая (К)	1500—1000
Лавсановая (ЛХ-120)	700—500
Винилоновая (японская) № 240	1200
Териленовая (английская)	900

Жесткость единицы площади сечения резинотросовой ленты рекомендуется принимать равной: при ширине ленты 1000 и 1200 мм и диаметре троса 4,2 мм — $5,8 \cdot 10^5$ кгс/см² при ширине ленты 1200 мм и диаметре троса 5,1 мм — $6,7 \cdot 10$ кгс/см² [24].

Докажем, что $a_{\text{пор}}$ (I.6) есть скорость распространения упругой волны деформации на порожней ветви.

Распространение вдоль тягового органа упругой волны деформации вызывает уменьшение q'_0 в $1 + \varepsilon$ раз. Величина, на которую изменится вес 1 м,

$$\Delta q'_0 = q'_0 - \frac{q'_0}{1 + \varepsilon} \approx q'_0 \varepsilon.$$

За время Δt через рассматриваемое сечение тягового органа пройдет «участок деформации» длиной $\Delta l = a_{\text{пор}} \Delta t$. Масса этого участка

$$\Delta m = \Delta l \frac{\Delta q'_0}{g} = a_{\text{пор}} \varepsilon \frac{q'_0}{g} \Delta t.$$

Приравняв изменение количества движения $\Delta m a_{\text{пор}}$ импульсу упругой силы $E_0 \varepsilon \Delta t$, будем иметь

$$a_{\text{пор}}^2 \varepsilon \frac{q'_0}{g} \Delta t = E_0 \varepsilon \Delta t.$$

Отсюда можем получить выражение для $a_{\text{пор}}$, аналогичное (I.6).
Скорость распространения упругой волны на грузе ветви

$$a_{\text{гр}} = \sqrt{\frac{E_0 g}{q_0' + c q}}, \text{ м/с,} \quad (\text{I.7})$$

где c — коэффициент участия транспортируемого груза в колебаниях тягового органа, который определяет величину присоединенной к тяговому органу массы груза.

Можно принять c равным:

при перемещении груза волочением (скребковым конвейером) 0,3—0,5;

при перемещении груза на полотне (например, пластинчатым конвейером) 0,8—0,9;

при перемещении груза в сосудах (например, элеватором) 0,9—1,0.

Заменив в (I.5) $a_{\text{пор}}$ на $a_{\text{гр}}$, получим уравнения упругих колебаний грузе ветви.

Если через a обозначить среднюю для обеих ветвей скорость распространения упругой волны, то для всего конвейера можно записать

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = j. \quad (\text{I.8})$$

Уравнения в частных производных типа (I.5) и (I.8) носят в математической физике название волновых уравнений с правой частью. Они определяют вынужденные колебания системы (вместе с сопутствующими колебаниями).

Собственные колебания тягового органа описываются волновым уравнением без правой части

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0. \quad (\text{I.9})$$

Во многих конструкциях конвейеров (например, ленточных или пластинчатых) тяговый орган провисает между опорами. Поэтому продольное смещение сечения зависит не только от жесткости E_0 , но и от величины натяжения тягового органа S .

Учитывая, что в конвейерах отношение величины стрелы провеса тягового органа к величине пролета (расстоянию между опорами) невелико, можно допустить, что кривая провеса является параболой, т. е.

$$y = \frac{q_0''}{2S} x^2,$$

где y — величина провеса;

q_0'' — вес 1 м провисающего участка.

Длина участка кривой провисания равна

$$l_x \approx 2x \left[1 + \frac{2}{3} \left(\frac{y}{3} \right)^2 \right] = 2x + \frac{(q_0'')^2}{2S^2} x^3.$$

Полную длину кривой $l_x = l_1$ получим, принимая в этом выражение $x = l/2$. Имеем

$$l_1 - l = \frac{(q_0'')^2 l^3}{24S^2}.$$

Решая это выражение относительно S и дифференцируя по l , после некоторых упрощений получим

$$S \frac{dS}{dl} = \frac{(q_0'')^2}{48} \cdot \frac{3l^2 l_1 - 2l^3}{(l_1 - l)^2}.$$

Заменим разность $l_1 - l$ полученным выше выражением

$$S \frac{dS}{dl} = \frac{(q_0'')^2}{48} \cdot \frac{(3l^2 l_1 - 2l^3) 24^2 S^4}{(q_0'')^4 l^6} = \frac{12S^4 (3l^2 l_1 - 2l^3)}{(q_0'')^2 l^6}.$$

При малых провесах это выражение можно упростить:

$$\frac{dS}{dl_1} \approx \frac{dS}{dl} = \frac{12S^3}{(q_0'')^2 l^3}.$$

Обозначим фиктивную жесткость тягового органа, связанную с его провесом, через E'_0 . Тогда

$$E'_0 = \frac{dS}{dl} l = \frac{12S^3}{(q_0'')^2 l^2}.$$

Приведенная жесткость, определяемая как провесом, так и деформацией,

$$E_{0 \text{ пр}} = \frac{12S^3}{(q_0'')^2 l_1^2 + \frac{12S^3}{E_0}}.$$

Отсюда следует, что с увеличением натяжения жесткость тягового органа, имеющего провисающие участки, стремится к значению, которое соответствует тяговому органу, не имеющему провеса.

Поскольку $E_{0 \text{ пр}}$ зависит от натяжения, а последнее переменено по длине конвейера, то и скорость распространения упругой волны в рассматриваемом случае зависит от x . Это делает волновое уравнение нелинейным, а для его решения прибегают к упрощениям (например, принимают во внимание среднюю скорость упругой волны).

Частоты колебаний

Введем следующие обозначения: A, B, C, D — постоянные интегрирования;

λ — характеристическое число, определяющее круговую частоту ω :

$$\omega = a\lambda$$

или период T собственных колебаний:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{a\lambda}. \quad (1.10)$$

Частное решение (I.9) может быть представлено в форме

$$u = (A \sin a\lambda t + B \cos a\lambda t)(C \cos \lambda x + D \sin \lambda x), \quad (\text{I.11})$$

в справедливости чего легко убедиться, подставив это выражение в (I.9).

В сокращенной записи

$$u = X\theta, \quad (\text{I.12})$$

где X есть функция только x , а θ — только t .

Каждое частное решение типа (I.11) описывает упругое смещение, соответствующее одной определенной частоте колебания, т. е. частоте колебаний одного тона. При модели, принятой в качестве исходной (однородный упругий стержень), количество тонов (частот) колебаний бесконечно велико. Поэтому полное решение (I.10) может быть представлено как бесконечная сумма частных решений вида (I.11).

Для получения однозначного решения необходимо располагать граничными условиями, т. е. величинами упругого смещения u или относительной деформации du/dx на «границах»: при $x = 0$ (точка сбегаания) и при $x = L_0 = 2L$ (точка набегания; см. рис. I.1, а).

Граничные условия зависят от величины первоначального натяжения, тягового органа, типа привода и натяжной станции, а также от других факторов.

Рассмотрим для примера горизонтальный конвейер. Критическим будем называть такое первоначальное натяжение, при котором суммарное натяжение тягового органа (сумма статического и динамического натяжений) не падет до нуля ни в одной из точек замкнутого контура (при колебаниях динамическая нагрузка меняет знак). При натяжении выше критического («закритическом») между приводным блоком (барабаном, звездочкой) и тяговым органом существует кинематическая связь как в точке набегания на привод, так и в точке сбегаания с него. Следовательно, в этом случае «ведущими» являются оба граничных сечения ($x = 0$, $x = L_0$). При натяжении ниже критического («докритическом») кинематическая связь с тяговым органом в точке сбегаания нарушается и «ведущей» является только точка набегания.

В большинстве случаев можно пренебречь податливостью привода и считать, что упругие колебания тягового органа не влияют на угловую скорость ведущего блока, а значит закон движения тягового органа в его ведущих сечениях определяется исключительно приводом. Из этого следует, что ведущие сечения не совершают упругих колебаний ($u = 0$) и в отношении граничных условий их можно рассматривать как закрепленные.

При «докритическом» натяжении сечение тягового органа в точке сбегаания может быть рассмотрено как свободное, т. е. в этом сечении динамическая нагрузка отсутствует [$E_0 (du/dx) = 0$].

Для рассматриваемого случая (см. рис. I.1, б) граничные условия записываются так:

при закритическом натяжении

$$u_{x=0} = 0; \quad u_{x=L_0} = 0; \quad (I.13)$$

при докритическом натяжении

$$\left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=0} = 0; \quad u|_{x=L_0} = 0. \quad (I.14)$$

Закрепление граничных сечений эквивалентного стержня аналогично прикреплению к этим сечениям бесконечно большой массы. Приведенная масса вращающихся частей жесткого привода \dot{m} обычно в десятки раз больше суммы массы тягового органа и массы транспортируемого груза. Поэтому принятие граничных условий (I.13) и (I.14) в подобных случаях вполне правомерно. Однако в отдельных случаях масса привода \dot{m} и масса тягового органа с грузом могут быть одного порядка. Расчетная схема при этом имеет вид эквивалентного стержня с двумя закрепленными на его концах массами m (см. рис. I.1, в). Динамическая нагрузка в граничном сечении эквивалентного стержня равна силе, действующей со стороны прикрепленной к этому сечению колеблющейся сосредоточенной массы m , т. е.

$$\left. \begin{aligned} E_0 \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=0} &= \dot{m} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Big|_{x=0}; \\ E_0 \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L_0} &= - \dot{m} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Big|_{x=L_0} \end{aligned} \right\} \quad (I.15)$$

При докритическом натяжении граничными условиями будут: первое из (I.14) и второе из (I.15).

При закритическом натяжении граничные условия соответствуют (I.13).

Если конвейер снабжен пружинным натяжным устройством (см. рис. I.1, в), общая жесткость системы уменьшается. Поскольку это упругое звено прикреплено не в граничном сечении, то граничные условия остаются без изменений. Но кроме них должны быть сформулированы *контактные условия*.

Обозначив через u_1 и u_2 упругие смещения соответственно слева и справа от упругого звена, получим

$$\left. \frac{\partial u_1}{\partial x} \right|_{x = \frac{L_0}{2}} = \left. \frac{\partial u_2}{\partial x} \right|_{x = \frac{L_0}{2}}; \quad (I.16)$$

$$-c \left(u_1 \Big|_{x = \frac{L_0}{2}} - u_2 \Big|_{x = \frac{L_0}{2}} \right) = E_0 \left. \frac{\partial u_1}{\partial x} \right|_{x = \frac{L_0}{2}}, \quad (I.17)$$

где c — постоянная упругого звена, соответствующая силе, которую необходимо к нему приложить, чтобы вызвать единичную деформацию, кгс/мм.

(I.16) следует из условия равенства усилий слева и справа от упругого звена, (I.17) — из условия равенства усилий в упругом звене и тяговом органе.

Граничные условия при наличии упругого звена (например, упругой муфты) в приводе (см. рис. I.1, ∂) и закритическом натяжении:

$$\left. \begin{aligned} cu|_{x=0} &= E_0 \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=0}; \\ cu|_{x=L_0} &= -E_0 \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L_0} \end{aligned} \right\} \quad (I.18)$$

При докритическом натяжении граничными условиями будут: первое из (I.14) и второе из (I.18).

Подобным же образом могут быть составлены расчетные схемы и граничные (контактные) условия и для других систем.

Определим период собственных колебаний для распространенного случая, описываемого граничными условиями (I.13). Подставив первое из них в выражение (I.12), получим $C = 0$, откуда

$$u = \theta D \sin \lambda x$$

или

$$u = T \sin \lambda x. \quad (I.19)$$

Второе условие из (I.13) приводит к уравнению

$$\sin \lambda L_0 = 0, \quad (I.20)$$

которое является для рассматриваемого случая *уравнением частот*, имеющим корни λ , равные:

$$0; \quad \pm \frac{\pi}{L_0}; \quad \pm \frac{2\pi}{L_0}. \quad (I.21)$$

Отбрасывая решение $\lambda = 0$ (так как при этом $E_0 = \infty$, т. е. колебательный процесс отсутствует) и учитывая лишь положительные значения, получим значения λ :

$$\frac{\pi}{L_0}; \quad \frac{2\pi}{L_0}; \quad \frac{3\pi}{L_0}.$$

Значения T в этом случае будет:

$$\frac{2L_0}{a}; \quad \frac{L_0}{a}; \quad \frac{2}{3} \frac{L_0}{a}. \quad (I.22)$$

Период основного тона колебаний

$$T_0 = \frac{2L_0}{a}, \text{ с} \quad (I.23)$$

равен времени двукратного пробега упругой волны вдоль всего тягового органа:

$$\frac{2L_0}{a} = \frac{L_0}{a_{\text{гр}}} + \frac{L_0}{a_{\text{ноп}}},$$

откуда средняя скорость распространения упругой волны

$$a = \frac{2a_{\text{гр}}a_{\text{пор}}}{a_{\text{гр}} + a_{\text{пор}}}, \text{ м/с.} \quad (\text{I.24})$$

При докритическом натяжении, используя первые выражения из (I.11), (I.12) и (I.14), имеем

$$D = 0, \quad u = \theta \cos \lambda x. \quad (\text{I.25})$$

Используя второе выражение из (I.14), получим уравнение частот

$$u|_{x=L_0} = \theta \cos \lambda L_0 = 0, \quad (\text{I.26})$$

корни которого λ равны:

$$\frac{\pi}{2L_0}; \quad 3 \frac{\pi}{2L_0}; \quad 5 \frac{\pi}{2L_0} \dots \quad (\text{I.27})$$

Период основного тона колебаний

$$T_0 = \frac{4L_0}{a}, \text{ с.} \quad (\text{I.28})$$

Рассмотрим еще один случай, определяемый граничными условиями (I.15). Подставляя в первое из них значения $du/dx|_{x=0}$ и $d^2u/dt^2|_{x=0}$, найденные из (I.11), имеем

$$D = - \frac{\dot{m}a^2\lambda C}{E_0}. \quad (\text{I.29})$$

Аналогично пользуемся вторым из условий (I.15):

$$E_0 [-C \sin \lambda L_0 + D \cos \lambda L_0] = \dot{m}a^2\lambda [C \cos \lambda L_0 + D \sin \lambda L_0].$$

Подставив в полученное выражение значение D из (I.29), после упрощающих преобразований получим

$$-\sin \lambda L_0 - \frac{\dot{m}a^2\lambda}{E_0} \cos \lambda L_0 = \frac{\dot{m}a^2\lambda}{E_0} \left[\cos \lambda L_0 - \frac{\dot{m}a^2\lambda}{E_0} \sin \lambda L_0 \right]. \quad (\text{I.30})$$

Для упрощения записи примем:

$$\frac{E_0 L_0}{\dot{m}a^2} = \alpha; \quad \lambda L_0 = \beta. \quad (\text{I.31})$$

Подставив (I.31) в (I.30) и произведя упрощения, получим уравнение частот

$$\text{tg } \beta = \frac{2\beta\alpha}{\beta^2 - \alpha^2}, \quad (\text{I.32})$$

корни которого можно найти одним из известных методов, например графическим, после чего из (I.10) определить период колебаний T .

Аналогично можно решить и другие подобные задачи на нахождение частот собственных колебаний тяговых органов.

Условия резонанса

Обозначим через 2τ — период внешнего возмущения, приравнивая который периоду собственных колебаний получим для основного тона и последующих обертонов условие резонанса. При закрытическом натяжении имеем

$$\left. \begin{aligned} \frac{2L_0}{a} = 2\tau; \quad \frac{L_0}{a\tau} = 1; \\ \frac{L_0}{a} = 2\tau; \quad \frac{L_0}{a\tau} = 2; \\ \frac{2L_0}{3a} = 2\tau; \quad \frac{L_0}{a\tau} = 3. \end{aligned} \right\} \quad (I.33)$$

В частности, для цепного тягового органа при зацеплении со звездочкой

$$\tau \approx \frac{l_0}{v}, \quad (I.34)$$

где l_0 — шаг цепи;
 v — скорость движения цепи.

Подставим (I.34) в (I.33) и определим значение резонансных скоростей:

$$\left. \begin{aligned} v_0 = \frac{l_0 a}{L_0}; \\ v_1 = \frac{2l_0 a}{L_0}; \\ v_2 = \frac{3l_0 a}{L_0}; \end{aligned} \right\} \quad (I.35)$$

При этих скоростях динамические нагрузки достигают максимальных значений. Значения скорости $(v_0 + v_1)/2$ и $(v_1 + v_2)/2$ соответствуют антирезонансному режиму (собственные и вынужденные колебания противоположны по фазе). При этом динамические нагрузки достигают минимума.

В некоторых конструкциях можно выбрать параметры конвейера таким образом, чтобы конвейер работал в антирезонансном режиме. Практически это возможно лишь тогда, когда интервал между соседними резонансными (или антирезонансными) скоростями

$$\Delta v = v_1 - v_2 = v_2 - v_3 = \dots \quad (I.36)$$

достаточно широк. В противном случае этот путь не приведет к цели, так как даже небольшое изменение конструктивных или эксплуатационных параметров (например, производительности) может вызвать резонансный режим работы установки. Типичной ошибкой является отсутствие при испытаниях конвейера проверки устойчивости выбранного режима работы [20]. Если Δv мал (0,05—0,1 м/с), необходимо рассчитывать установку на резонансный режим.

При резонансе динамические нагрузки не достигают бесконечности ввиду наличия сопротивлений, вызывающих затухание колебаний. Основными причинами являются рассеяние энергии при отражении упругих волн от граничных сечений и некоторые распределенные по длине конвейера сопротивления (например, внутренние сопротивления в тяговом органе).

Точные методы определения динамических нагрузок в тяговых органах изложены в специальной литературе [5, 28]. Ниже излагается один из приближенных методов.

Ввиду значительных сопротивлений движению можно полагать, что в конце каждого периода внешнего возмущения собственные колебания тягового органа успевают затухнуть и остаются лишь чисто вынужденные колебания, которые как по частоте, так и по форме аналогичны колебаниям внешнего возмущения. Так, например, в тяговой цепи конвейера со звездочным приводом внешние возмущения изменяются по закону ускорения j и волновое уравнение принимает вид

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = j = \omega^2 R \sin \omega (\tau - t), \quad (I.37)$$

где R — радиус начальной окружности звездочки.

Решение этого уравнения для вынужденных колебаний представим в следующей форме:

$$u = X \sin \omega (\tau - t), \quad (I.38)$$

где X — функция только x .

Дифференцируя (I.38) по x и по t и подставляя полученные выражения в (I.37), приходим к обыкновенному дифференциальному уравнению, решением которого является

$$X = C \cos \frac{\omega x}{a} + D \sin \frac{\omega x}{a} + R. \quad (I.39)$$

Для закритического натяжения, используя (I.13), получим

$$C = -R; \quad D = -R \frac{1 - \cos \frac{\omega L_0}{a}}{\sin \frac{\omega L_0}{a}}. \quad (I.40)$$

Подставляя (I.40) в (I.39) с учетом (I.38), после упрощений будем иметь

$$u = -R \left[\frac{\sin \omega \left(\frac{L_0 - x}{a} \right) + \sin \frac{\omega x}{a}}{\sin \frac{\omega L_0}{a}} - 1 \right] \sin \omega (\tau - t). \quad (I.41)$$

Для докритического натяжения на основании (I.14) находим

$$C = -R \frac{1}{\cos \frac{\omega L_0}{a}}; \quad D = 0. \quad (I.42)$$

Следовательно,

$$u = -R \left(\frac{\cos \frac{\omega x}{a}}{\cos \frac{\omega L}{a}} - 1 \right) \sin \omega (\tau - t). \quad (I.43)$$

Имея в виду (I.1), на основании (I.41) и (I.43) получим динамические нагрузки S_d для точки набегания тягового органа на привод: при закритическом натяжении

$$S_d|_{x=L_0} = \frac{E_0 \omega R}{a} \left[\frac{1 - \cos \frac{\omega L_0}{a}}{\sin \frac{\omega L_0}{a}} \right] \sin \omega (\tau - t) = \frac{E_0 \omega R}{a} \operatorname{tg} \frac{\omega L_0}{2a} \sin \omega (\tau - t); \quad (I.44)$$

при докритическом натяжении

$$S_d|_{x=L_0} = \frac{E_0 \omega R}{a} \operatorname{tg} \frac{\omega L_0}{a} \sin \omega (\tau - t). \quad (I.45)$$

Легко усмотреть, что значения $S_d|_{x=L_0}$ в конце периода зацепления ($t = 2\tau$) и в начале ($t = 0$) равны по абсолютной величине и отличаются знаком: в первом случае они отрицательны, во втором — положительны.

Следовательно, например, для закритического натяжения

$$S_d|_{\substack{x=L_0 \\ t=0}} = \left| S_d|_{\substack{x=L_0 \\ t=2\tau}} \right| = S'_d = \frac{E_0 \omega R}{a} \operatorname{tg} \frac{\omega L_0}{2a} \sin \omega \tau. \quad (I.46)$$

Из (I.44) можно сразу получить (I.45), если в первом заменить $L_0/2$ на L_0 . Это можно было предвидеть, так как при закритическом натяжении колебания совершаются симметрично относительно середины тягового органа и каждая его половина может быть рассмотрена как целый тяговый орган при докритическом натяжении. По этой же причине при закритическом натяжении динамические нагрузки посредине тягового органа (на концевой звездочке) равны нулю, как и на свободном конце тяговой цепи при докритическом натяжении.

При определении расчетной динамической нагрузки необходимо принять во внимание мгновенное изменение ускорения, а значит, и мгновенное приложение нагрузки, что требует удвоения величины S'_d (I.46). Кроме того, в этот момент времени амплитуда изменения ускорения j равна $2/j'$, в связи с чем расчетную величину нагрузки необходимо удвоить еще раз. Эффект действия расчетной нагрузки уменьшается благодаря тому, что в момент, предшествующий зацеплению ($t = 2\tau$), величина S'_0 — отрицательна. Итак, расчетная динамическая нагрузка

$$S_{d, p} = 2 \cdot 2S'_d - S'_d = 3S'_d. \quad (I.47)$$

В частности, для закритического натяжения

$$S_{д. п} = 3 \frac{E_0 \omega R}{a} \operatorname{tg} \frac{\omega L_0}{2a} \sin \omega \tau. \quad (I.48)$$

С известным приближением можно считать, что (I.48) определяет динамическую нагрузку при резонансе, соответствующую скоростям (I.35). Бóльшей резонансной скорости соответствует бóльшая нагрузка, так как с ростом скорости (ωR) растет и возмущение колебаний. Поэтому обычно скорости цепных конвейеров не принимают более 1,0—1,5 м/с. Если же представляется возможным обеспечить устойчивость антирезонансного режима, то скорости могут быть и значительно более высокими.

С уменьшением длины конвейера и увеличением жесткости тягового органа частота собственных колебаний растет, и, начиная с некоторой длины (10—15 м), он может быть рассмотрен как абсолютно твердое тело. Для таких конвейеров можно считать, что

$$\operatorname{tg} \frac{\omega L_0}{2a} = \frac{\omega L_0}{2a}$$

и выражение (I.48) можно переписать так:

$$S_{д. п} = 3 \frac{E_0 \omega R}{a} \cdot \frac{\omega L_0}{2a} \sin \omega \tau = 1,5 \frac{E_0 L_0}{a^2} (\omega^2 R \sin \omega \tau), \quad (I.49)$$

причем

$$\omega^2 R \sin \omega \tau = j_{\max}. \quad (I.50)$$

Заметим, что

$$a^2 = \frac{E_0 g}{q_c} = \frac{E_0}{m_c}, \quad (I.51)$$

где q_c и m_c — соответственно приведенные суммарные вес и масса тягового органа и транспортируемого груза;

$$m_c L_0 = \frac{1}{g} (2g'_0 + bq) L, \quad (I.52)$$

где b — коэффициент участия груза в упругих колебаниях.

Подставляя (I.50) и (I.51) в (I.49), после сокращения получим: для закритического натяжения

$$S_{д. п} = 1,5 m_c L_0 j_{\max}; \quad (I.53)$$

для докритического натяжения

$$S_{д. п} \approx 3 m_c L_0 j_{\max}. \quad (I.54)$$

§ 2. ДИНАМИКА ПРОЦЕССА РЕЗКОГО ТОРМОЖЕНИЯ*

Привод конвейера с жесткой муфтой

Резкое торможение, вызванное внезапным заклиниванием тягового органа, является наиболее опасным режимом работы конвейера, так как при этом его детали помимо статических сил, развиваемых электродвигателем за счет электромагнитного момента, находятся под воздействием динамических сил, вызванных замедлением движущихся масс ротора двигателя и элементов трансмиссии.

Если принять, что заклинивание тягового органа происходит мгновенно (заклинившееся сечение остается неподвижным) и пренебречь упругостью трансмиссии, т. е. считать массу движущихся частей привода сосредоточенной в одной точке, получим модель конвейера (рис. 1.2, а), процесс колебаний которой описывается волновым уравнением

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0, \quad (I.55)$$

интегрируемым при следующих начальных и граничных условиях:

$$\left. \begin{aligned} u|_{t=0} &= \frac{S_0 x}{E_0}; & \frac{\partial u}{\partial t} \Big|_{t=0} &= v_0; \\ u|_{x=0} &= 0; & E_0 \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=l} &= -m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Big|_{x=l}, \end{aligned} \right\} \quad (I.56)$$

где S_0 и v_0 — соответственно усилие в тяговом органе и скорость привода перед началом торможения.

Решение (I.55) при условиях (I.56) можно упростить, если пренебречь массой заклиненного участка тягового органа или же учесть ее, прибавив к массе привода дополнительную сосредоточенную массу по принципу Рэлея. При этом система будет иметь одну степень свободы (рис. 1.2, б). Характер движения конвейера и величины возникающих усилий после заклинивания определяются во времени упругой деформацией u заклиненного участка тягового органа длиной l как невесомого упругого тела с жесткостью $c = E_0/l$.

В реальных условиях заклинивание не происходит мгновенно. Если, однако, принять жесткость препятствия бесконечной, то можно считать заклинившееся сечение неподвижным, учитывая действи-

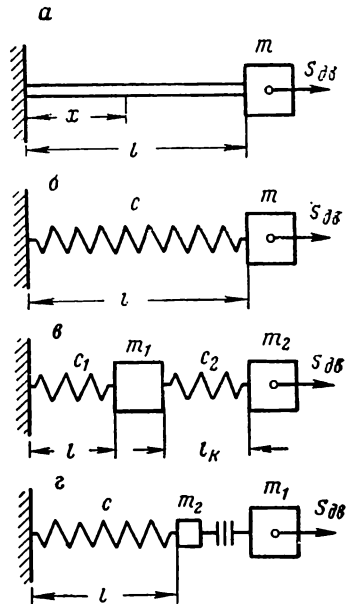


Рис. 1.2. Расчетные схемы процесса резкого торможения конвейера

* Рассматривается на примере скребкового конвейера.

тельный характер приложения нагрузки коэффициентом приведенной жесткости системы, который определяется жесткостью препятствия, заклинившегося участка тягового органа и трансмиссии [5, 19]

Исходя из изложенных допущений, движение конвейера с одной приводной станцией при заклинивании цепи можно рассматривать как процесс колебаний системы имеющей, одну сосредоточенную массу (рис. 1.2, б). Этот процесс описывается уравнением

$$m \frac{d^2u}{dt^2} + cu - S_{\text{дв}}(v) = 0, \quad (1.57)$$

где m — суммарная приведенная масса привода, кгс·с²/м;

u — упругая деформация тягового органа, м;

$S_{\text{дв}}$ — усилие в тяговом органе, развиваемое двигателем за счет электромагнитного момента, кгс;

$v = du/dt$ — скорость массы привода, м/с.

По аналогии конвейер с двумя приводными станциями при заклинивании цепи можно рассматривать как систему с двумя сосредоточенными массами (рис. 1.2, в), где движущиеся массы головной и хвостовой приводных станций m_1 и m_2 соединены упругой связью с жесткостью $c_2 = E_0/l_k$ (l_k — длина конвейера).

На скребковом конвейере СП-64 длиной 120 м с двумя приводными станциями были проведены эксперименты, при которых производилось заклинивание тягового органа на различном удалении от привода. Эти эксперименты показали, что привод, работающий на незаклиниваемую ветвь цепи, в течение времени, за которое протекает процесс, не успевает отреагировать на перегрузки другого и создать до срабатывания защиты от перегрузок сколько-нибудь большое дополнительное натяжение цепи. Иллюстрацией этому может служить осциллограмма процесса заклинивания цепи на достаточно большом удалении (105 м) от головного привода, представленная на рис. 1.3. Регистрировались усилия в тяговом органе; токовые нагрузки электродвигателей обоих приводных станций; скорости двигателя, приводной звездочки и крутящий момент на валу головного привода; ток возбуждения электромагнитных муфт, находящихся в приводе в качестве средств защиты.

Процесс заклинивания цепи (вправо от линии А—А) сопровождается резким ростом усилий 6 и 7 в ветвях цепи, крутящего момента 4, тока двигателя 3 головного привода при одновременном снижении скоростей (1 и 2). При этом токовая нагрузка электродвигателя хвостового привода увеличивается незначительно, а в начале процесса при инертивном росте нагрузки на головной привод даже снижается.

Учитывая это, при изучении динамики резкого торможения (особенно при наличии предохранительных устройств) можно ограничиться рассмотрением тормозного режима одноприводного конвейера.

Усилие $S_{\text{дв}}$ в уравнении (1.57) является функцией скорости вращения ротора двигателя и определяется его механической характе-

ристикой (рис. 1.4). Обычно $S_{дв}$ задается графически по экспериментальным данным.

Линейная аппроксимация устойчивой I и неустойчивой II части характеристики двигателя позволяет определить $S_{дв}$ аналитически. Анализ результатов выполненного на ЭВМ решения уравнения

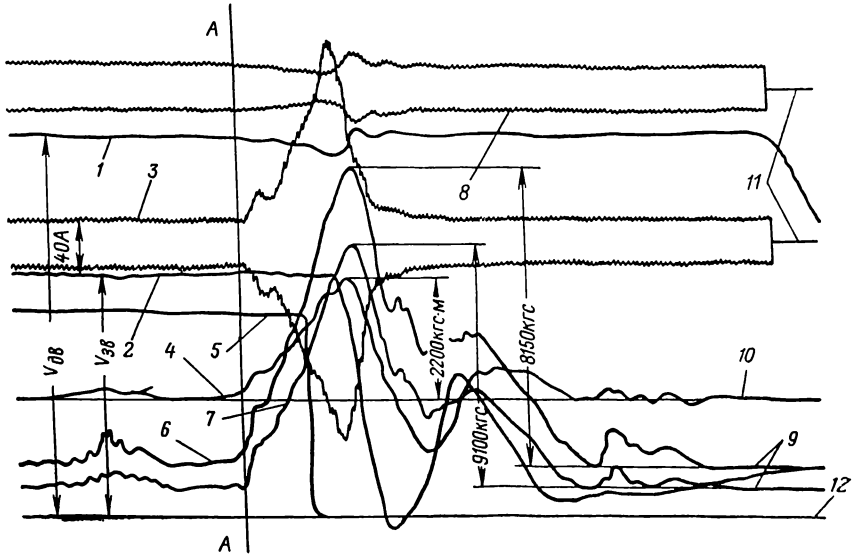


Рис. 1.3. Осциллограмма процесса заклинивания цепи скребкового конвейера СП-64 с двумя приводными станциями:

1 — скорость электродвигателя головного привода $v_{дв}$; 2 — скорость приводной звездочки головного привода $v_{зв}$; 3 — ток электродвигателя головного привода; 4 — крутящий момент на валу приводной звездочки головного привода; 5 — ток возбуждения электромагнитных муфт головного и хвостового приводов; 6, 7 — усилия соответственно в правой и левой ветвях тягового органа; 8 — ток электродвигателя хвостового привода; 9 — нулевые линии усилий в ветвях цепи; 10 — нулевая линия крутящего момента; 11 — нулевые линии токов электродвигателей; 12 — нулевая линия скоростей $v_{дв}$ и $v_{зв}$ и тока возбуждения электромагнитных муфт

(1.57) показывает, что погрешность в определении усилий для случая линейной аппроксимации по сравнению с реальной механической характеристикой не превышает нескольких процентов.

При линейной аппроксимации усилия в тяговом органе, развиваемое двигателем за счет электромагнитного момента, при работе на устойчивой части характеристики

$$S_{дв I} = S_{п I} - r_I \frac{du}{dt}, \quad (1.58)$$

а при работе на неустойчивой части характеристики

$$S_{дв II} = S_{п II} \pm r_{II} \frac{du}{dt}, \quad (1.59)$$

где r_I и r_{II} — угловые коэффициенты прямых;

$S_{пI}$ — пусковое усилие, которое бы развил двигатель, если бы его механическая характеристика во всем диапазоне изменения скорости выразилась прямой I.

$$S_{пI} = v_{кр} r_I = v_c \cdot \tau_I$$

$S_{пII}$ — пусковое усилие, развиваемое двигателем, принятое в результате замены неустойчивой части характеристики прямой II.

Знак «минус» перед r_{II} в (I.59) соответствует характеристике, показанной на рис. I.4 сплошной линией, знак «плюс» — характеристике, показанной пунктирной линией.

В соответствии с приведенными выражениями уравнение движения для участка I

$$m \frac{d^2u}{dt^2} + r_I \frac{du}{dt} + cu - S_{пI} = 0; \quad (I.60)$$

для участка II

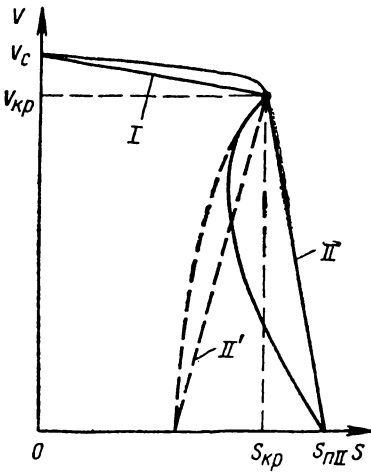
$$m \frac{d^2u}{dt^2} \pm r_{II} \frac{du}{dt} + cu - S_{пII} = 0. \quad (I.61)$$

Эти уравнения являются линейными дифференциальными уравнениями второго порядка с постоянными коэффициентами.

Решая (I.60) при начальных условиях

$$u|_{t=0} = \frac{S_0}{c}; \quad \left. \frac{du}{dt} \right|_{t=0} = v_0,$$

Рис. I.4. Механическая характеристика электродвигателя привода



где S_0 и v_0 — соответственно усилие в тяговом органе и скорость конвейера перед началом торможения, получим следующие выражения для расчета усилий в тяговом органе [18]:

при $l > 4E_0 m / r_I^2$

$$S_I(t) = cu = S_{пI} + e^{-h_1 t} (A \operatorname{sh} \alpha_1 t - B \operatorname{ch} \alpha_1 t); \quad (I.62)$$

при $l < 4E_0 m / r_I^2$

$$S_I'(t) = S_{пI} + e^{-h_1 t} (A' \sin \beta_1 t - B \cos \beta_1 t), \quad (I.63)$$

где

$$k_I = \frac{r_I}{2m}; \quad \alpha_I = \sqrt{\frac{r_I^2}{4m^2} - \frac{c}{m}}; \quad \beta_I = \sqrt{\frac{c}{m} - \frac{r_I^2}{4m^2}};$$

$$A = \frac{v_0 c - (S_{пI} - S_0) k_I}{\alpha_I}; \quad A' = \frac{v_0 c - (S_{пI} - S_0) k_I}{\beta_I};$$

$$B = S_{пI} - S_0.$$

Скорость движения конвейера при работе электродвигателя на участке I механической характеристики (см. рис. I.4):
при $l > 4E_0m/r_1^2$

$$v = e^{-k_1 t} (B_1 \operatorname{ch} \alpha_1 t + A_1 \operatorname{sh} \alpha_1 t), \quad (\text{I.64})$$

при $l < 4E_0m/r_1^2$

$$v' = e^{-k_1 t} (B_1' \cos \beta_1 t - A_1' \sin \beta_1 t), \quad (\text{I.65})$$

где

$$A_1 = \frac{Ak_1 + B\alpha_1}{c}; \quad B_1 = \frac{A\alpha_1 + Bk_1}{c};$$

$$A_1' = \frac{A'k_1 + B\beta_1}{c}; \quad B_1' = \frac{A'\beta_1 + Bk_1}{c}.$$

Начальными условиями уравнения (I.61) будут

$$u|_{t=0} = \frac{S_1}{c}; \quad \left. \frac{du}{dt} \right|_{t=0} = v_{\text{кр}},$$

где S_1 — максимальное усилие, возникающее при работе двигателя на участке I, рассчитанное по (I.62) или (I.63).

Усилие в тяговом органе для участка II в результате решения уравнения (I.61)

$$S_{II}(t) = S_{п II} + e^{\mp k_1 t} (A_{II} \sin \beta_{II} t - B_{II} \cos \beta_{II} t), \quad (\text{I.66})$$

где

$$A_{II} = \frac{v_{\text{кр}} c \mp (S_{п II} - S_1) k_{II}}{\beta_{II}}; \quad B_{II} = S_{п II} - S_1;$$

$$k_{II} = \frac{r_{II}}{2m}; \quad \beta_{II} = \sqrt{\frac{c}{m} - \frac{r_{II}^2}{4m^2}}.$$

Скорость движения конвейера для участка II

$$v = \frac{1}{c} e^{\mp k_1 t} [(A_{II} \beta_{II} \pm B_{II} k_{II}) \cos \beta_{II} t \mp (A_{II} k_{II} \mp B_{II} \beta_{II}) \sin \beta_{II} t]. \quad (\text{I.67})$$

Функция $S_{II}(t)$ принимает максимальное значение при скорости конвейера $v = 0$. Время остановки найдем, если приравняем (I.67) нулю. Отсюда получим время конвейера на участке II характеристики

$$t_{II} = \pm \frac{1}{\beta_{II}} \operatorname{arctg} \frac{A_{II} \beta_{II} \pm B_{II} k_{II}}{A_{II} k_{II} \mp B_{II} \beta_{II}}. \quad (\text{I.68})$$

Подставляя значение t_{II} в (I.66), находим величину максимального усилия $S_{II \text{ max}}$ в тяговом органе.

Для определения $S_{II \max}$ можно воспользоваться приближенной формулой, которая получена для случая аппроксимации механической характеристики двигателя двумя отрезками прямых, проведенных перпендикулярно к осям усилия и скорости (см. рис. I.4). При этом

$$S_{II \max} = S_{кр} + \sqrt{(S_0 - S_{кр})^2 + cmv_n^2}, \quad (1.69)$$

где скорость v_n , определяющая в этом случае положение горизонтальной прямой механической характеристики, может быть принята равной номинальной. Для случая $S_0 = S_{кр}$ (начало торможения в точке «опрокидывания» двигателя) выражение (1.69) может быть записано в виде

$$S_{II \max} = S_{кр} + \sqrt{2cA_{кин}},$$

где $A_{кин} = mv_n^2/2$ — кинетическая энергия привода конвейера.

Как видно из рис. I.5, уменьшение длины заклиненного участка l связано с увеличением усилий S_I и снижением времени движения t_I . При $l = 1$ м усилие S от номинального значения (3000 кгс) при работе электродвигателя в устойчивой части механической характеристики

Рис. I.5. Зависимость длины заклиненного участка l от максимального усилия S_I и времени t_I движения конвейера СК-38 при работе электродвигателя в устойчивой части механической характеристики

т. е. величины, превышающей разрывное усилие цепи (22 000 кгс) более чем в 1,5 раза. Скорость двигателя при этом снизится от номинальной (0,735 м/с) до критической (0,68 м/с), т. е. всего на 7,5%. Хотя условия указанного примера вряд ли могут встретиться при эксплуатации конвейеров, он объясняет причины возникновения опасных нагрузок, приводящих к разрушению деталей трансмиссии и тягового органа.

Для ограничения величин усилий, возникающих в режиме резкого торможения, приводы конвейеров снабжают предохранительными муфтами.

Привод конвейера с предохранительной муфтой

Рассмотрим случай, когда двигатель связан трансмиссией с тяговым органом с помощью предохранительной муфты. В качестве расчетной схемы можно принять схему, изображенную на рис. I.2, г, где m_1 — суммарная приведенная масса ведущих частей конвейера (ротор двигателя и ведущая часть муфты), а m_2 — суммарная приведенная масса ведомых частей конвейера (ведомая часть муфты, редуктор и тяговая цепь).

Предохранительные муфты по способу расчета усилий при резком торможении конвейера можно разделить на две основные группы:

1) муфты, начало защитного срабатывания которых определяется величиной скорости привода или другого зависящего от скорости параметра;

2) муфты, начало защитного срабатывания которых определяется непосредственно величиной передаваемого усилия.

К первой группе относятся самоуправляемые муфты, в которых автоматический переход с одной характеристики на другую определяется величиной скольжения в муфте (например, предохранительные турбомуфты), и управляемые муфты, автоматически отключаемые при перегрузках с помощью датчиков скорости машины (например, электромагнитные муфты, отключаемые токовым реле или реле скорости).

Ко второй группе относятся самоуправляемые и управляемые муфты, импульс на отключение которых поступает в зависимости от величин усилий, передаваемых звеньями машины, муфты с разрушающимися предохранительными элементами (штифт, шпонки), а также фрикционные муфты с настройкой на проскальзывание пар трения под предельной нагрузкой, одним из видов которых являются муфты, снабженные механизмами повышения точности срабатывания.

Каждую группу предохранительных муфт можно дополнительно разделить на два вида:

муфты вида А, передающие значительный крутящий момент после срабатывания;

муфты вида Б, передающие после срабатывания весьма малый или нулевой крутящий момент.

Предохранительное действие муфт заключается в разъединении трансмиссии. При срабатывании муфты привод разделяется на две группы деталей с приведенными массами m_1 и m_2 , жестко связанных соответственно с ведущей и ведомой частями муфты. Разъединение трансмиссии происходит в одной из точек (например, точке А) кривой 1 (рис. 1.6) изменения кинетической энергии, которая передается трансмиссии и тяговому органу при торможении привода, вызванном стопорением тягового органа. В муфтах первой группы эта точка определяется скоростью машины, в муфтах второй группы — передаваемым усилием. Изменение кинетической энергии, которое до начала разъединения трансмиссии в точке А, т. е. до начала,

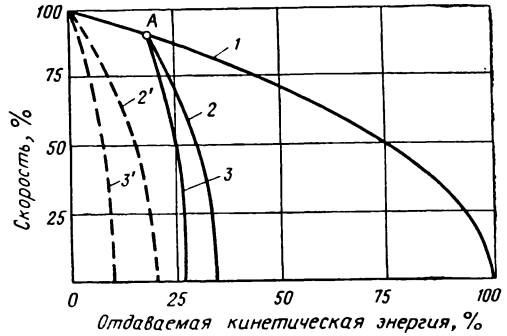


Рис. 1.6. Изменение кинетической энергии движущихся масс конвейера при снижении скорости

например, относительного скольжения полумуфты фрикционной муфты, характеризовалось кривой 1, после срабатывания муфты характеризуется кривой 2 или 3 (кривая 2 построена при соотношении масс $m_2/(m_1 + m_2) = 1/5$; кривая 3 — при соотношении масс $m_2/(m_1 + m_2) = 1/10$). Кривыми 2', 3' показано изменение в процессе торможения кинетической энергии массы m_2 .

При ограничении по скорости основная часть кинетической энергии независимо от быстроты торможения выделяется за время движения системы до срабатывания муфты. При ограничении по усилию в случае быстрого торможения разъединение трансмиссии может наступить при малом снижении скорости и энергия, передающаяся тяговому органу за время торможения после срабатывания муфты, может быть соизмерима или даже больше энергии, выделившейся до срабатывания.

Вполне понятно, что значительные усилия в трансмиссии могут быть вызваны даже небольшим количеством энергии, если она воспринимается малоэластичным звеном (заклиненный участок цепи небольшой длины), в связи с чем быстрое торможение приводит к опасным нагрузкам уже за счет разряда кинетической энергии ведомых масс привода. Таким образом, предохранительные муфты обеих групп можно рассматривать только как средства уменьшения кинетической энергии, передающейся при торможении трансмиссии и тяговому органу конвейера. Предохранение деталей от поломок независимо от способа и средств ограничения усилий осуществимо лишь в определенном диапазоне быстроты торможения, ввиду чего более правильно называть предохранительные муфты ограничивающими.

Эффективность действия муфты как средства снижения динамических нагрузок может быть определена путем решения дифференциальных уравнений движения привода конвейера.

В зависимости от групп, к которым относятся муфты, требуется дифференцированный подход к решению уравнений движения системы. На рис. 1.7, а показан характер действия муфт первой группы. Кривые 1, 2 и 3 отражают изменение усилия в тяговом органе конвейера с жесткой муфтой привода при различной скорости торможения. Если разъединение трансмиссии предохранительной муфтой происходит при скорости $v_{кр}$, то усилия возрастают далее не по кривым 1, 2 и 3, а по кривым 1', 2' и 3'. Пунктирные линии показывают изменение усилия, соответствующего моменту, передаваемому муфтой после срабатывания.

На рис. 1.7, б показан характер действия муфт второй группы, у которых разъединение ведущей и ведомой частей привода в различных случаях торможения происходит при различных значениях скорости, например $v_{1р}$, $v_{2р}$, $v_{3р}$. В зависимости от того, обеспечивает муфта защиту электродвигателя от опрокидывания или нет, усилие, соответствующее статическому моменту, передаваемому ему при проскальзывании, изменяется по пунктирным линиям, пересекающимся ($S'_{1р}$) или непересекающимся ($S'_{2р}$) с кривой механической характеристики двигателя.

Как следует из рис. 1.7, усилия в трансмиссии и тяговом органе при торможении конвейера с предохранительной муфтой складываются из усилий, возникающих на двух этапах: до начала и после начала защитного срабатывания муфты. При определении начальных условий второго этапа в зависимости от способа ограничения нагрузок к значению усилия или скорости, заданному настройкой защиты, необходимо приравнять выражение, описывающее изменение соответственно усилия $S(t)$ или скорости $v(t)$ при движении на первом этапе, найденное из уравнения (1.60). Получаемые таким

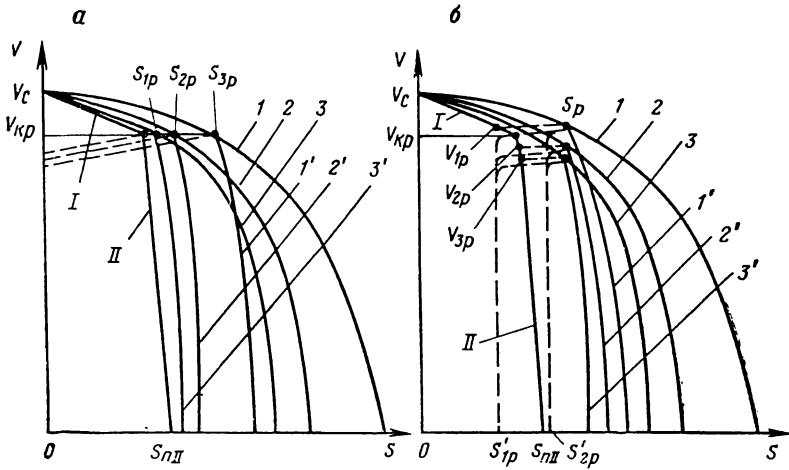


Рис. 1.7. Характер действия предохранительной муфты при ограничении нагрузок:

а — по скорости; б — по усилию

образом уравнения используются для определения времени совместного движения системы t_p (до начала срабатывания муфты). При этом определяются также величины усилия S_p и скорости v_p , соответствующие времени t_p и определяющие начальные условия уравнения движения на втором этапе (после срабатывания).

Для муфт вида А на втором этапе уравнение движения записывается в виде

$$m_2 \frac{d^2 u}{dt^2} + \delta u - S'_p = 0, \quad (1.70)$$

где m_2 — масса ведомых частей конвейера.

Усилие S'_p для упрощения расчета может быть принято постоянным, находящимся на уровне одной из вертикальных пунктирных линий (см. рис. 1.7, б).

Начальными условиями уравнения (1.70) будут

$$u|_{t=0} = \frac{S_p}{\delta}; \quad \frac{du}{dt}|_{t=0} = v_p.$$

Решая уравнение (I.70), получим следующее выражение для определения усилия в тяговом органе после срабатывания муфты:

$$S_2(t) = S'_p + (S_p - S'_p) \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + v_p \sqrt{\frac{m_2}{c}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t. \quad (\text{I.71})$$

Максимальное усилие в тяговом органе возникает в момент остановки ведомой части привода конвейера. Время ее движения, т. е. время изменения скорости от v_p до нуля,

$$t_2 = \sqrt{\frac{m_2}{c}} \operatorname{arctg} \frac{v_p \sqrt{cm_2}}{S_p - S'_p}. \quad (\text{I.72})$$

Для муфт вида Б уравнение движения на втором этапе имеет вид

$$m_2 \frac{d^2u}{dt^2} + cu = 0. \quad (\text{I.73})$$

Начальные условия уравнения (I.73) могут быть приняты такими же, как и для уравнения (I.70).

Решая уравнение (I.73), получим следующее выражение для определения усилия в тяговом органе после срабатывания муфты:

$$S_2(t) = S_p \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + v_p \sqrt{\frac{m_2}{c}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t. \quad (\text{I.74})$$

Время движения ведомой части привода конвейера при изменении скорости от v_p до нуля, необходимое для нахождения максимальной величины усилия в тяговом органе, определится из формулы:

$$t_2 = \sqrt{\frac{m_2}{c}} \operatorname{arctg} \frac{v_p \sqrt{cm_2}}{S_p}. \quad (\text{I.75})$$

Точность настройки предохранительных муфт любого типа можно охарактеризовать коэффициентом точности срабатывания k_T . Для муфт первой группы

$$k_T = \frac{v_{\max}}{v_{\min}},$$

где v_{\max} и v_{\min} — наибольшая и наименьшая скорости, при которых происходит срабатывание муфты.

Для муфт второй группы

$$k_T = \frac{S_{\max}}{S_{\min}},$$

где S_{\max} и S_{\min} — наибольшее и наименьшее усилие, передаваемое муфтой.

Управляемые муфты и некоторые виды самоуправляемых характеризуются дополнительно временем запаздывания $t_{3\text{ан}}$ при срабатывании, которое определяет быстродействие муфты и равно времени совместного движения системы с момента поступления импульса на срабатывание до расщепления муфты (для муфт вида А — до перехода на характеристику S'_p).

Для управляемой муфты, автоматически отключаемой при перегрузках, например, k_T отражает величину области разброса параметра, по которому производится отключение, и его пропорциональность скорости; $t_{\text{зап}}$ включает в себя время срабатывания реле и время расцепления муфты. Если $t_{\text{зап}}$ мало по сравнению с общим временем движения системы при торможении, можно принять, что разъединение трансмиссии происходит мгновенно по истечении времени запаздывания.

Изложенное позволяет принять определенный порядок расчета усилий при заклинивании тягового органа конвейера, снабженного предохранительной муфтой. Расчет необходимо производить в следующей последовательности.

I. Построить механическую характеристику электродвигателя привода (см. рис. I.4). Определить величины: m , m_2 , r_1 , r_2 , v_0 , S_0 , $v_{\text{кр}}$, $S_{\text{п1}}$, S_p . Задаться значением c . Вычислив значения c/m и $r_1^2/4m^2$, определить, по каким выражениям: (I.62) и (I.64) или (I.63) и (I.65) необходимо вести расчет усилий и скорости на первом участке.

II. Определить, к какой группе и виду относится данная муфта. Для муфт первой группы определить скорость v_u , при которой подается импульс на отключение муфты или начинается изменение характеристики муфты. Для муфт второй группы определить усилие S_p , при котором начинается разъединение муфты. Величины v_u и S_p устанавливаются с учетом коэффициента k_T .

III. Для муфт первой группы продолжить расчет следующим образом.

1) Подставляя в левую часть уравнения (I.64) или (I.65) величину v_u , определить время t_u движения системы от начала торможения до подачи импульса на отключение. Трансцендентные уравнения (I.64) и (I.65) решаются графически;

2) подставляя в левую часть уравнения (I.64) или (I.65) величину $v_{\text{кр}}$, определить значение времени t_1 движения системы от начала торможения до достижения скорости $v_{\text{кр}}$;

3) определить время t_p движения системы от начала торможения до полного расцепления муфты (для муфт вида А — до перехода муфты на характеристику S'_p)

$$t_p = t_u + t_{\text{зап}};$$

4) при $t_p < t_1$ определить, подставляя значение t_p в выражение (I.64) или (I.65), величину скорости v_p . Далее:

для муфт вида А из выражения (I.71) найти максимальное усилие в тяговом органе; время t_2 при этом надо предварительно найти по формуле (I.72);

для муфт вида Б из выражения (I.74) найти максимальное усилие в тяговом органе; время t_2 необходимо предварительно найти по формуле (I.75);

5) при $t_p > t_1$ определить время движения $\Delta t_2 = t_p - t_1$ в неустойчивой части характеристики до расцепления муфты. По

выражениям (I.66) и (I.67), подставляя в них значение Δt_2 , определить значения S_p и v_p .

Далее произвести расчет по пункту III.4 с учетом того, к какой группе относится данная муфта.

IV. Для муфт второй группы после расчета по пункту II расчет продолжить следующим образом.

1) из уравнения (I.62) или (I.63) определить время t_p движения в устойчивой части характеристики, подставив в левую часть уравнения значение усилия S_p . По выражению (I.64) или (I.65) определить v_p ;

2) из уравнения (I.64) или (I.65), подставляя в его левую часть величину $v_{кр}$, определить время t_1 движения в устойчивой части характеристики от начала торможения до достижения скорости $v_{кр}$;

3) определить величину S_1 , подставляя в выражение (I.62) или (I.63) значение времени t_1 ;

4) при $t_p < t_1$;

для муфт вида А определить из выражения (I.71) максимальное усилие в тяговом органе; время t_2 при этом необходимо предварительно найти по формуле (I.72);

для муфт вида Б определить из выражения (I.74) максимальное усилие в тяговом органе; время t_2 необходимо предварительно найти по формуле (I.75);

5) при $t_p > t_1$ ($v_p < v_{кр}$), подставив в левую часть уравнения (I.66) значение S_p , определить время Δt_2 движения конвейера от скорости $v_{кр}$ до начала относительного скольжения ведущей и ведомой частей муфты при ее срабатывании. Затем из выражения (I.67), подставляя в него Δt_2 , определить v_p .

Далее произвести расчет по пункту IV.4 с учетом того, к какому виду относится данная муфта.

§ 3. ДИНАМИКА ПРОЦЕССА ПУСКА

Для установления характера изменения и величин нагрузок в трансмиссии и тяговом органе конвейера при пуске необходимо знать динамические характеристики машины (моменты инерции, жесткость валопровода и тягового органа, усилия, развиваемые приводом и т. д.), а также характеристики сил сопротивления движению тягового органа. Характеристики привода могут быть с некоторым приближением получены расчетным путем и уточнены экспериментально при лабораторных испытаниях.

При исследовании электропривода обычно пренебрегают влиянием переходных электромагнитных процессов в электродвигателе и в качестве расчетного принимают момент, развиваемый двигателем, соответствующий его статической механической характеристике.

Значительно большие трудности вызывает определение сил внешнего сопротивления. Для забойного скребкового конвейера точное определение этих сил практически невозможно, в связи с чем при теоретическом анализе процесса пуска скребкового конвейера его

представляют в виде системы с дискретными параметрами, тогда как ленточный конвейер — в виде системы с распределенными параметрами [2, 6].

Скребковый конвейер

Одноприводный скребковый конвейер можно представить как систему с двумя массами (рис. 1.8, а): масса m_1 — приведенная по методу Рэлея масса тягового органа и присоединенного к нему груза, ведомая в процессе пуска; m_2 — приведенная масса ротора двигателя и элементов передачи, ведущая в процессе пуска. Такая же расчетная схема может быть принята и при рассмотрении пуска двухприводного конвейера при отсутствии масла в турбомуфтах второго привода или отсутствии напряжения на клеммах его двигателей. В этом случае к массе m_1 добавятся разгоняемые массы второго привода.

Учитывая относительно короткую продолжительность пускового процесса, наличие, как правило, слабину на сбегающей ветви, а также то, что гибкому тяговому органу несвойственна передача сжимающих усилий, пуск скребкового конвейера при наличии двух приводных станций можно рассматривать как раздельный пуск головным и хвостовым приводом соответственно рабочей и холостой ветвей тягового органа, и использовать расчетную схему, приведенную на рис. 1.8, а.

Пуск одноприводного конвейера при отсутствии в его приводе пусковой муфты можно условно разделить на три этапа:

- 1) ускоренное движение ротора двигателя и элементов трансмиссии за счет зазоров в передаче;
- 2) движение ротора за счет упругой деформации трансмиссии и тягового органа до момента, когда пусковое усилие сравняется с усилием статических сопротивлений;
- 3) пуск тягового органа конвейера.

Скорость ротора после выбора зазоров в передаче на первом этапе, если принять движение равноускоренным,

$$v_1 = \sqrt{\frac{2\psi_0 S_2}{m_2}} \quad (1.76)$$

где ψ_0 — суммарный приведенный зазор в системе, складывающийся из зазоров в зубчатых передачах, шлицевых и шпоночных соединениях, а также между приводной звездочкой и тяговым органом; его величина зависит от точности обработки и степени изношенности деталей;

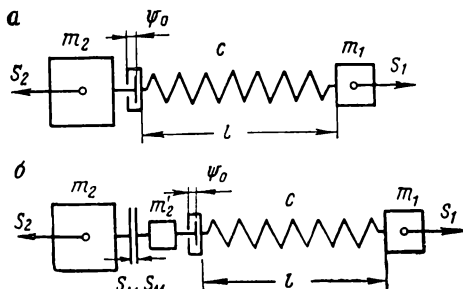


Рис. 1.8. Расчетные схемы процесса пуска скребкового конвейера

m_2 — масса ротора;

S_2 — усилие, развиваемое двигателем за счет электромагнитного момента; в случае применения асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором и двойной «беличьей клеткой» (с глубоким пазом) S_2 приближенно можно принять постоянным и равным пусковому усилию.

Приращение скорости ротора, получаемое на втором этапе пуска, может быть найдено в результате решения дифференциального уравнения

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + c x_2 - S_2 = 0, \quad (I.77)$$

интегрируемого при начальных условиях

$$x_2|_{t=0} = 0; \quad \left. \frac{dx_2}{dt} \right|_{t=0} = v_1,$$

Здесь x_2 — перемещение массы ротора.

Движение на третьем этапе в соответствии с принятой моделью конвейера при пуске (см. рис. I.8, а) описывается системой линейных дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c(x_1 - x_2) + S_1 = 0, \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c(x_1 - x_2) = S_2, \end{cases} \quad (I.78)$$

где x_1 — перемещение массы m_1 ;

c — приведенная жесткость трансмиссии и тягового органа;

S_1 — усилие сопротивления перемещению тягового органа.

Если принять S_1 и S_2 постоянными, то, решая систему (I.78) при начальных условиях:

$$x_1|_{t=0} = 0; \quad x_2|_{t=0} = 0; \quad \left. \frac{dx_1}{dt} \right|_{t=0} = 0,$$

получим следующее выражение для расчета максимальных усилий при пуске [9]:

$$S_{\max} = S_1 + \frac{(S_2 - S_1) m_1}{m_1 + m_2} + \frac{cm_2 v_1^2 + \frac{m_1(S_2 - S_1)}{m_1 + m_2}}{\sqrt{1 + \frac{v_1^2 cm_2 (m_1 + m_2)}{(S_2 - S_1)^2 m_1}}}. \quad (I.79)$$

Из (I.79) следует, что величина S_{\max} зависит не только от величин масс m_1 и m_2 , движущей силы S_2 и силы сопротивления S_1 , но и от значений жесткости c и скорости v_1 .

При наличии в приводе пусковой муфты этапы пуска конвейера те же, что и в случае жесткой связи между двигателем и редуктором. Однако при применении управляемой муфты, включаемой после разгона двигателя, добавляется этап пуска вхолостую двигателя с ведущей частью муфты. Вместо ротора двигателя при включении

муфты ускоренное движение за счет зазоров в передаче и деформации трансмиссии будет получать ведомая часть муфты (рис. I.8, б).

Если принять скорость ротора двигателя в процессе пуска постоянной и изменение момента, передаваемого муфтой после включения, линейным во времени, то скорость, которую приобретает ведомая часть муфты за счет выбора зазоров в трансмиссии, определится формулой

$$v_1 = \sqrt{4,5 \frac{\psi_0^2 \alpha}{m'_2}}, \quad (I.80)$$

где α — коэффициент, характеризующий скорость нарастания передаваемого муфтой усилия $S_m = \alpha t$;

m'_2 — приведенная масса ведомой части муфты и деталей трансмиссии.

На основании изложенного, решая (I.79), можно получить

$$S_{\max} = S_1 + \frac{v_1 c}{p} \sqrt{1 - A^2} + \frac{\alpha m_1 (\arccos A - \sqrt{1 - A^2})}{p (m_1 + m'_2)}, \quad (I.81)$$

где

$$p = \sqrt{\frac{c (m_1 + m'_2)}{m_1 m'_2}};$$

$$A = \frac{\alpha}{\alpha - m'_2 p^2 v_1}.$$

Максимальные нагрузки возникают в трансмиссии и тяговом органе конвейера в случае «несостоявшегося» пуска при полном заклинивании тягового органа. Уравнение движения, описывающее этот процесс для привода с жесткой муфтой, имеет вид (I.77).

Решая уравнение (I.77) при начальных условиях

$$x_2|_{t=0} = \frac{S_2}{c}; \quad \frac{dx}{dt} \Big|_{t=0} = v_1,$$

соответствующих этому случаю, получим выражение для определения максимального усилия:

$$S_{\max} = S_2 + v_1 \sqrt{c m_2}. \quad (I.82)$$

Из (I.79) следует, что увеличение массы m_1 приводит к росту динамических нагрузок при пуске. Например, для конвейера СК-38 в результате увеличения массы m_1 в 2 раза динамическая составляющая усилия увеличивается на 30—40%. При нормальной работе забойного конвейера в условиях выемочного участка увеличение загрузки конвейера не может увеличить массу m_1 более чем в 1,5—2 раза. Однако в отдельных случаях может произойти и более значительное увеличение массы m_1 . При отсутствии напряжения на зажимах двигателей, недостаточном заполнении или отсутствии масла в турбомуфтах противоположного привода величина m_1 может

возрасти в 5—6 раз [и более, что вызывает значительное ухудшение динамических условий пуска.

Случай пуска двухприводного конвейера СП-64 длиной 120 м с жесткими муфтами при отключенном двигателе хвостового привода иллюстрирует осциллограмма, представленная на рис. 1.9, а. Для сравнения приводится осциллограмма пуска этого же конвейера при работе обоих приводов (рис. 1.9, б).

Как видно из осциллограмм, пусковой процесс сопровождается резким увеличением динамических нагрузок в трансмиссии и тяговом органе. Максимальные значения усилия в тяговом органе и крутящего момента в трансмиссии при пуске конвейера одним приводом почти в 8 раз превысили соответствующие значения при пуске двумя приводами. Время достижения хвостовым приводом установленного движения превышает 10 с, в то время как для головного привода оно составляет 1,2 с.

Ленточный конвейер

Уравнение движения при пуске ленточного конвейера (если представить его в виде упругого стержня) можно записать в виде

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \left(1 + \mu \frac{\partial u}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (1.83)$$

где μ — коэффициент затухания колебаний в ленте.

В. И. Лескевичем в результате решения уравнения (1.83) получены выражения для расчета динамических усилий в ленте. В случае малого первоначального натяжения ленты или при установке грузового натяжного устройства максимальные динамические усилия в ленте нагруженного конвейера определяются выражениями:

а) для постоянного усилия, развиваемого двигателем (асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором типа двойной беличьей клетки),

$$S_{\max} = W_d \left(1 - e^{-\frac{2}{\alpha}} \right), \quad (1.84)$$

где

$$\alpha = \frac{m'_n}{\rho l},$$

m'_n — приведенная масса привода;

l — длина тягового органа конвейера;

ρ — погонная масса ленты;

W_d — усилие, развиваемое двигателем на приводном барабане, соответствующее разности движущего момента и момента сопротивления;

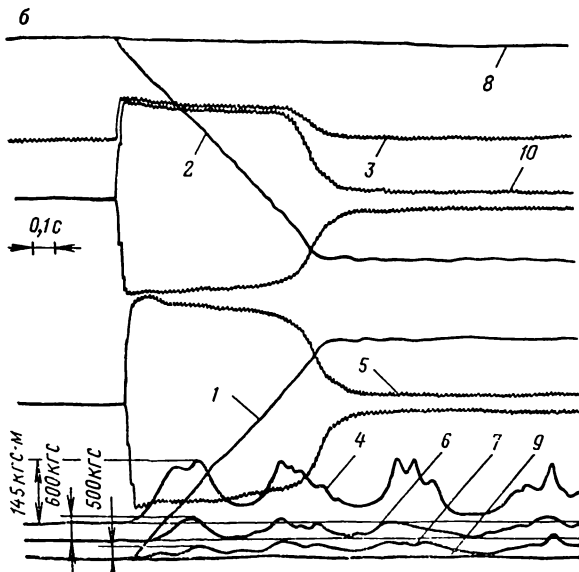
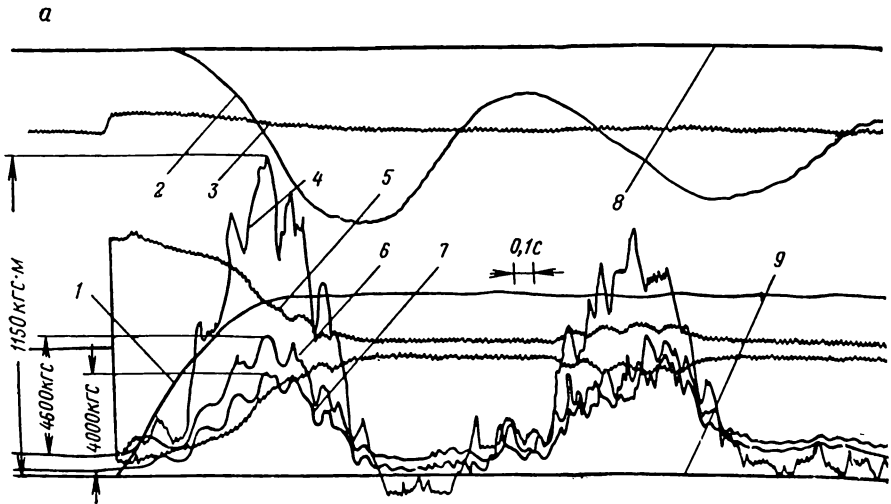


Рис. 1.9. Осциллограммы процесса пуска двухприводного скребкового конвейера СП-64:

1, 2 — скорости электродвигателей, соответственно головного и хвостового привода; 3 — напряжение сети; 4 — крутящий момент на валу звездочки головного привода; 5 — ток электродвигателя головного привода; 6, 7 — усилия соответственно в правой и левой ветвях тягового органа конвейера; 8 — нулевая линия напряжения сети и скорости хвостового привода; 9 — нулевая линия крутящего момента и скорости головного привода; 10 — ток электродвигателя хвостового привода

б) для нарастающего усилия, развиваемого двигателем (асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором с круглым пазом),

$$S_{\max} = \frac{W_{\Pi}}{1 - \frac{c}{z}} \left[1 - e^{-\frac{2}{\alpha} \left(1 - \frac{c}{z}\right)} \right], \quad (1.85)$$

где W_{Π} — усилие, развиваемое двигателем на приводном барабане, соответствующее разности пускового момента и момента сопротивления;

$$c = \frac{W_{\kappa} - W_{\Pi}}{v_{\Pi}};$$

W_{κ} — усилие, развиваемое двигателем на приводном барабане, соответствующее разности его опрокидочного момента и момента сопротивления;

v_{Π} — скорость ленты при установившемся движении;

z — волновое сопротивление ленты;

$$z = \sqrt{\rho E_0};$$

в) для убывающего усилия, развиваемого двигателем (асинхронные электродвигатели с фазным ротором и контакторным управлением),

$$S_{\max} = \frac{W_{\Pi}}{1 + \frac{b}{z}} \left[1 - e^{-\frac{2}{\alpha} \left(1 + \frac{b}{z}\right)} \right], \quad (1.86)$$

где b — отношение пускового усилия W_{Π} к номинальной скорости v_{Π} .

В случае большого первоначального натяжения и жесткого натяжного устройства усилия в ленте, рассчитанные по (I.84)—(I.86), должны быть уменьшены вдвое.

При пуске грузевого конвейера для случая $W_{\text{д}} = \text{const}$

$$S_{\max} = W_{\text{д}} \left[1 - e^{-\frac{2z}{m'_{\Pi}} \left(\frac{l_1}{\alpha_1} + \frac{l_2}{\alpha_2}\right)} + \frac{z_1 - z_2}{z_1 + z_2} \cdot \frac{2l}{\alpha} e^{-\frac{2zl}{m'_{\Pi}\alpha}} \right], \quad (1.87)$$

где z_1 и z_2 — волновые сопротивления соответственно грузовой и порожней ветвей конвейера;

l_1 и l_2 — длины грузовой и порожней ветвей конвейера.

ОБЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОНВЕЙЕРОВ

§ 1. ТЯГОВЫЕ ГРУЗОНЕСУЩИЕ ЛЕНТЫ

Ленты по конструкции каркаса можно разделить на резинотканевые и резинотросовые.

Резинотканевые ленты

Резинотканевые *многопрокладочные* (послойные) ленты изготовляют с хлопчатобумажным или синтетическим каркасом.

Для лент с хлопчатобумажным каркасом применяют ткань трех типов: бельтинг Б-820, осолопрочный бельтинг ОПБ (ОПБ-5 и ОПБ-12) и уточно-шнуровую ткань (УШТ) с пределом прочности соответственно 55, 115 и 119 кгс на 1 см ширины прокладки.

В горной промышленности согласно ГОСТ 20—62 находят применение бельтинговые ленты четырех типов (табл. II.1; рис. II.1).

Таблица II.1

Типы бельтинговых послойных лент

Тип ленты	Характеристика	Область применения
1	С усиленным бортом и двусторонней резиновой обкладкой	Сильно истирающие крупнокусковые грузы
2	С двусторонней резиновой обкладкой	Среднекусковые, мелкокусковые и сыпучие грузы
2Р	С двусторонней резиновой обкладкой и брекером	Сильно истирающие среднекусковые грузы
2У	С двусторонней резиновой обкладкой и тканевой оберткой бортов	Рядовой уголь

Основными недостатками лент с каркасом из хлопчатобумажных прокладок являются их сравнительно невысокая прочность и подверженность гниению при проникновении в ленту влаги. Этих недостатков лишены получающие все большее применение ленты с каркасом из синтетических материалов: лавсана (терилена), капрона, анида (нейлона), вискозы (рейона) и др. К их числу относятся выпускаемые отечественными заводами: а) ленты общего назначения из комбинированной ткани «Анид-хлопок» (предел прочности 120 кгс на 1 см ширины прокладки); б) ленты из ткани «лавсан-хлопок» (лавсан в основе, хлопок в утке), по прочности равноценные лентам из тканей ОПБ, применяемые для угольной и рудной промышленности (соответственно марок УЛХ и РЛХ); ленты К-300 из капроновой уточно-шнуровой ткани (предел прочности 300 кгс на 1 см ширины прокладки).

Число прокладок ленты возрастает с увеличением ее ширины (табл. II.2).

В связи с нагревом ленты при ее буксовании на приводных барабанах возникает опасность воспламенения. Поэтому с 1967 г. производится переоборудование подземных конвейеров негорючей лентой из поливинилхлорида (ПВХ). По конструкции каркаса она соответствует ленте типа 2У. Выпускается также негорючая лента АХ-65 с каркасом из комбинированной ткани.

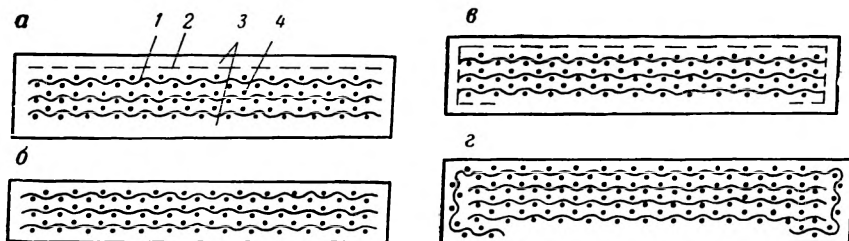


Рис. II.1. Принципиальные конструкции бельтинговых лент типа 1 (а), 2 (б), 2Р (в) и 2У (г):

1 — прокладка; 2 — брекерная ткань; 3 — резиновые обкладки; 4 — резиновые прослойки

Морозостойкие ленты имеют такие же конструкции, как и ленты типов 1, 2, 2Р и 2У, но в качестве обкладок они оснащены

Таблица II.2

Число прокладок в зависимости от марки и ширины ленты

Ширина ленты, мм	Ленты с каркасом из хлопчатобумажного бельтинга				Ленты с каркасом из амид-хлопка АХ-65	Ленты с каркасом из лавсан-хлопка		Ленты с каркасом из капрона		
	Тип 1		Типы 2, 2Р, 2У			РЛХ	УЛХ	1К-300	2К-300	3К-300
	ОПВ	УПТ	Б-820	УПТ						
500	—	—	3—6	3—5	3—6	—	—	—	—	—
600	—	—	3—6	3—5	—	3—4	3—4	—	—	—
650	3—5	3—5	3—7	3—6	3—7	3—4	3—4	—	—	—
700	3—5	3—5	3—7	3—6	3—7	3—5	3—5	—	—	—
750	3—6	3—6	4—8	3—6	4—8	3—5	3—5	—	—	—
800	3—6	3—6	4—8	3—6	4—8	4—6	4—6	—	2—4	2—4
900	3—7	3—7	4—8	3—7	4—8	5—7	4—7	—	2—6	2—6
1000	4—8	4—8	5—10	4—8	5—10	5—8	5—9	3—6	3—6	3—6
1100	5—9	5—9	6—10	5—9	6—10	5—9	5—9	—	—	—
1200	5—9	5—9	6—10	5—9	6—10	5—9	5—9	—	—	—
1400	6—10	6—10	6—10	6—10	—	6—10	—	3—8	3—8	3—8
1600	7—10	7—10	7—10	7—10	—	7—10	—	4—9	4—9	4—9
1800	8—12	8—12	8—12	8—12	—	8—12	—	5—9	5—9	5—9
2000	9—12	9—12	9—12	9—12	—	9—12	—	—	—	—

морозостойкой резиной, которая обеспечивает возможность работы при температуре до -45°C .

Для повышения срока службы ленты толщину рабочей обкладки принимают обычно больше, чем нерабочей. Ленты для руды имеют обкладки более толстые, чем для угля (табл. II.3).

Таблица II.3

Толщины обкладок резинотканевых лент

Тип ленты	Толщина обкладки, мм	
	рабочей	нерабочей
1	4,5—6,0	2,0
2	3,0	1,0
2У	3,0	1,5
2Р	4,0	2,0
АХ	3,5	1,5
УЛХ	3,0—4,5	1,5—2,0
ПВХ	1,0	1,0

Резинотросовые ленты

Резинотросовые ленты в зависимости от конструктивного исполнения разделяют на три типа. В лентах первого типа (рис. II.2, а) на резинотросовый каркас с обеих сторон уложен слой капроновой ткани, а в резиновых обкладках помещена брекерная ткань. В лентах второго типа (см. рис. II.2, б) нет капроновой ткани, а в лентах третьего типа (см. рис. II.2, в) вообще отсутствуют тканевые прокладки. Последний тип предназначен для угля, а два первых — для угля, породы и железной руды.

Наличие тканевых прокладок увеличивает поперечную прочность, а также жесткость ленты, что способствует сохранению ее лотковой формы между роликоопорами. Кроме того, прокладки предохраняют резиновые обкладки от продавливания тросами при огибании лентой барабана. Недостатком прокладок является то, что они, обладая гигроскопичностью, способствуют проникновению влаги в ленту, что вызывает коррозию тросов.

Предусмотрен выпуск резинотросовых лент РТЛ прочностью 1500, 2000, 3000 и 3500 кгс на 1 см ширины ленты (табл. II.4).

Удлинение ленты РТЛ при рабочих нагрузках не превышает 0,5%.

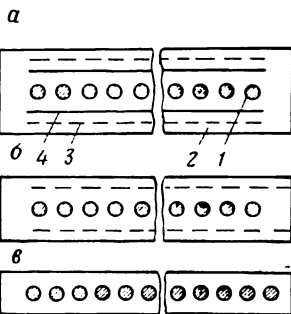


Рис. II.2. Принципиальные конструкции резинотросовых лент:

1 — тросы; 2 — резина; 3 — брекерная ткань; 4 — тканевая прокладка

Типы резинотросовых лент

Показатели	Тип ленты			
	РТЛ-1500	РТЛ-2500	РТЛ-3000	РТЛ-3500
Диаметр троса, мм	4,2	7,5	8,25	9,0
Плотность тросов (на 1 см ширины ленты)	1,25	0,735	0,715	0,67
Ширина ленты, мм	800—1600	800—2400	800—2400	800—2400
Толщина ленты, мм	20	25	26	27
Масса 1 м ленты, кг/м	30	39	43	46

Стыковка лент

Ленты всех типов изготавливают незамкнутыми. Резинотканевые ленты типа 1 поставляются длиной 80—400 м, типов 2, 2Р, 2УАХ, УЛХ и РЛХ 40—105 м, типа К-300 — не менее 80 м и резинотросовая лента типа РТЛ 70—300 м. По согласованию с потребителем длина поставляемых лент может быть изменена.

Стыковку концов лент производят различными способами с использованием двух видов соединений: неразъемных и разъемных. К первым относятся соединения, выполняемые горячей или холодной вулканизацией, а также заклепками и проволочными скобами, ко вторым — выполняемые металлическими шарнирами или крючками, обеспечивающими возможность быстрой сборки и разборки.

К стыку ленты предъявляют требования прочности (по возможности приближающейся к прочности цельной ленты), плотности (во избежание просыпания мелких частиц груза на нижнюю ветвь), гибкости (в продольном и поперечном направлениях), долговечности, удобства и быстроты соединения лент.

Метод вулканизации является наиболее совершенным, так как он обеспечивает высокую прочность и долговечность соединения, плавность прохода роликов и барабанов, небольшие затраты на ремонт.

При стыковке резинотканевых лент вулканизацией разделку концов производят ступенями (рис. II.3, а). Угол среза ленты рекомендуется принимать $\alpha = 20 \div 25^\circ$. Для бельтинговых лент ширину ступени принимают $l = 150 \div 300$ мм. Разделанные концы ленты промазывают клеевым раствором и накладывают друг на друга, после чего производят вулканизацию. В подземных условиях применяют переносные вулканизаторы ИРО-2710, ВШ-1 и ВРР-2.

Метод горячей вулканизации применяют и при стыковке резинотросовых лент. В этом случае каждый конец ленты разделяют в одну ступень, обнажая тросы и выбирая канавки между ними. При наложении концов ленты тросы одного конца попадают в канавки другого, образуя необходимую нахлестку.

В последние годы получает распространение холодная вулканизация стыков резиноканавчатых лент при помощи клея СВ-5 («само-вулканизирующегося») в смеси с лейконатом (соотношение 10/1). Разделку концов и подготовку к склейке производят так же, как при горячей вулканизации. После наложения концов лент их зажимают в прессе и выдерживают 12 ч.

В Донецком бассейне получил распространение способ стыковки лент П-образными скобами по методу ДонУГИ. Сущность этого способа сводится к следующему (см. рис. II.3, б): в предварительно расслоенный конец одной ленты А вкладывают конец другой ленты Б, имеющий ступенчатую форму. Скобы, имеющие заостренные концы, забивают в ленту заподлицо с обкладкой (см. рис. II.3, в). Концы

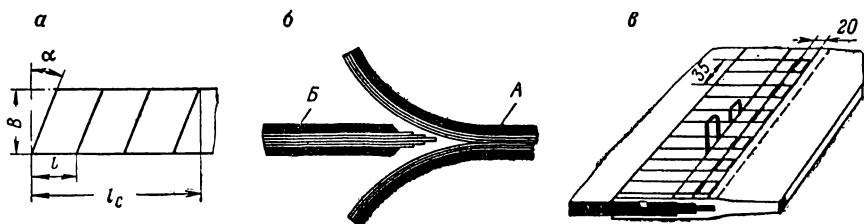


Рис. II.3. Неразъемные соединения лент:

а — разделка конца резиноканавчатой ленты при стыковке вулканизацией; б — разделка концов лент при стыковке п-образными скобами; в — скрепления стыка П-образными скобами

скоб загибают внутрь обкладки. Перед соединением подготовленных концов лент рекомендуется промазать их клеем для повышения прочности соединения и образования защитного слоя, препятствующего проникновению влаги к прокладкам. Длина стыка 150—175 мм, расстояние между скобами в ряду — 35 мм, а между рядами скоб — 20 мм. Параметры скоб принимают в зависимости от толщины ленты. Скобы изготавливают из стальной проволоки диаметром 1,5—2,5 мм, имеющей предел прочности на разрыв 100—150 кгс/мм².

К преимуществам этого способа можно отнести: высокую прочность (90—95% прочности цельной ленты), большой срок службы (до 20 месяцев), небольшие размеры, плавность прохода барабанов и роликов, небольшую трудоемкость изготовления.

Наиболее простым видом разъемного соединения является петлевое (рис. II.4, а). Количество петель принимают равным трем в соответствии с количеством роликов одной роликоопоры. Недостатки соединения: относительно низкая прочность (25—30% от прочности ленты), удары при проходе барабанов и роликов, низкий срок службы (3—6 месяцев). Хотя этот вид соединения находит применение на шахтах, рекомендован он быть не может.

В качестве разъемного стыка резиноканавчатых лент может быть рекомендовано соединение с помощью крючкообразных проволочных скоб по методу КНИУИ. Этот метод обеспечивает плотный быстро-

разъемный стык, не имеющий выступов и утолщений. Оборудование имеет незначительный вес, переносить его может один человек. Соединение может быть выполнено одним человеком за 40—60 мин.

Скобы (рис. II.4, б) изготавливают из проволоки диаметром 2,4—2,8 мм, имеющей предел прочности на разрыв 150—180 кгс/см².

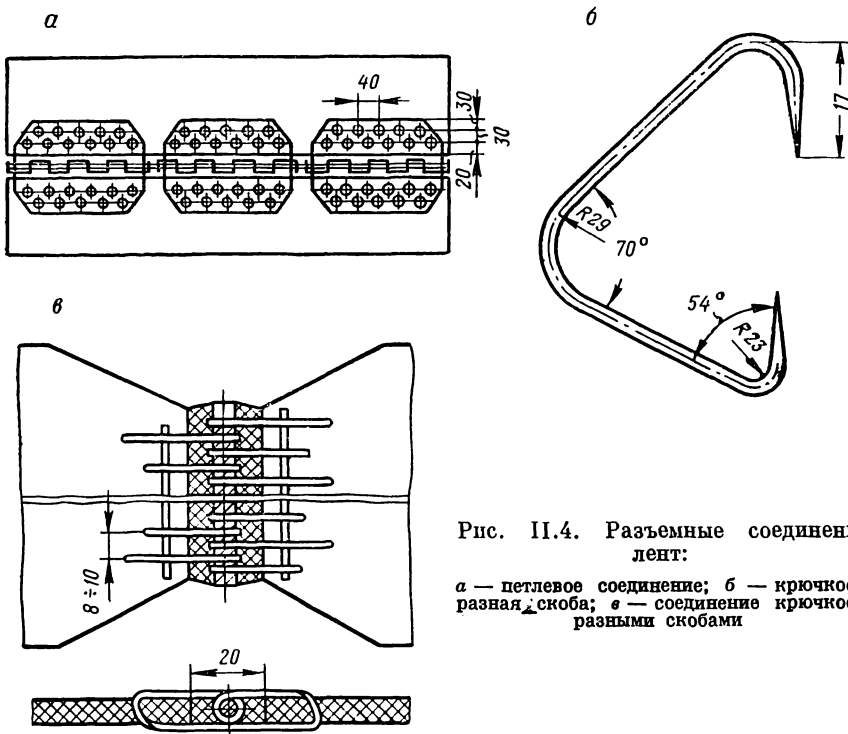


Рис. II.4. Разъемные соединения лент:

а — петлевое соединение; б — крючкообразная скоба; в — соединение крючкообразными скобами

Для запрессовки пакета скоб в ленту используют специальный ленточный шиватель. Шов начинают на расстоянии 20—30 мм от края ленты. Расстояние между скобами равно 8—10 мм. Непрошитые края ленты обрезают под углом, после чего концы стыка сводят. В образовавшуюся таким образом гибкую петлю продевают трос и уплотнительную резину (рис. II.4, в).

Расчет основных характеристик конвейерных лент

Одним из требований, вызванных необходимостью облегчения монтажа ленты, а также уменьшения энергоемкости установки, является возможное снижение веса ленты.

Вес 1 м ленты может быть ориентировочно подсчитан по следующим зависимостям:

а) для резинотканевой ленты

$$q_l = 1,1B(\delta i + \delta' + \delta''), \text{ кгс/м}, \quad (\text{II.1})$$

где 1,1 — средний удельный вес ленты, кгс/дм³;

B — ширина ленты, м;

δ — толщина слоя, приходящегося на одну прокладку, мм;

i — число прокладок;

δ' и δ'' — толщина соответственно рабочей и нерабочей обкладок, мм;

б) для резинотросовой ленты

$$q_l = \frac{1,1}{1000} \left(B\delta_l - \frac{\pi d_t^2}{4} \right) + q_t i_t, \text{ кгс/м}, \quad (\text{II.2})$$

где δ_l — толщина ленты, мм;

d_t — диаметр троса, мм;

d_t — вес 1 м троса, кгс/м;

i_t — число тросов в ленте.

Одним из показателей совершенства ленты следует считать ее весовую характеристику K , равную отношению разрывного усилия ленты $S_{\text{раз}}$ к весу 1 м ленты.

$$K = \frac{S_{\text{раз}}}{q_l} \text{ м}. \quad (\text{II.3})$$

Нагрузки, действующие на ленту, носят не только статический, но и динамический характер (рис. II.5). Между тем до настоящего времени еще не разработан метод расчета, который позволил бы учесть многообразие всех действующих на ленту нагрузок. Поэтому расчет ведут на статические натяжения, которые, как показывают исследования, являются преобладающими.

Действительный запас прочности:

а) резинотканевых лент

$$m = \frac{Bt\sigma}{S_{\text{max}}}, \quad (\text{II.4})$$

где B — ширина ленты, см;

i — число прокладок;

σ — предел прочности 1 см ширины прокладки, кгс/см;

S_{max} — максимальное статическое натяжение, кгс.

б) резинотросовых лент

$$m = \frac{B\sigma'}{S_{\text{max}}}, \quad (\text{II.5})$$

где σ' — предел прочности 1 см ширины ленты, кгс/см.

Запасы прочности лент [14] приведены в табл. II.5 и II.6.

Требуемые высокие запасы прочности обусловлены неравномерным распределением натяжения между прокладками или тросами, наличием ряда не учтенных расчетом нагрузок, а также ослаблением ленты в местах соединения.

Таблица II.5

Запасы прочности лент для конвейеров, работающих на карьерах и поверхности шахт, а также для подземных конвейеров с лентой из ткани Б-820

Количество прокладок	3	4—5	6—8	9—11	12 и выше
Запас прочности	9	9,5	10	10,5	11

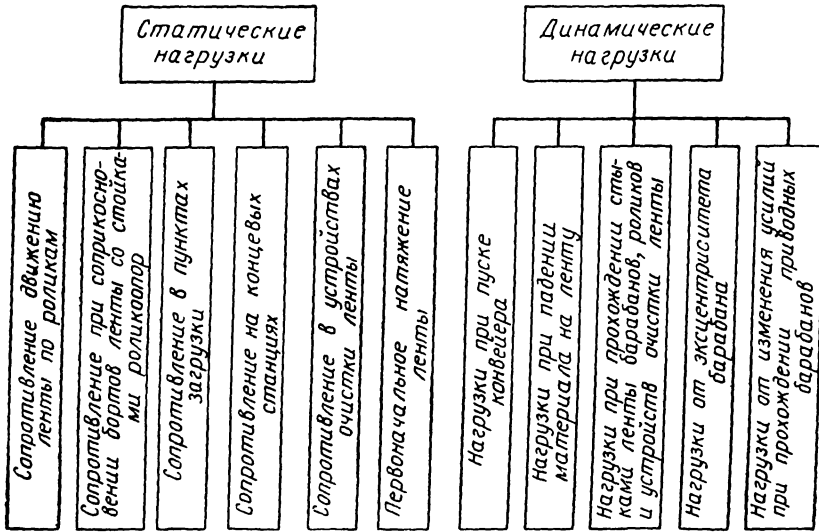


Рис. II.5. Классификация нагрузок на конвейерную ленту

Таблица II.6

Запасы прочности резинотросовых лент и лент с каркасом из синтетических материалов (АХ, ЛХ, К-300)

Вид груза	Тип ленты	Угол наклона конвейера	
		до 10°	свыше 10°
Насыпной груз Люди	Резинотканевая	8,5	9,0
	Резинотросовая	7,0	8,5
	Резинотканевая	9,5	10,0
	Резинотросовая	8,0	9,5

Расчет соединений лент позволяет определить их основные параметры.

Расчет соединений резинотканевых лент вулканизацией сводится к определению длины ступени (см. рис. II.3, а) [8].

Поскольку в месте стыка сечение ленты ослаблено на одну прокладку, а число ступеней на единицу меньше числа прокладок в ленте уравнение равнопрочности прокладок и стыка примет вид

$$B(i-1)\frac{\sigma}{m} - Bl(i-1)[\tau]K_{к.с}, \quad (II.6)$$

где $[\tau]$ — допустимая нагрузка на срез резиновой прослойки между прокладками, кгс/см²;

$K_{к.с}$ — коэффициент, учитывающий качество склейки.

Следовательно,

$$l = \frac{\sigma}{m[\tau]K_{к.с}}, \quad \text{см.} \quad (II.7)$$

Общая длина соединения

$$l_c = (i-1)l + \frac{B}{\text{tg } \alpha}, \quad \text{см,} \quad (II.8)$$

Для вулканизированного стыка можно принять $[\tau] = 20$ кгс/см². Значение $K_{к.с}$ в зависимости от качества подготовки и вулканизации стыка может составлять 0,3—1,0, при расчетах можно принимать $K_{к.с} = 0,8$. Угол среза прокладок рекомендуется принимать равным 64°.

Уравнение равнопрочности резинотросовой ленты и стыка при соединении вулканизацией с расположением тросов внахлестку можно записать следующим образом:

$$\frac{\sigma' B}{m} = \pi d_T l_c n_T [\tau] K_{к.с}, \quad (II.9)$$

где σ' — предел прочности 1 см ширины ленты, кгс/см;

d_T — диаметр троса, см;

n_T — число тросов;

l_c — длина стыка, см.

Отсюда

$$l_c = \frac{\sigma' B}{m \pi d_T n_T [\tau] K_{к.с}}, \quad \text{см.} \quad (II.10)$$

Расчет соединения II-образными скобами сводится к установлению минимального количества скоб для обеспечения равнопрочности стыка и ленты.

Необходимое усилие сжатия соприкасающихся поверхностей стыкуемых концов ленты (рис. II.6, а)

$$N_{сж} = \frac{T_{тр}}{f}, \quad (II.11)$$

где $T_{тр}$ — сила трения;

f — коэффициент трения.

Так как стык должен быть равнопрочным ленте, то сила трения должна быть равна половине усилия разрыва ленты:

$$T_{\text{тр}} = \frac{S_p}{2} = \frac{B\sigma}{2}, \text{ кгс.} \quad (\text{II.12})$$

Подставляя это выражение в (II.11), получим

$$N_{\text{сж}} = \frac{B\sigma}{2f}, \text{ кгс.} \quad (\text{II.13})$$

Значение $N_{\text{сж}}$ определяется исходя из следующих соображений. Так как скоба должна быть расположена заподлицо с поверхностью обкладки, то в процессе скрепления стыка тело скобы продавливает резину на величину, равную диаметру проволоки (см. рис. II.6, б).

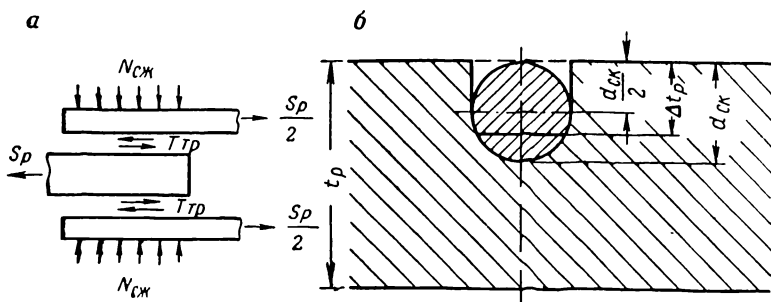


Рис. II.6. Расчетные схемы соединения ленты п-образными скобами

Поэтому на поперечину скобы действует нагрузка, вызванная силами упругости резины. Площадь контакта поперечины скобы с обкладкой может быть принята равной диаметральной площади поперечины скобы:

$$F = d_{\text{ск}} l_{\text{ск}}, \text{ см}^2, \quad (\text{II.14})$$

где $d_{\text{ск}}$ — диаметр проволоки скобы, см²;

$l_{\text{ск}}$ — длина поперечины скобы, см.

Реакция обкладки от сжатия одной скобой

$$N'_{\text{сж}} = EF \frac{\Delta t_p}{t_p}, \text{ кгс,} \quad (\text{II.15})$$

где E — модуль упругости резины при сжатии, который может быть принят равным 80—200 кгс/см²;

t_p — толщина обкладки, см;

Δt_p — абсолютная деформация обкладки, см.

Величина деформации обкладки максимальна на линии вертикальной оси симметрии сечения поперечины скобы (равна $d_{\text{ск}}$) и минимальна в крайних точках горизонтальной оси симметрии этого сечения (равна $d_{\text{ск}}/2$). В среднем можно считать, что

$$\Delta t_p \approx 0,75 d_{\text{ск}}, \text{ см.} \quad (\text{II.16})$$

Подставляя (II.14) и (II.16) в (II.15), получим

$$N'_{сж} = 0,75 \frac{E d_{ск}^2 l_{ск}}{t_p}, \text{ кгс.} \quad (II.17)$$

Определив величины $N_{сж}$ и $N_{рж}$, можно найти требуемое количество скоб

$$n_{ск} = \frac{N_{сж}}{N'_{сж}}. \quad (II.18)$$

Требуемый диаметр проволоки скобы определяется по условию ее прочности [30].

§ 2. ТЯГОВЫЕ ЦЕПИ

Использование цепей в качестве тягового органа конвейеров вызвано их преимуществами перед тяговыми лентами: возможностью

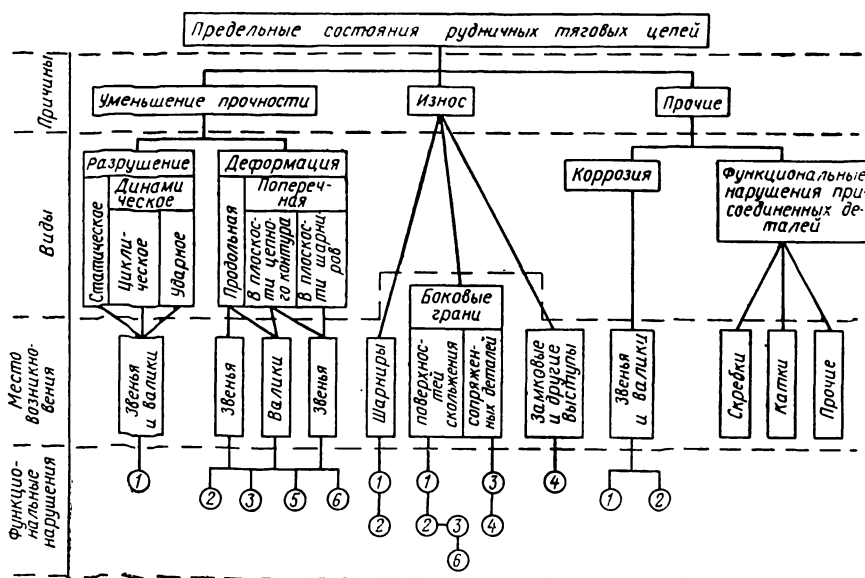


Рис. II.7. Классификация предельных состояний рудничных тяговых цепей и основные функциональные нарушения:

1 — разрыв цепи; 2 — нарушения зацепления; 3 — нарушение правильности работы исполнительного органа; 4 — появление саморазборности; 5 — нарушение разборности; 6 — увеличение сопротивления движению

огибания звездочек и блоков малого диаметра, гибкостью в вертикальной и горизонтальной плоскостях, высокой прочностью и жесткостью, удобством крепления грузонесущих и опорных элементов, а также передачи тягового усилия зацеплением со звездочкой при малом первоначальном натяжении цепи (5—20% от тягового усилия). В то же время по некоторым показателям цепи уступают лентам.

К их недостаткам относятся сравнительно большой вес, ограниченная скорость движения (до 1,5—2,0 м/с) вследствие возникновения динамических нагрузок, нарушение нормальных условий передачи тягового усилия при износе как самих цепей, так и звездочек.

Для цепных передач характерен целый ряд предельных состояний, при которых дальнейшее использование передач невозможно или нецелесообразно из-за появления функциональных нарушений (рис. II.7).

Основных причин, вызывающих предельные состояния, две: уменьшение прочности, ведущее к разрушению или деформации цепи, и износ.

К числу основных требований, которым должны удовлетворять тяговые цепи, относятся: прочность (статическая и циклическая); жесткость против деформаций (продольных и поперечных); износостойкость (шарниров, боковых граней, выступов); легкость разборки и надежность соединений (для разборных цепей), стойкость против коррозии.

В зависимости от конкретных условий эксплуатации те или иные требования приобретают первостепенное значение.

Конструкции цепей

По конструкции тяговые цепи делят на три вида: пластинчатые, разборные и круглозвенные.

Пластинчатые цепи изготавливают безвтулочные неразборные (рис. II.8, 9, *a*); втулочные (ПВ) и втулочно-роликовые (ПВР, рис. II.8, *b* и II.9, *a*); втулочно-катковые с ребордами на катках (ПВКГ, рис. II.8, *b* и II.9, *b*); втулочно-катковые с катками на подшипниках качения (ПВКП, рис. II.9, *b*).

Втулки предназначены для уменьшения давления на шарниры и, следовательно, их износа. Поэтому безвтулочные цепи, хотя и отличаются простотой и дешевизной, находят ограниченное применение в некоторых конвейерных установках на поверхности шахт и обогатительных фабриках при малых скоростях и нагрузках. Их изготовление ГОСТ 588—64 не предусматривает.

Роликовые цепи применяют для снижения износа шарниров цепи и звездочки при зацеплении. Катки предназначены для замены трения скольжения цепи по направляющей трением качения, что уменьшает износ как цепи, так и направляющей и снижает коэффициент сопротивления движению. Кроме того, они, как и ролики, снижают износ цепи и звездочки при их зацеплении.

Пластины разделяют на внутренние 1 и наружные 3 (рис. II.10). Первые закреплены запрессовкой на лысках втулки 2 и при изгибе цепи поворачиваются вместе с втулкой. Наружные пластины поворачиваются вместе с валиком 4. Таким образом, износа пластин в местах сопряжения их с валиком и втулкой не происходит. В неразъемных цепях (см. рис. II.8, *a*), имеющих небольшое распространение, конец валика расклепан. В разъемных наиболее удобным

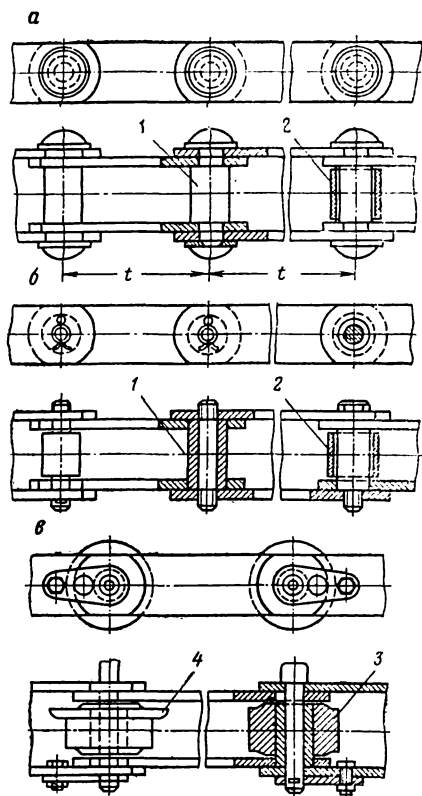


Рис. 11.8. Пластичатые цепи:
 1 — безроликовое соединение; 2 — роликовое
 соединение; 3 — безребордный каток; 4 — ре-
 бордный каток

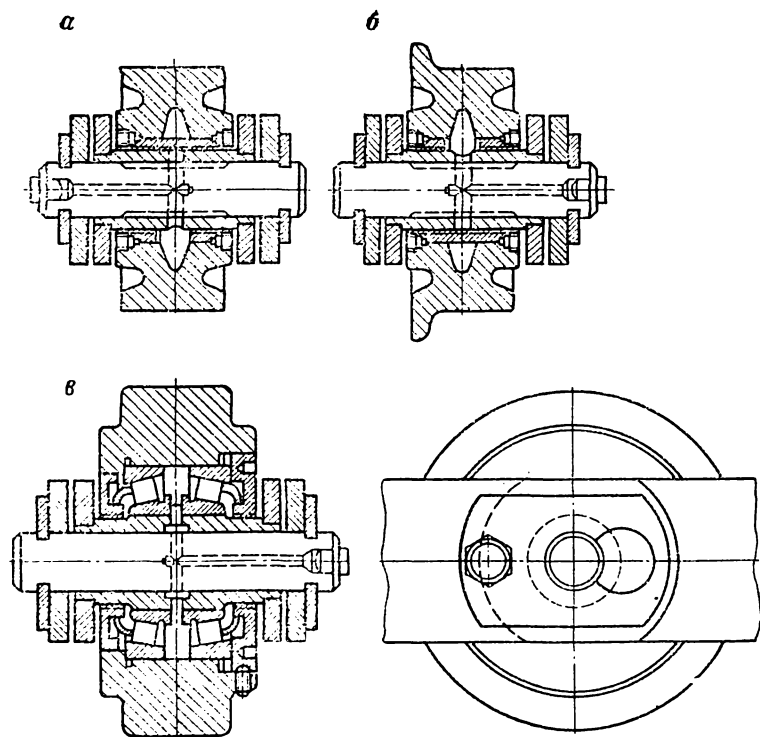


Рис. 11.9. Узлы катков втулочно-катковой цепи:
 а — с гладким катком; б — с гребнем (ребордой) на катке; в — с гладким
 катком на подшипниках качения

и распространенным способом крепления является применение врезной стопорной планки (см. рис. II.9, а). Крепление валика на шпильке (см. рис. II.9, б) менее удобно и надежно, поэтому оно применяется редко.

Цепи могут быть изготовлены со специальными внутренними пластинами, имеющими отогнутые полки для крепления исполнительных элементов конвейеров (например, грузонесущих органов).

При конструировании узла катка цепи большое внимание уделяют уплотнениям, препятствующим загрязнению подшипников, так как это может привести к заклиниванию катков.

ГОСТ 588—64 предусматривает следующий ряд шагов пластинча-

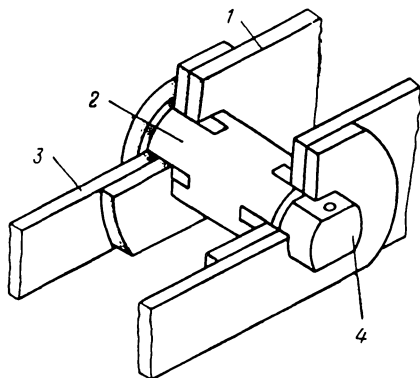


Рис. II.10. Узел шарнира пластинчатой втулочной цепи

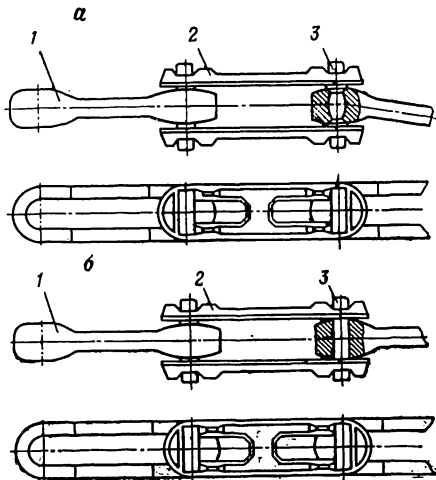


Рис. II.11. Стандартные разборные цепи:

1 — внутреннее звено; 2 — наружное звено; 3 — валик

тых цепей: 100, 125, 160, 200, 250, 300, 400, 500, 630, 800 и 1000 мм. При этом цепи типа В имеют шаг 100—400 мм, типа ВР 100—500 мм, типа ВК и ВКГ 200—630 мм и типа ВКП 320—1000 мм.

Разрушающая нагрузка в зависимости от типоразмера цепи имеет различную величину. Для цепей типов В и ВР она составляет 12 500—100 000 кгс, типа ВК и ВКГ 20 000—100 000 кгс и типа ВКП 30 000—70 000 кгс.

Прочность и сроки службы цепей в значительной степени зависят от материалов, из которых изготовлены детали (табл. II.7).

Разборные цепи находят применение в основном в скрепковых конвейерах.

ГОСТ 589—64 предусматривает два типа разборных цепей: Р1 — с бочкообразными валиками (рис. II.11, а) и Р2 — с цилиндрическими валиками (рис. II.11, б). Конструкция цепи первого типа обеспечивает поворот внутренних звеньев в плоскости осей шарниров в обе стороны на угол не менее 8° , цепей второго типа — на угол

Материалы пластинчатых цепей

Деталь	Материал	Твердость НРС
Пластина	Сталь 40, 45, 50	27—35
Валик	» 20Г, 20Х » 40Х » 40, 45, 50	55—62 50—58 40—50
Втулка	» 15, 20	55—62
Ролик	» 15, 20 » 40, 45, 50	50—58 40—50
Каток	Чугун 40 » 18—36	30—40 35—40

не менее 3°. Такая подвижность шарнира позволяет снизить неравномерность распределения нагрузки между элементами цепи при некоторой непрямолинейности разборного скребкового конвейера, полностью исключить которую в лаве практически невозможно.

Согласно ГОСТу предусмотрен следующий ряд шагов разборных цепей: 65, 80, 100, 160 и 250 мм. Разрушающая нагрузка в зависимости от типоразмера цепи составляет 4500—40 000 кгс. На подземных разборных скребковых конвейерах нашла применение цепь с шагом 80 мм, имеющая разрушающую нагрузку 29 000 кгс и вес 8,6—8,7 кгс/м.

Элементы цепи изготовляют из стали 45Г2 горячей штамповкой на молотах или прокаткой (кроме валиков) на ковочных вальцах. Звенья и валики должны подвергаться термообработке: закалке и отпуску. Твердость после термообработки должна быть для звеньев НВ 269 ÷ 321, для валиков НВ 321 ÷ 388.

Для разборки стандартной цепи необходимо (рис. II.12): 1) установить два смежных внутренних звена под углом, близким к 90° по отношению к продольной оси цепи; 2) сместить наружные звенья на среднюю утонченную часть повернутых внутренних звеньев; 3) сблизить наружные звенья; 4) повернуть валики на 90°. После этого можно снять наружные звенья с валиков.

Требования удобства сборки и разборки, а также предохранения от самопроизвольного рассоединения цепи противоречивы, поскольку обеспечение легкости разборки часто создает благоприятные условия для саморазмыкания цепи при работе конвейера.

Конструкции цепей должны удовлетворять указанным требованиям не только в пределах допусков на соответствующие размеры, но и при некотором износе деталей.

Из нескольких цепей более надежной против саморазмыкания будет та, у которой:

1) для разборки требуется совершить больше движений и, следовательно, меньше вероятность того, что эти движения будут повторены самопроизвольно;

2) меньше вариантов взаимного расположения элементов, при которых становится возможной разборка цепи;

3) при одинаковом поле допусков на соответствующие размеры возможна большая величина безопасного износа замковых элементов.

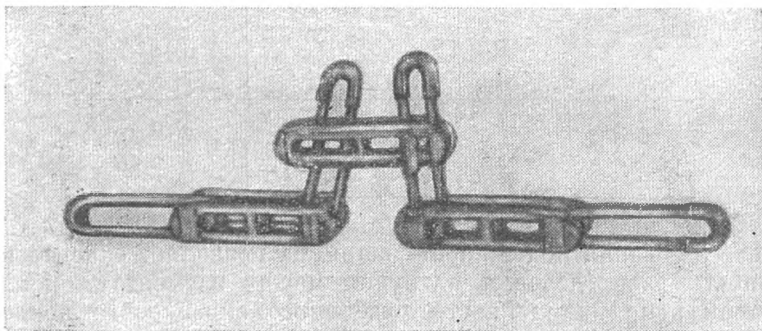


Рис. II.12. Разборка стандартной разборной цепи

При работе подземных скребковых конвейеров саморазмыкание цепи возникает чаще, чем ее порывы. Основные предпосылки для саморазмыкания: недоброкачественная сборка и ослабление цепи при сбегании приводной звездочки.

Не меньшее значение, чем отсутствие самопроизвольного размыкания, имеет сохранение свойства разборности цепи в процессе эксплуатации. Основной причиной потери разборности служит поперечная деформация звеньев и вызываемое ею зажатие валиков. Поперечная деформация может происходить при нарушении зацепления цепи со звездочкой, попадании куска породы на звездочку и пр. Против поперечной деформации наиболее устойчивы конструкции цепей, имеющих перемычки (распорки) в наружных и особенно внутренних звеньях. Стандартные цепи (см. рис. II.11) уже спустя 2—3 месяца работы из-за сплющивания средних звеньев (даже на 1 мм) становятся неразборными, что влечет за собой повышенный травматизм, увеличение трудоемкости переноски конвейера, потери цепи и другие нарушения в работе конвейера.

Недостатком стандартной разборной цепи является также ее малая циклическая (усталостная) прочность, что объясняется высо-

кой концентрацией напряжений в наружных звеньях, вызванных нерациональностью их конструкции (наличием резких перепадов поперечного сечения). Коэффициент концентрации напряжений в наружных звеньях доходит до четырех. Места с наибольшей концентрацией напряжений служат очагами зарождения усталостных трещин.

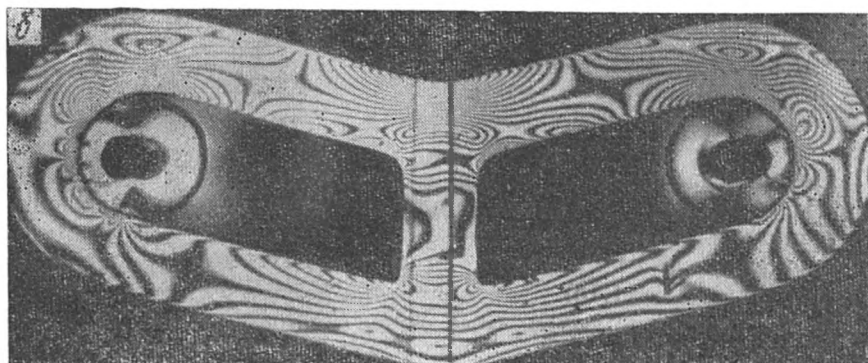
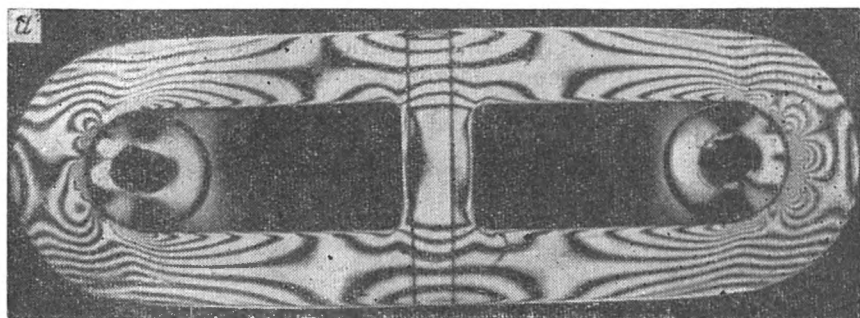


Рис. 11.13. Расположение полос интерференции в моделях наружного звена разборной цепи при продольном нагружении

Увеличению концентрации напряжений во многом способствуют поперечные нагрузки.

Характер распределения напряжений в сечении звена можно установить поляризационно-оптическим методом (метод фотоупругости) на моделях. Чем гуще расположены полосы интерференции, тем выше напряжение в данной области звена. Исходя из этого, можно усмотреть, что в недеформированном звене (рис. 11.13, а) наибольшие напряжения возникают в местах сопряжения проушины с прямолинейным участком внутреннего контура. Если звено подверглось предварительной поперечной деформации, то при продольном нагружении повышенные напряжения возникают в вогнутой

части звена вблизи проушин у перемычки (рис. II.13, б). Поэтому обеспечение жесткости цепи против поперечной деформации важно не только для сохранения разборности цепи, но и для повышения ее прочности. Повышенное сопротивление поперечным деформациям и рациональный характер распределения напряжений обеспечивает звено, напоминающее по своей форме цифру 8 [30].

В СССР и за рубежом предложено много различных конструкций разборных цепей. Из них определенный интерес представляют холодноштампованные цепи, достоинством которых является возможность изготовления звеньев из полосы на универсальном оборудовании, а также сравнительно малый вес.

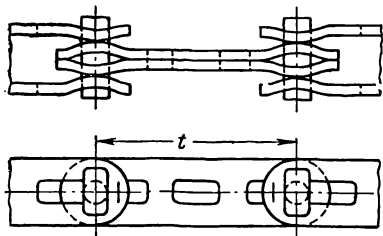


Рис. II.14. Холодноштампованные разборные цепи фирмы «Фата» (Италия)

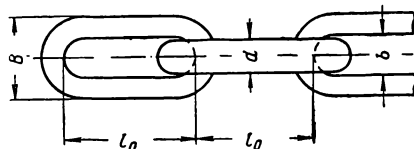


Рис. II.15. Круглозвенная цепь

Холодноштампованная разборная цепь итальянской фирмы «Фата» (рис. II.14) состоит из валика и одинаковых пластин, образующих внутренние и наружные звенья.

Круглозвенные цепи состоят из одинаковых звеньев, имеющих форму овала (рис. II.15).

Достоинствами круглозвенных цепей являются: пространственная гибкость, что позволяет применять их для изгибающихся конвейеров (скребковых, пластинчатых и др.); высокая прочность; малые потери металла при изготовлении; сравнительно небольшой вес.

По мере приработки цепи контактные напряжения в шарнирах постепенно уменьшаются.

Указанные преимущества способствуют возрастающему распространению круглозвенных цепей в различных конструкциях конвейеров.

Согласно ГОСТ 9445—70 цепи изготовляют из круглой горячекатаной стали диаметром (калибром) 14—22 мм (табл. II.8).

Прочность цепи практически не зависит от шага. Она зависит лишь от калибра и категории прочности (табл. II.9).

Остаточное относительное удлинение цепи после пробной нагрузки должно быть не более 1%, а после разрушающей — до 8%.

Круглозвенную цепь изготовляют из стали 20Г2 на станках-автоматах и подвергают термообработке. Диаметр прутка в месте сварки

Таблица II.8

Основные размеры и масса круглозвенной цепи

Калибр, d , мм	Шаг звена цепи l_0 , мм	Внутренняя ширина звена b , мм	Наружная ширина звена B , мм	Масса 1 м, кг/м
14	50	15,3	46,0	3,9
16	56	17,5	52,5	5,5
18	64	20,0	59,0	6,5
18	80	20,0	59,0	6,0
18	120	20,0	59,0	5,3
20	80	22,5	66,0	6,6
22	86	25,0	72,5	9,4

Таблица II.9

Разрушающая и пробная нагрузка круглозвенных цепей

Калибр, мм	Категория прочности			
	I		II	
	Нагрузка, кгс			
	пробная	разрушающая	пробная	разрушающая
14	14 000	20 000	12 000	17 000
16	18 000	26 000	15 000	22 000
18	23 000	33 000	20 000	28 000
20	29 000	41 000	25 000	35 000
22	35 000	50 000	30 000	42 000

не должен быть меньше диаметра исходного материала и не должен превышать его более чем на 10%.

Отрезки круглозвенных цепей соединяют с помощью соединительных звеньев. В отечественной и зарубежной практике было предложено много различных конструкций соединительных звеньев, которые рассмотрены в специальной литературе [30]. Примеры отечественных конструкций приведены на рис. II.16.

Для передвижных изгибающихся скребковых конвейеров применяют соединительные звенья С-образной формы (рис. II.16, а). Их используют также для крепления к цепи скребков. Конец скребка, имеющий отверстие, заводят в промежуток между хвостовиками соединительного звена и крепят с помощью болтового соединения.

Соединительное звено для круглозвенных цепей пластинчатых конвейеров (рис. II.16, б) состоит из С-образной скобы и накладки. Скоба представляет собой звено цепи, разрезанное посредине и имеющее на концах утолщения. Накладка имеет пазы. Для замыкания звена скобу укладывают утолщениями в пазы накладки и стопорят двумя штифтами.

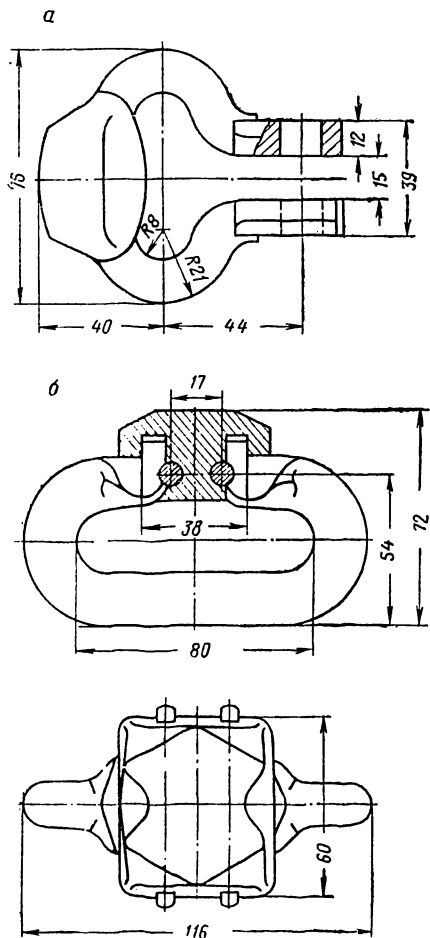


Рис. II.16. Соединительные звенья круглозвенных цепей

Желательно, чтобы все звенья цепи были равнопрочными. Однако в существующих в настоящее время конструкциях статическое разрывное усилие соединительных звеньев составляет лишь 54—70% разрывного усилия звеньев цепи. Значительно меньше также их циклическая прочность. Последнее можно объяснить сложной конфигурацией соединительных звеньев и высоким коэффициентом концентрации напряжений. Нагрузка, соответствующая пределу усталости соединительных звеньев, низка. Для цепи 18×64 мм она составляет 500 кгс, а для цепи $18 \times 80 = 700$ кгс. Повышение усталостной прочности может быть достигнуто рациональными конструктивными решениями, выбором более благоприятных марок стали, усовершенствованием термообработки и т. п.

Расчет цепи на усталостную прочность

Тяговые цепи относятся к нормализованным узлам машин различного назначения. Поэтому конструктивный расчет цепей не входит в функции горного и инженера-машиностроителя, который лишь

выбирает для проектируемого конвейера наиболее подходящий типоразмер цепи, что требует, помимо расчета на статическую прочность (по заданному разрывному усилию), также проверки циклической (усталостной) прочности цепи.

Методы расчета цепей конвейеров на усталостную прочность нельзя считать окончательно сложившимися. Сущность применяемого метода заключается в следующем.

Определяют общее число циклов изменения нагрузки звена цепи в течение срока ее службы

$$N = iA, \quad (\text{II.19})$$

где i — число пробегов звена по всему замкнутому контуру в течение срока службы цепи;

A — число циклов нагружения за время одного пробега.

Для одноприводного конвейера

$$A \approx \frac{2L}{l_0}, \quad (\text{II.20})$$

где L — длина конвейера;

l_0 — шаг звена цепи.

Обозначив через v скорость тяговой цепи (м/с) и через T срок службы цепи (ч), получим

$$i \approx 3600 \frac{Tv}{2L}. \quad (\text{II.24})$$

На рис. II.17 схематически изображена диаграмма динамических нагрузок звена одноприводного конвейера. Колебания динамических нагрузок совершаются относительно ломаной abc , изображающей

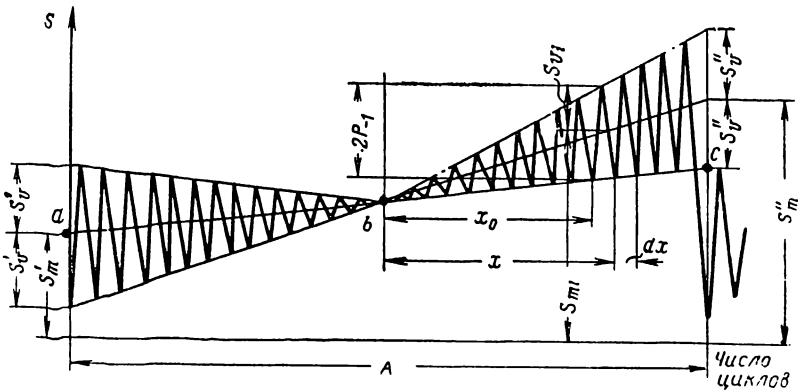


Рис. II.17. Диаграмма динамических нагрузок звена цепи одноприводного конвейера за время пробега по замкнутому контуру конвейера

средние нагрузки цепи (при резонансе эта ломаная является линией статических натяжений). Огибающие минимальных и максимальных динамических нагрузок представлены прямыми линиями, что согласуется с опытом [28]. Минимальное среднее напряжение цепи обозначено S'_m , а максимальное — через S''_m .

Из диаграммы видно, что как средняя составляющая S_{mi} , так и амплитуда цикла S_{vi} являются величинами переменными. Величина S_{mi} изменяется от своего минимального значения S'_m (в точке сбега звена цепи с привода) до максимального значения S''_m (в точке набегания на привод). S_{vi} имеет минимальное значение

на хвостовой звездочке (точка b) и максимальное — на ведущих звездочках (точки a и c). Как показали исследования, $S'_v = S''_v = S$.

Оценку усталостной прочности цепи будем производить на основании сравнения приведенной нагрузки $S_{прив}$ с предельной нагрузкой P_{-1} , соответствующей пределу усталости цепи.

Для определения значения $S_{прив}$ пользуются следующей зависимостью [12]:

$$S_{пр} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum S_i^m N_i}, \quad (II.22)$$

где N_0 — базовое число циклов, при котором определяется предел усталости детали;

S_i — единичное значение нагрузки, имеющей симметричный цикл;

N_i — число циклов нагружения, которое испытывает деталь за время срока службы при нагрузке S_i ;

m — коэффициент, характеризующий наклон левой ниспадающей ветви кривой усталости.

Если нагрузка асимметрична (как это имеет место в рассматриваемом случае), то значение S_{vi} определяется так:

$$S_i = S_{vi} + \psi S_{mi}, \quad (II.23)$$

где ψ — коэффициент, характеризующий влияние S_{mi} на величину S_{vi} .

Для деталей, работающих в коррозионной среде и при значительной концентрации напряжений, предельная амплитуда цикла S_{vi} почти не зависит от значения средней составляющей S_{mi} . Поэтому можно считать $\psi = 0$, в результате чего получим

$$S_i = S_{vi}. \quad (II.24)$$

На груженой ветви изменение S_{vi} можно выразить следующей зависимостью:

$$S_{vi} = \frac{2x}{A} S''_v, \quad (II.25)$$

где x — число циклов нагружения с момента схода звена с натяжной звездочки (точка b) до рассматриваемого момента времени.

Каждому значению S_{vi} на груженой ветви соответствует такое же значение S_{vi} на порожней ветви. Поэтому число циклов, которое испытывает звено при нагрузке S_{vi} за время срока службы цепи, составляет

$$N_i = 2i dx, \quad (II.26)$$

где dx — число циклов, которое испытывает звено при нагрузке S_{vi} за время его прохождения по груженой ветви конвейера.

Во время прохода звеном ведущей звездочки (точка c) происходит скачкообразное изменение значения S_{vi} , при котором амплитуда цикла становится равной

$$S_v''' = \frac{S_m'' + S_v'' - (S_m' - S_v')} {2} = \frac{S_m'' - S_m'} {2} + S_v'' \quad (\text{II.27})$$

За время срока службы цепи это значение S_v''' повторяется i раз, т. е.

$$N_i''' = i \quad (\text{II.28})$$

Таким образом, для рассматриваемого случая (II.22) получит вид

$$S_{\text{пр}} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \left[\sum S_{vi}^m N_i + (S_v''')^m N_i''' \right]} \quad (\text{II.29})$$

Принимая во внимание, что

$$\sum S_{vi}^m N_i = \int_{x_0}^{\frac{A}{2}} S_{vi}^m N_i \quad (\text{II.30})$$

и подставив в (II.29) выражение (II.25), получим

$$S_{\text{пр}} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \left[\int_{x_0}^{A/2} \left(\frac{2x}{A} S_v'' \right)^m 2i dx + i \left(\frac{S_m'' - S_m'} {2} + S_v'' \right)^m \right]} \quad (\text{II.31})$$

При установлении нижнего предела интегрирования в этом выражении необходимо принимать во внимание только те значения S_{vi} , которые превышают нагрузку P_{-1} . В таком случае (см. рис. II.17) имеем

$$x_0 = \frac{P_{-1}}{S_v''} \cdot \frac{A}{2} \quad (\text{II.32})$$

§ 3. ЗВЕЗДОЧКИ ТЯГОВЫХ ЦЕПЕЙ

Звездочки для кругловенных цепей могут иметь зацепление с горизонтальными или с вертикальными звеньями. Во втором случае зубья имеют двусторонние канавки, соответствующие профилю контура звеньев. Такая конструкция звездочек принята, например, для японского одноцепного пластинчатого конвейера FPS фирмы «Хитаси».

Однако наибольшее распространение получили звездочки, ведущие тяговую цепь за горизонтальные звенья, так как при этом достигается достаточно большая площадь контактирования зубьев со звеньями цепи.

Звездочки конвейеров изготовляют штамповкой или отливают из сталей 35Л, 40Х и 40ХН. Для повышения износостойкости их рекомендуется подвергать закалке токами высокой частоты до твердости HRC 50—54 или цементировать.

Рабочие поверхности и зубья звездочек для круглозвенных цепей после горячей штамповки или отливки не обрабатывают, так как их фрезерование является весьма трудоемкой операцией.

Для облегчения изготовления и монтажа на головном валу конвейера эти звездочки делают составными из двух или четырех частей, стягиваемых при монтаже болтами.

§ 4. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Различного типа соединительные муфты находят применение в приводах рудничных конвейерных установок, выполняя, помимо связи валов приводного двигателя и редуктора, также пусковые и предохранительные функции, а в ряде случаев обеспечивая торможение, реверсирование конвейера и регулирование скорости его тягового органа.

Являясь, как правило, средством снижения динамических нагрузок в трансмиссии и тяговом органе конвейера при его работе в переходных режимах, муфта может оказывать благоприятное действие также на формирование нагрузок при установившемся движении и способствовать лучшему распределению нагрузок в многодвигательном приводе.

В настоящее время почти не применяют постоянно-замкнутых соединительных муфт: цепных, кулачковых, упругих и др. Они вытеснены муфтами конструктивно более сложными, но оказывающими активное действие на условия работы и формирование нагрузок в узлах и деталях машины. Для шахтных конвейеров наиболее приемлемы муфты, совмещающие выполнение по крайней мере двух основных функций: ограничения опасных нагрузок, вызванных аварийными условиями, и обеспечения плавного облегченного пуска установки.

Муфта имеет хорошие предохранительные качества, если обладает:

высокой точностью срабатывания, т. е. способностью разъединять кинематическую цепь привода при одном и том же значении параметра ограничения (например, предельного крутящего момента)

способностью после срабатывания передавать минимальный (близкий к нулю) крутящий момент;

возможностью регулирования величины предельного крутящего момента;

способностью к многократному срабатыванию с автоматическим восстановлением работоспособности;

небольшим моментом инерции ведомой полумуфты.

Муфта имеет хорошие пусковые качества, если может обеспечить: пуск двигателя вхолостую;

постепенное нарастание пускового момента (для исключения ударов и повышенных динамических нагрузок в трансмиссии и тяговом органе);

регулируемость и стабильность пусковой характеристики двигателя.

Муфты, в той или иной мере соответствующие указанным требованиям, можно разделить на две основные группы: самоуправляемые; управляемые (рис. II.18).

К первой группе относятся различного типа центробежные муфты гидродинамические (турбомуфты) и центробежно-фрикционные (порошковые, дисковые, дробовые); ко второй — гидродинамические муфты (с регулируемым наполнением), электромагнитные порошковые, электромагнитные муфты скольжения, дисковые муфты трения

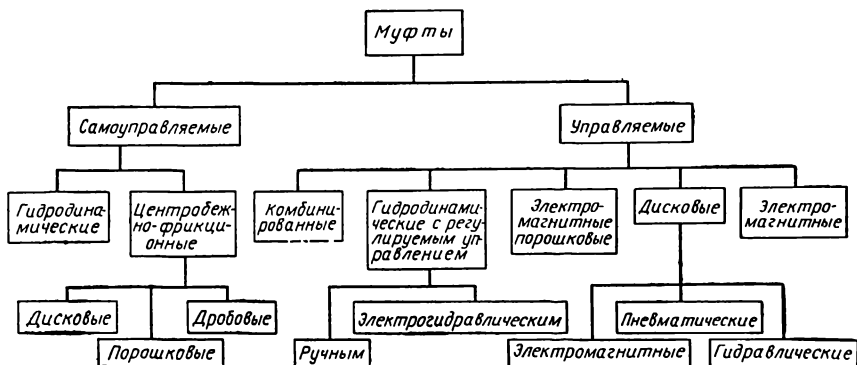


Рис. II.18. Классификация муфт рудничных конвейеров

с гидравлическим, пневматическим и электромагнитным управлением. Из обеих групп следует особо выделить муфты, которые передают момент только в том случае, когда скорости вращения ее ведущей и ведомой частей неодинаковы. Это гидродинамические муфты и электромагнитные муфты скольжения. Их характерной особенностью является то, что они могут улучшить распределение нагрузок между двигателями, а при соответствующих параметрах системы снижать динамические нагрузки в трансмиссии и тяговом органе при установившемся движении. Это, однако, сопровождается снижением к. п. д. привода на 5—10%.

Дисковые фрикционные муфты с пружинным зажатием и муфты со срезным элементом (штифтом или шпонкой) обеспечивают выполнение только одной из функций — улучшение предохранительных качеств привода. Поэтому классификацией (см. рис. II.18) они не учтены.

На рис. II.19 приведены структурные схемы некоторых видов муфт. Гидродинамическая муфта (рис. II.19, а) состоит из насосного 1 и турбинного 2 колес, связанных соответственно с ведущим и ведомым валами машины и образующих совместно с кожухом 3 общую замкнутую рабочую полость, заполненную жидкостью. На внутренних поверхностях насосного и турбинного колеса имеются

лопатки. Насосное колесо, вращаемое двигателем, передает жидкости, заполняющей муфту, кинетическую энергию. Жидкость, поступая на лопатки турбинного колеса, преобразует эту энергию в механическую работу ведомого вала. Выходя из турбинного колеса, жидкость вновь попадает в насосное колесо, т. е. гидродинамическая муфта представляет собой сочетание в одном узле колеса центробежного насоса и колеса реактивной турбины. Гидродинамические муфты предохранительного типа имеют также дополнительный объем. Предохранительное срабатывание муфты при перегрузках основано на автоматическом перетекании жидкости из рабочей полости в дополнительный объем при относительном скольжении колес, соответствующем предельной допустимой нагрузке.

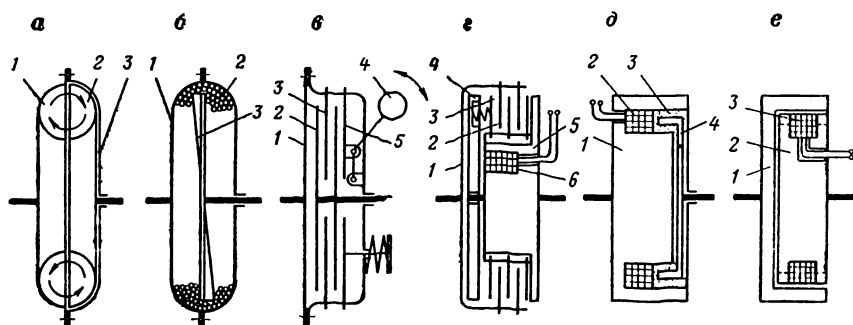


Рис. II.19. Схемы муфт конвейерного привода

На рис. II.19, б показана центробежная муфта, в которой в качестве рабочего тела использована металлическая шарообразная дробь 2. Ведущей частью муфты, связанной с двигателем, является состоящий из двух половин корпус 1, ведомой — гофрированный диск 3. При вращении двигателя дробь центробежными силами отбрасывается к периферии корпуса. Благодаря наличию сил трения между шарами дроби, стенками корпуса и диска 3 последний приходит в движение. После окончания периода разгона образуется кольцеобразный уплотненный слой дроби, связывающий ведущую и ведомую части в одно целое, и передача крутящего момента осуществляется без скольжения. Роль дроби аналогична роли жидкости в гидродинамической муфте, но в данном случае не требуется высокой плотности соединений и могут быть допущены более высокие температуры. На таком же принципе основано действие центробежной порошковой муфты.

На рис. II.19, в показана центробежная дисковая муфта. С ведущей полумуфтой 1 связаны внешний диск 3 и нажимной диск 5. На последнем укреплен рычажная система с грузами 4. Внутренние диски 2 связаны с ведомой полумуфтой.

При неподвижном двигателе муфта расцеплена. По мере разгона двигателя грузы расходятся под действием центробежных сил и через

систему рычагов сжимают пакет дисков. Сила прижатия находится в непосредственной зависимости от скорости вращения, массы грузов и радиуса их расположения.

Действие электромагнитной муфты трения (рис. II.19, з) основано на сжатии пакета дисков силами электромагнитного прижатия якоря 4 к магнитопроводу 5 при пропускании через катушку возбуждения 6 постоянного тока определенной величины. При включенном двигателе вращение через поводок 1 передается внешним дискам 2, которые свободно проскальзывают относительно внутренних дисков 3. С подачей тока в катушку возбуждения якорь притягивается к магнитопроводу, сжимая пакет дисков и создавая на поверхностях трения необходимый для передачи движения крутящий момент.

Электромагнитная порошковая муфта (рис. II.19, д) представляет собой разновидность электромагнитных муфт трения, но в отличие от дисковой муфты ее рабочим телом является смесь ферромагнитного порошка со смазывающим веществом. Магнитный поток, создаваемый в магнитопроводах 1 и 4, при включении катушки возбуждения 2 обеспечивает намагничивание частиц порошка 3, увеличение сил трения между которыми тем больше, чем больше намагничен порошок.

Электромагнитная муфта скольжения (рис. II.19, е) состоит из двух вращающихся частей, расположенных концентрично одна относительно другой. Якорь 1 муфты, связанный с двигателем, представляет собой полый цилиндр с массивными стенками из ферромагнитного материала. Магнитная система 2 состоит из ферромагнитных зубчатых дисков, между рядами зубцов которых размещена катушка возбуждения 3. Вращающиеся полюса магнитной системы наводят в якоре токи, которые, взаимодействуя с магнитным полем полюсов, создают крутящий момент. Его величина тем больше, чем больше ток возбуждения. Регулируя ток возбуждения, можно обеспечить регулирование скорости вращения выходного вала муфты.

Управляемые муфты еще не получили широкого распространения, хотя известны случаи их применения в конструкциях отечественных и зарубежных конвейеров. Ряд существенных преимуществ, которые они имеют, в особенности возможность автоматического регулирования скорости, позволяют рассчитывать на расширение их применения.

Среди самоуправляемых муфт наиболее соответствуют сформулированным выше требованиям гидродинамические муфты предохранительного типа, получившие в последнее время преимущественное распространение. Достоинствами их являются относительная простота конструкции; отсутствие трущихся пар и, вследствие этого, минимальный износ основных деталей; обеспечение плавного пуска машин, обладающих большими моментами инерции. Однако эти муфты обладают повышенной пожароопасностью (в связи с применением минеральных масел, воспламеняющихся при температуре 165—170° С), большим расходом масла из-за необходимости периодического пополнения рабочего объема, нестабильностью характеристик в связи с нагревом и протеканием масла через уплотнения.

В последние годы в СССР и за рубежом ведутся работы по переводу гидродинамических муфт на негорючие и трудновоспламеняемые эмульсии.

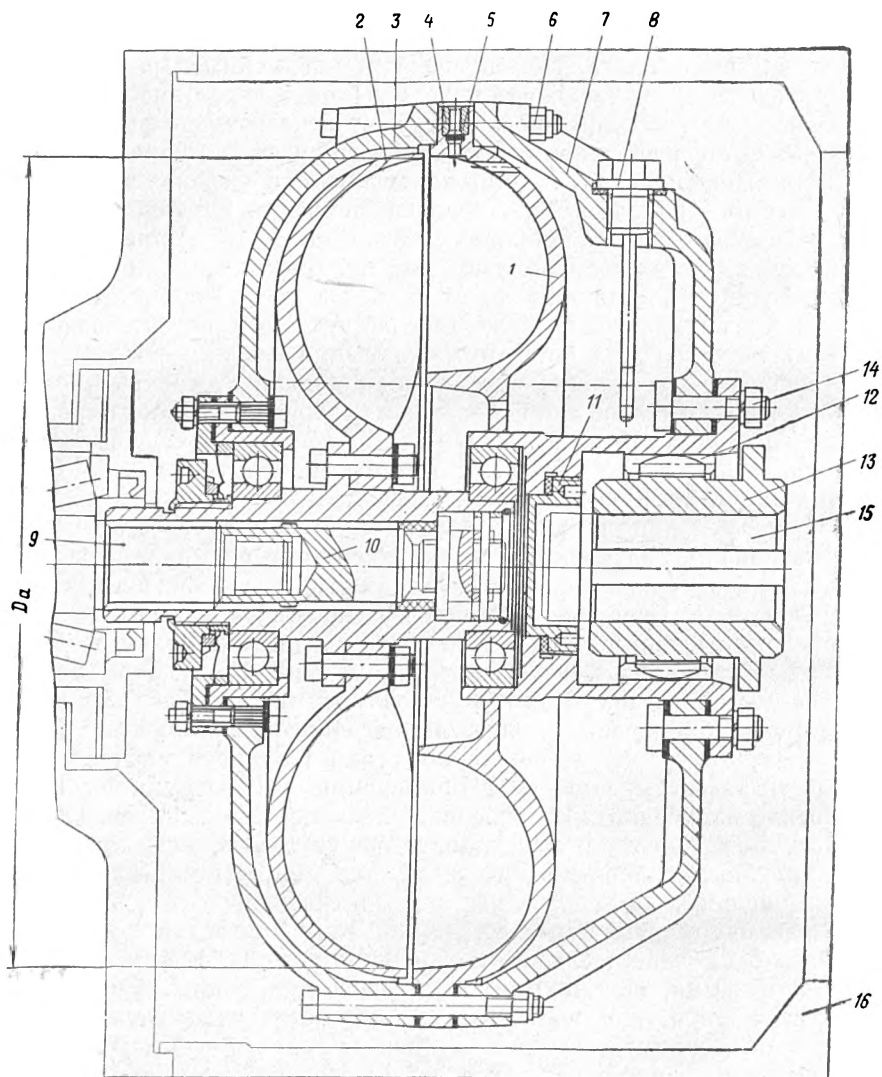


Рис. II.20. Гидродинамическая муфта ТМ-22

На рис. II.20 показана гидродинамическая муфта ТМ-22 (модернизация ранее выпускавшейся муфты ТМ-25), предназначенная для работы с двигателем мощностью 20—22 кВт. Длитель-

ная эксплуатация этой муфты в приводе конвейеров, хорошие пусковые и предохранительные качества позволили принять ее за базовую модель при разработке параметрического ряда и типажа гидродинамических муфт.

Насосное 1 и турбинное 2 колеса, выполненные несимметричными, имеют радиальные рабочие лопатки. Рабочая полость муфты в местах неподвижных соединений уплотнена маслостойкими резиновыми кольцами, а в местах скользящего контакта — резиновыми манжетными уплотнениями. Дополнительный объем, образованный полостью корпуса насоса 7, расположен на стороне насосного колеса. Насосное и турбинное колеса, корпус турбины 3 и корпус насоса изготовлены из алюминиевого сплава Ал.9 литьем под давлением или в кокиль. Муфта монтируется на валу редуктора 9, осевое смещение ее предотвращает специальный центральный болт 10, доступ к которому возможен при снятии крышки 11. Монтаж и демонтаж муфты не требуют полной разборки и осуществляются с помощью специального съемника. Передача вращения от электродвигателя происходит через зубчатую муфту 12—13, позволяющую компенсировать несоосность и перекося соединяемых валов. Ступица 13 устанавливается на валу двигателя, а стакан 12 жестко связан с корпусом насоса, насосным колесом и корпусом турбины с помощью болтовых соединений 14 и 6.

Взаимное центрирование двигателя и редуктора и их крепление — фланцевое, посредством проставки 16. В качестве рабочей жидкости применяется масло индустриальное «12». Объем заливаемого масла 8,5—9,0 л. Для тепловой защиты применена пробка 4 с укрепленной в ней легкоплавкой предохранительной шайбой 5. При нагреве масла до температуры 130° С шайба плавится и масло через отверстие в пробке выливается наружу. Для последующего пуска конвейера требуется через сливную пробку 8 с маслоуказателем залить в рабочую полость новую порцию масла и установить новую плавкую шайбу. Условия охлаждения муфты улучшают радиальные ребра на ее наружной поверхности, усиливающие циркуляцию воздуха вокруг муфты.

В последнее время для шахтных конвейеров Институтом горного дела им. А. А. Скочинского разработаны новые конструкции гидродинамических муфт, обладающие улучшенными характеристиками. Для забойных скребковых конвейеров разработана муфта ТП-400, которая отличается от известных отечественных и зарубежных муфт большим быстродействием при резких перегрузках, меньшими габаритами, массой и расходом рабочей жидкости. Муфта ТП-400 имеет симметричные рабочие колеса с уменьшенным радиусом рабочих лопаток.

При монтаже муфту устанавливают на валу редуктора с помощью ступицы. С электродвигателем насосное колесо соединяется упругой муфтой, причем роль ведомой полумуфты в последней выполняет корпус насосного колеса. Ведущая полумуфта с помощью шпоночного соединения устанавливается на валу электродвигателя. На

торцевых поверхностях полумуфт имеются специальные пазы, в которых размещается резиновая диафрагма. Отличительной особенностью муфты ТП-400 является новый принцип предохранения от перегрузок, который обеспечивается не за счет дополнительного объема, а за счет специальной конфигурации рабочей полости. Другой отличительной особенностью является возможность регулирования муфты для работы с двигателями мощностью 32 и 45 кВт, что достигается изменением объема заполняющего ее масла (соответственно 6,5 и 7,5 л).

Для ленточных конвейеров разработана новая конструкция пусковой гидродинамической муфты ТПП-400, которая предназначена для обеспечения пуска конвейера с уменьшенным ускорением. Муфта ТПП-400 основана на принципе «отнесенной» рабочей полости. Для уменьшения пускового момента и смягчения пусковых характеристик в центральной части рабочей полости муфты на насосном колесе расположена пусковая аккумулялирующая камера с дросселирующими отверстиями. При пуске конвейера после включения электродвигателя жидкость принимает форму кольца и постепенно вытекает в рабочую полость через дросселирующие отверстия, благодаря чему обеспечивается постепенное изменение заполнения рабочей полости. Сечение отверстий и объем пусковой камеры определяют время пуска, величину и характер изменения пускового момента муфты. В муфте ТПП-400 пусковой момент находится в пределах 1,2—1,3 от номинального момента, что обеспечивает плавный пуск ленточного конвейера, обладающего значительными разгоняемыми массами, за 15—20 с.

Помимо муфты ТПП-400, предназначенной для работы с двигателем мощностью 40 кВт, в настоящее время изготовлена и испытана аналогичная муфта ТПП-500, рассчитанная на мощность 110 кВт.

Для гидродинамических муфт каждого типа все размеры выражаются относительно одной характеристики, за которую принимают активный диаметр D_a [26], под которым понимают диаметр насосного колеса по выходным кромкам его лопаток (см. рис. II.20).

Для муфт предохранительного типа D_a определяют из выражения [4]

$$N_1 = A \cdot 10^{-6} n_1^3 D_a^5, \quad (\text{II.33})$$

где N_1 — мощность на ведущем валу, л. с.;

$A = 1,7 \div 2,0$ — коэффициент пропорциональности;

n_1 — скорость вращения ведущего вала, об/мин;

D_a — активный диаметр, м.

В последнее время в марках муфт (в частности, муфт ТП-400, ТПП-400 и ТПП-500) принято указывать величину активного диаметра.

ИГД им. А. А. Скочинского был предложен параметрический ряд гидродинамических муфт, обеспечивающий перекрытие одним типоразмером некоторого диапазона мощности. За главный параметр ряда принята не мощность, а активный диаметр муфты. Перекрытие

диапазона мощности было предложено достигать изменением перегрузочной способности в интервале $M_{\max}/M_{\text{ном}} = 1,8 \div 2,5$. Другой путь применения одного типоразмера гидродинамических муфт для двигателей различной мощности заключается в регулировании объема заполнения муфты рабочей жидкостью, что реализовано, например, в муфте ТП-400.

ГОСТ 17172—71 «Муфты гидродинамические. Основные параметры» определяет следующий ряд величин активного диаметра D_a : 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120 мм. Допускается также применение величин $D_a = 340; 370; 420; 480$ мм.

В основе расчета дисковых муфт трения лежит следующая формула для определения передаваемого муфтой крутящего момента:

$$M = k\mu R_{\text{ср}}(n-1)Q, \quad (\text{II.34})$$

где k — коэффициент запаса;

μ — коэффициент трения дисков;

$R_{\text{ср}}$ — средний радиус трения;

n — число дисков;

Q — сила сжатия пакета дисков.

Расчеты и рекомендации по выбору центробежных порошковых и дробовых муфт, электромагнитных порошковых и электромагнитных муфт скольжения приведены в специальной литературе [7].

§ 5. СТОПОРЫ И ЛОВИТЕЛИ

Уклонные конвейеры оборудуют различными устройствами, назначением которых является удержание грузовой ветви тягового органа от самопроизвольного движения вниз при обесточивании двигателя и обрыве тягового органа.

Стопорные устройства воздействуют на ведущий вал конвейера либо непосредственно на тяговый орган. В качестве стопоров находят применение: роликовый останов, дифференциальный тормоз, ленточный останов (для ленточных конвейеров) и другие устройства.

Ловители предназначены для подхватывания тягового органа при его обрыве.

Роликовый останов

Конструкция роликового останова показана на рис. II.21, а. Шайба укреплена на ведущем валу или на одном из валов редуктора и вращается внутри неподвижной кольцевой обоймы 3. Шайба имеет вырезы, в которые помещены цилиндрические ролики 2. При вращении шайбы в направлении, соответствующем рабочему ходу конвейера (по часовой стрелке), ролики свободно располагаются в гнездах вырезов, а при изменении направления вращения заклиниваются между поверхностью обоймы и скосами вырезов шайбы, что приводит к остановке привода.

Так как ролик в заклиненном состоянии неподвижен, он находится под действием двух равных и противоположно направленных сил C , приложенных в точках контакта с обоймой и шайбой.

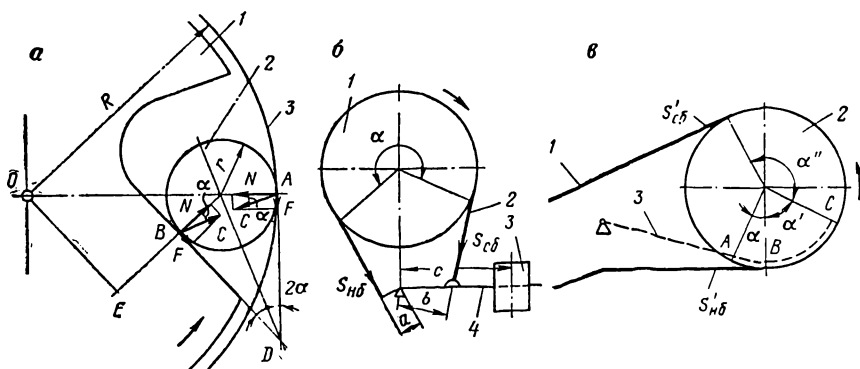


Рис. 11.21. Расчетные схемы остановов тягового органа конвейера

Силы C могут быть разложены на нормальные и тангенциальные составляющие N и F , которые равны:

$$N = C \cos \alpha; \quad (11.35)$$

$$F = C \sin \alpha.$$

Заклинивание ролика будет происходить в том случае, если силы трения в местах контакта ролика с шайбой (точка B) и обоймой (точка A) будут больше силы F , т. е.

$$Nf > F, \quad (11.36)$$

где f — коэффициент трения покоя.

Воспользовавшись выражениями (11.35), условие (11.36) запишем в виде

$$Cf \cos \alpha > C \sin \alpha, \quad (11.37)$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha < f.$$

С учетом коэффициента запаса сил трения R_τ (равного 1,3—1,5) имеем

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{f}{R_\tau}. \quad (11.38)$$

Отсюда можно определить величину угла α .

Шайбу необходимо конструировать таким образом, чтобы плоскость опорной поверхности выреза BD проходила под углом 2α к плоскости DA .

Тормозной момент, действующий на шайбу, равен сумме моментов сил N и F и составляет

$$M_T = (OE)N + (BE)Nf = (R-r)N \sin 2\alpha + [(R-r) \cos 2\alpha - r]Nf, \quad (\text{II.39})$$

откуда сумма радиальных сил N всех роликов останова

$$N = \frac{M_T}{(R-r)(\sin 2\alpha + f \cos 2\alpha) - rf}, \text{ кгс.} \quad (\text{II.40})$$

Дифференциальный тормоз

Особенностью ленточного дифференциального тормоза (рис. II.21, б), применяемого в качестве обратного останова, является различная величина моментов при вращении тормозной шайбы в одном и другом направлениях, что вызвано неравенством плеч a и b рычага 4, который имеет возможность поворачиваться вокруг точки, расположенной на одной вертикали с центром тормозной шайбы 1. На расстоянии c от этой вертикали к рычагу 4 прикреплен контргруз 3.

Отношение окружных усилий на шайбе 1 при рабочем ходе P_p и стопорении P_c составляет

$$\frac{P_p}{P_c} = \frac{\frac{b}{a} e^{-\mu\alpha}}{\frac{b}{a} e^{\mu\alpha} - 1}, \quad (\text{II.44})$$

где α — угол обхвата лентой 2 шайбы 1;

e — основание натуральных логарифмов;

μ — коэффициент трения ленты о шайбу.

При $b > ae^{\mu\alpha}$ $P_c > P_p$, и, следовательно, эффект торможения при движении грузовой ветви вниз будет больше, чем при рабочем ходе. Принимая величину плеча b близкой к величине $ae^{\mu\alpha}$, можно получить большую разницу в значении P_p и P_c .

Недостатками этого останова являются снижение к. п. д. привода вследствие наличия момента силы P_p , постоянно действующего при рабочем ходе конвейера, а также повышенный износ тормозной ленты 2 и шайбы 1.

Ленточный останов

Конструкция ленточного останова показана на рис. II.21, в. При рабочем ходе конвейера конец тормозной ленты 3 свободно лежит на сбегающей ветви. При вращении барабана 2 в направлении, соответствующем движению грузовой ветви 1 вниз (как показано стрелкой), тормозная лента затягивается трением между барабаном и конвейерной лентой и производит торможение.

Введем следующие обозначения:

T — полная тормозная сила, кгс;

T' — сила трения конвейерной ленты о тормозную, кгс;

T'' — сила трения конвейерной ленты о барабан, кгс;
 f, f' — коэффициенты трения соответственно конвейерной ленты тормозную и о барабан;
 α — угол обхвата барабана тормозной лентой вне конвейерной ленты, радиан;
 α' — угол обхвата барабана тормозной лентой под конвейерной лентой, радиан;
 α'' — угол обхвата барабана конвейерной лентой вне тормозной ленты, радиан;
 $S'_{нб}$ и $S'_{сб}$ — натяжения конвейерной ленты при торможении соответственно в точках набегания на барабан и сбегания с него.

Имеем:

$$T' = S'_{нб} (e^{f\alpha'} - 1); \quad (\text{II.42})$$

$$T = T' + T''; \quad (\text{II.43})$$

$$T'' = T - T' = S'_{сб} - S'_{нб} - T' \quad (\text{II.44})$$

В точке A натяжение тормозной ленты равно полной силе торможения, а в точке B составляет

$$S_B = \frac{T}{e^{f'\alpha}}. \quad (\text{II.45})$$

Сила торможения тормозной лентой барабана на дуге AB

$$T'_6 = T \frac{e^{f'\alpha} - 1}{e^{f'\alpha}}. \quad (\text{II.46})$$

Сила торможения от натяжения конвейерной ленты, обусловленная прижатием к барабану тормозной ленты на дуге AB ,

$$T''_{16} = S''_{нб} (e^{f'\alpha} - 1). \quad (\text{II.47})$$

Сила торможения, обусловленная натяжением самой тормозной ленты в предположении линейного возрастания натяжения от точки C , где оно равно нулю, до точки B , где оно выражается зависимостью (II.48),

$$T''_{26} = \frac{T\alpha_1 f'}{2e^{f'\alpha}}. \quad (\text{II.48})$$

Условие остановки барабана может быть записано в виде неравенства

$$T'_6 + T''_{16} + T''_{26} \geq T'' \quad (\text{II.49})$$

Подставляя в выражение (II.49) значение отдельных членов, получим

$$T \frac{e^{f'\alpha} - 1}{e^{f'\alpha}} + S'_{нб} (e^{f'\alpha} - 1) + \frac{T\alpha_1 f'}{2e^{f'\alpha}} \geq T - S'_{нб} (e^{f'\alpha} - 1). \quad (\text{II.50})$$

Полагая $f = f'$ (например, для случая, когда поверхность барабана футерована резиной), после преобразования получим

$$2S'_{\text{нб}}(e^{f\alpha'} - 1) + \frac{T\alpha'f}{2e^{f\alpha}} \geq \frac{T}{e^{f\alpha}}. \quad (\text{II.51})$$

Если положить $\alpha = 0$, что увеличивает запас силы торможения, будем иметь

$$2S'_{\text{нб}}(e^{f\alpha'} - 1) + \frac{T\alpha'f}{2} \geq T. \quad (\text{II.52})$$

Выражение (II.52) позволяет определить угол α' .
Длина рабочего участка тормозной ленты

$$BC = \frac{D\alpha'}{2}, \quad (\text{II.53})$$

где D — диаметр барабана.

Длина свободного хода конвейерной ленты до начала торможения

$$l_0 = a + \frac{kD\alpha'}{2}, \quad (\text{II.54})$$

где a — длина хода конвейерной ленты до начала затягивания тормозной ленты;

k — коэффициент запаса длины рабочего участка тормозной ленты.

Работа груза, лежащего на конвейерной ленте, до момента ее полной остановки равна $T(l_c + l_r)$, где l_r — длина хода при торможении. Эта работа поглощается работой сил трения $T_{\text{тр}}$ на пути торможения l_r и работой сил вредных сопротивлений движению конвейера, пренебрегая которыми получим

$$T(l_c + l_r) = T_{\text{тр}}l_r. \quad (\text{II.55})$$

$T_{\text{тр}}$ можно найти из уравнения

$$2S'_{\text{нб}}(e^{k\alpha'f_1} - 1) + \frac{T_{\text{тр}}k\alpha'f_1}{2} = T_{\text{тр}}, \quad (\text{II.56})$$

где f_1 — коэффициент трения скольжения.
Путь торможения

$$l_{\text{тр}} = \frac{T(l_c + l_r)}{T_{\text{тр}}}. \quad (\text{II.57})$$

Колодочный тормоз

Взамен обратных остановов или дополнительно к ним на уклонных конвейерах могут быть применены тормоза, автоматически срабатывающие при обесточивании двигателя. Тормозами оборудуют и приводы бремсберговых конвейеров, где обратные остановки не применимы, а также штрековых конвейеров для уменьшения их выбега.

Тормоза снабжают электрогидравлическими или электромагнитными приводами, которые осуществляют их размыкание (растормаживание). Замыкание производится под действием груза.

Наибольшее распространение получил двухколодочный тормоз, выполненный по схеме, приведенной на рис. II.22. Система рычагов обеспечивает сравнительно небольшие вес груза и усилие электромагнита. Однако при этом ход электромагнита велик, в связи с чем устройства этого типа называют тормозами с длинноходовым магнитом.

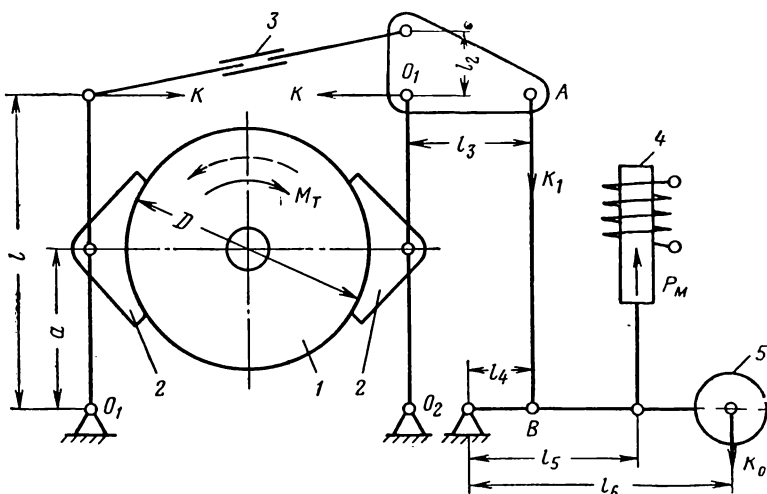


Рис. II.22. Схема двухколодочного тормоза:

1 — тормозной шкив; 2 — тормозная колодка; 3 — регулировочная гайка;
4 — электромагнит; 5 — замыкающий груз

Расчет тормоза сводится к определению силы тяги электромагнита P_M , длины хода его якоря h и веса замыкающего груза K_0 при заданных тормозном моменте M_T и размерах плеч рычагов.

Сила нажатия каждой колодки

$$N = \frac{M_T}{Df}, \quad (\text{II.58})$$

где D — диаметр тормозного шкива;
 f — коэффициент трения.

Усилие на конце колодочного рычага

$$K = \frac{Na}{l}. \quad (\text{II.59})$$

Усилие в тяге AB

$$K_1 = \frac{Kl_2}{l_3} = \frac{Nal_2}{ll_3}. \quad (\text{II.60})$$

Если пренебречь весом якоря электромагнита и учесть потери в шарнирах, которые идут в запас надежности тормоза, то требуемый вес замыкающего груза

$$K_0 = K_1 \frac{l_4}{l_6 \eta} = \frac{N i_p}{\eta}, \quad (\text{II.61})$$

где $i_p = a l_2 l_4 / l l_3 l_6$ — передаточное отношение рычажной системы;
 η — к. п. д. рычажной системы.

Силу тяги электромагнита P_m с учетом веса G его якоря определяют из условия равновесия грузового рычага относительно центра O_2 :

$$K_0 l_6 + G l_5 - P_m l_5 = 0, \quad (\text{II.62})$$

откуда

$$P_m = \left(K_0 \frac{l_6}{l_5} + G \right) \psi, \quad (\text{II.63})$$

где $\psi = 1,5 \div 2,0$ — коэффициент надежности, обеспечивающий быстрое действие тормоза.

Длина хода якоря электромагнита

$$h = 2\varphi \varepsilon i_p, \quad (\text{II.64})$$

где $\varphi = 1,1$ — коэффициент, учитывающий холостой ход якоря, вследствие зазоров в шарнирах рычагов;

ε — радиальный зазор между рабочими поверхностями колодок и шкивом ($\varepsilon = 0,6 \div 1,5$ мм).

По величинам P_m и h производят выбор электромагнита.

Ловители

К ловителям предъявляют следующие требования:

1) автоматическое и надежное срабатывание, независимо от величины загрузки несущего органа конвейера и условий его эксплуатации;

2) возможность реверсирования конвейера;

3) наличие устройства, отключающего привод конвейера при срабатывании ловителя;

4) отсутствие дополнительного сопротивления перемещению тягового органа конвейера при нормальной его работе.

Серийно изготавливаемых ловителей в настоящее время нет, а опыт эксплуатации экспериментальных образцов мал.

Ловители по характеру установки их на конвейере можно разделить на две группы: с прерывной установкой (рис. II.23, а—к), с непрерывной установкой (рис. II.23, л, м).

Ловители первой группы представляют собой механизмы локального действия, устанавливаемые в зоне возможного обрыва тягового органа, на определенном расстоянии друг от друга.

Как правило, создание ловителей для тяговых цепей вызывает меньшие затруднения, чем конвейерных лент.

Одним из видов исполнительного органа цепного ловителя является звездочка, входящая в зацепление с одной ветвью (рис. II.23, а) или одновременно с двумя (рис. II.23, б, в) тяговой цепи.

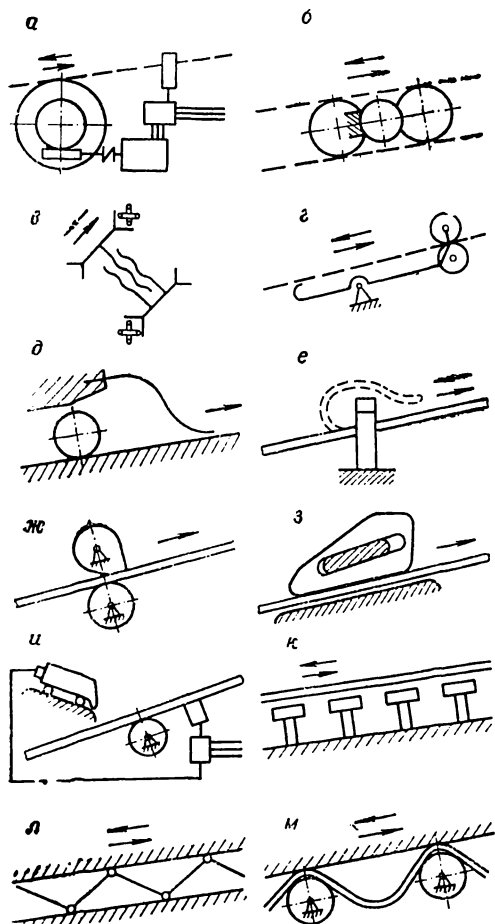


Рис. II.23. Структурные схемы ловителей:

а — звездочный с электроприводом; б — звездочный с тормозом; в — звездочно-винтовой; г — крюковой; д — эластичный, ленточный; е — рамочный; ж — эксцентриковый; з — клиновой; и — тележечный; к — магнитный; л — коробчатый; м — кромочный

становятся различными, детали ее самозаклиниваются и стопорят механизм ловителя.

Другим видом захватывающего устройства цепного ловителя является крюк, укрепленный, например, на конце рычага, с неравными плечами, другой конец которого с помощью ролика постоянно контактирует с тяговым органом (рис. II.23, е). При обрыве цепи

В ловителе первого типа звездочка приводится во вращение от индивидуального электродвигателя через самотормозящийся редуктор и вращается синхронно сцепью. При обрыве цепи срабатывает датчик, останавливающий двигатель ловителя, а стало быть, и звездочку.

Действие звездочного ловителя может быть основано на автоматическом срабатывании колодочного тормоза. Принцип работы такого ловителя (рис. II.23, б) заключается в том, что в случае обрыва одной из ветвей тяговой цепи нарушается синхронность движения звездочек и они вместе с рамой ловителя смещаются по направляющим, воздействуя на конечный выключатель. В результате отключается энергосистема приводов конвейера, а электромагнитный тормоз останавливает звездочки.

Основными элементами звездочно-винтового ловителя (рис. II.23, в) являются две связанных винтовой парой звездочки, каждая из которых взаимодействует с одной ветвью цепи. При разрыве тяговой цепи нарушается равенство скоростей движения ее ветвей, угловые скорости элементов винтовой пары

натяжение ее падает, рычаг под действием собственного веса поворачивается, крюк входит в зацепление со сбегающей ветвью и удерживает ее. Для смягчения жесткости системы, а стало быть, и удара при улавливании крюк может быть связан с амортизирующим устройством, например с тормозным демпфирующим гидроцилиндром.

Для улавливания конвейерных цепей и лент могут быть использованы силы трения, развивающиеся при срабатывании ловителей. Достоинством таких способов является снижение динамических нагрузок как на тяговый орган, так и на элементы ловителя.

Эластичный ленточный ловитель (рис. II.23, *д*) по принципу действия во многом подобен ленточному обратному останову (см. рис. II.23, *а*). При движении вверх ходовые ролики свободно отклоняют эластичные языки ловителя, которые заделаны в неподвижные кулаки, и проходят под ними. При обрыве цепи ходовые ролики движутся по направляющим вниз, затягивают языки в зазор между направляющими и неподвижными кулаками, под которыми они проходят. Это и вызывает заклинивание роликов и остановку цепи.

Основным элементом рамочного ловителя (рис. II.23, *е*) является П-образная рамка, закрепленная на ставе конвейера. Оборвавшаяся лента, скатываясь вниз, образует складку, которая захлестывает сверху перекладину рамки, что и приводит к остановке.

Ловитель эксцентрикового типа (рис. II.23, *ж*) снабжен эксцентриком, который при движении тягового органа вверх свободно отклоняется, а при движении вниз под действием сил трения о тяговый орган — поворачивается, прижимая тяговый орган с расположенному под ним ролику (или башмаку), что и вызывает стопорение. Подобным является принцип действия клинового ловителя (рис. II.23, *з*), останавливающего тяговый орган при его обрыве клиновым башмаком.

Ловитель тележечного типа (рис. II.23, *и*) представляет собой тележку на катках, расположенную над лентой и имеющую возможность перемещаться по наклонным направляющим под действием собственного веса. При разрыве тягового органа по сигналу датчика тележка освобождается и, скатываясь вниз по направляющим, заклинивает тяговый орган между выступающими тележки и поддерживающими роликами (или неподвижными башмаками).

Магнитный ловитель (рис. II.23, *к*) может воздействовать только на ферромагнитный тяговый орган (цепь, резинотросовая лента и т. п.). Его основным элементом являются электрические или постоянные магниты, установленные под тяговым органом на расстоянии, обеспечивающем исключение влияния на него магнитного поля магнитов. При обрыве тягового органа он, провисая, попадает в зону действия поля магнитов и притягивается к их полюсам.

На конвейерах с цепным тяговым органом может быть применен коробчатый ловитель (рис. II.23, *л*), состоящий из направляющих, в которых при падении натяжения цепи в случае ее обрыва происходит заклинивание или самой цепи вследствие ее «складывания», или тормозных лап, прикрепленных к несущему полотну.

Рабочий орган кромочного ловителя (рис. II.23, м) представляет собой ограничитель (уголок или канат), который приложен (или натянут) по всей длине конвейера над боковыми краями ленты. При обрыве ленты натяжение ее падает и, двигаясь вниз, она заклинивается между ограничителем и поддерживающими роликами.

§ 6. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОЧИСТКИ ГРУЗОНЕСУЩЕГО ОРГАНА

При транспортировании влажных и липких грузов на рабочей поверхности грузонесущего органа (ленты, пластинчатого полотна) остаются мелкие частицы груза, засоряющие пространство под конвейером, опорные конструкции, ролики, что вызывает необходимость периодически очищать почву и элементы конвейера.

Налипшие на ленту частицы груза вдавливаются в рабочую обкладку при движении ленты по нижним роликоопорам и особенно при огибании второго барабана двухбарабанной приводной станции,

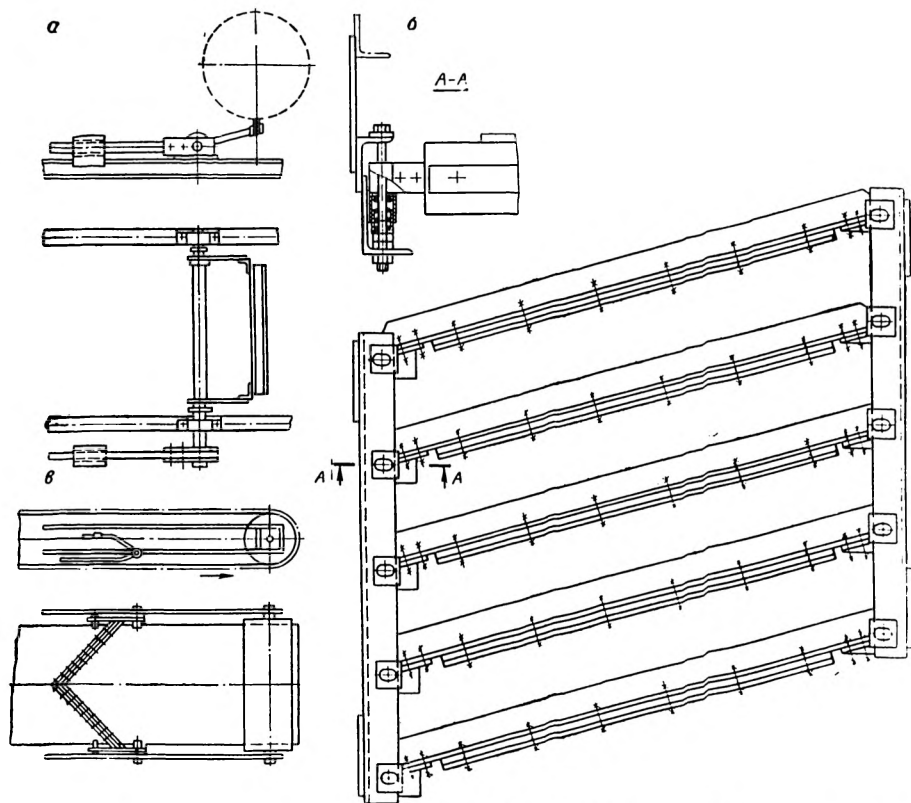


Рис. II.24. Очистители грузонесущего

а — скребковый; б — многоскребковый; в — плужковый сбрасыватель (для внутренней щели); е — двухроторный;

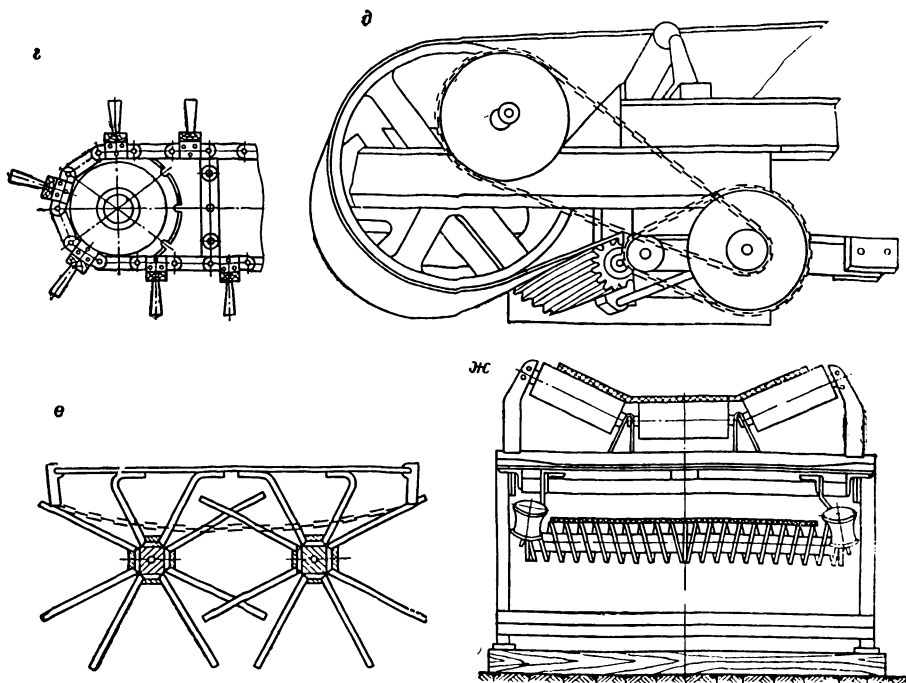
что вызывает повышенный износ обкладок. Эти частицы, кроме того, налипают на поверхность роликов и барабанов, что снижает коэффициент их сцепления с лентой и может вызвать ее перекося.

Загрязнение грузонесущего органа пластинчатых конвейеров может привести к образованию твердых трудно отделимых наслоений породы. Это не только уменьшает полезную площадь поперечного сечения пластин, но и ухудшает условия их взаимодействия при разворотах на криволинейных участках и на звездочках. Поэтому непрерывная и полная очистка грузонесущего органа имеет большое значение.

Очистные устройства можно разделить на основные и вспомогательные. Первые расположены непосредственно после приводного блока (барабана или звездочек), вторые — в различных местах под нижней ветвью.

По принципу действия очистные устройства разделяют на неподвижные и подвижные.

Неподвижные очистители обычно выполняют в виде скребков, футерованных листовой технической резиновой, уменьшающей износ ленты конвейера. Прижатие скребка к ленте можно производить контргрузом (рис. II.24, а), пружинами (рис.



полотна конвейеров:

а — скребковый (с контргрузом); б — скребковый (с пружинами); в — цепной скребковый; г — роликовый щеточный; ж — спиральный роликовый

II.24, б) или под действием собственного веса (рис. II.24, в). Для улучшения очистки ленты может быть применен многоскребковый очиститель, например Краснолучского завода (рис. II.24, б).

Более эффективны в работе подвижные очистители. Для мощных ленточных и ленточно-канатных конвейеров применяют скребковые очистители (рис. II.24, г), имеющие индивидуальный привод. Их исполнительным органом являются прикрепленные к цепям щетки, состоящие из пучков капроновых стержней (диаметром 1—2 мм), которые движутся навстречу ленте с относительной скоростью до 7,5 м/с. Широкое распространение получили вращающиеся щеточные очистители. Щетки (резиновые, роликовые или капроновые) приводятся в движение от индивидуального двигателя либо от приводного вала конвейера (рис. II.24, д) навстречу грузонесущему полотну через передачу, повышающую их окружную скорость до 3,5—7,5 м/с. Улучшить очистку можно, если смачивать щетки, вращая их в сосуде с постоянным уровнем воды, или направлять на место очистки струю воды или сжатого воздуха, что благоприятствует также освобождению самих щеток от налипшего материала.

Гидро- и пневмоочистку без дополнительных механических устройств иногда применяют на конвейерах открытых разработок, но почти не применяют в подземных выработках из-за ухудшения санитарно-гигиенических условий труда. Кроме того, вследствие сильного смачивания поверхности ленты при таком способе очистки ухудшается сцепление ленты с барабаном привода, что вызывает снижение тягового усилия. Гидроочистка мало эффективна при транспортировании вязкого глинистого груза.

Эффективность работы вращающихся (щеточных) очистных устройств снижается при взаимодействии с грузонесущим органом, имеющим выступающие элементы (например, полотно пластинчатого конвейера). В подобных случаях и особенно при сложной форме грузонесущего органа (например, лента крутонаклонного конвейера) может быть применено устройство фирмы «Штюббе» (ФРГ, рис. II.24, е). Устройство состоит из двух роторов, армированных стержнями из синтетического материала. Роторы приводятся во вращение от индивидуального привода навстречу друг другу. При этом стержни прижимаются к поверхности ленты и очищают ее, не препятствуя прохождению цепей или гофр грузонесущего органа [27].

Приспособления для очистки целесообразно располагать таким образом, чтобы имелась возможность направлять частицы груза и грязь, удаленные с ленты в спускную течку. Известны конструкции мощных конвейеров, имеющих вспомогательные конвейеры для направления продуктов очистки на верхнюю ветвь ленты [4].

В качестве средств вспомогательной очистки широко применяют специальные поддерживающие ролики. Так, ролики с рельефной винтовой поверхностью (рис. II.24, ж) производят очистку, соскребывая с ленты налипающие частицы. Во избежание появления боко-

вых усилий, децентрирующих ленту, винтовые поверхности роликов имеют противоположные направления навивки.

Другой способ заключается в применении роликов, имеющих вид дисков, эксцентрично посаженных на ось. При вращении такого ролика возникает вибрация ленты, вызывающая ее очистку. Известны также конструкции роликов, объединяющие эти два принципа очистки [13].

На открытых разработках необходимо принимать меры против намерзания груза на ленту. Для этой цели помимо описанных устройств можно рекомендовать орошение поверхности ленты растворами хлористого кальция или хлористого магния.

Г л а в а III

СКРЕБКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

§ 1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Шахтные скребковые конвейеры служат средством доставки угля или сланца из очистных и подготовительных забоев. В отдельных случаях их применяют в штреках конвейеризированных участков для подачи горной массы на другие средства транспорта.

Комплекс забойных конвейеров используется, например, при разработке пласта:

длинными забоями с транспортированием угля вниз по падению пласта и с выносом разгрузочной секции в штрек (длина секции 1 : 1,5 м) или с применением дополнительного короткого перегружателя, чаще всего скребкового типа ГШ или ленточного типа ПЛ; в штреке при этом оборудуют передвижной погрузочный пункт;

длинными забоями с надштрековыми целиками и транспортированием угля вниз вдоль лавы и далее — по просеку и печи (при этом погрузочный пункт в штреке — полустационарный);

спаренными длинными лавами, из которых уголь поступает на сборный штрек; конвейер верхней лавы транспортирует уголь вниз, а нижней — вверх.

В лавах наклонных пластов для транспортирования угля вниз применяют тормозные конвейеры.

Короткие скребковые конвейеры находят применение в различных машинах: погрузочных машинах, бункерных поездах, перегружателях, штрековых грузчиках и др.

Разнообразные условия эксплуатации обусловили создание различных конвейеров со специфической конструкцией и большим числом типоразмеров.

З а б о й н ы е с к р е б к о в ы е к о н в е й е р ы изготавливают переносными с разборкой на составные элементы перед установкой на новой дороге (рис. III.1, а) и передвижными (рис. III.1, б),

перемещаемыми без разборки по всей длине одновременно (цельно-передвижные) либо по частям (изгибающиеся) [16].

Переносные одноцепные и двухцепные конвейеры получили широкое распространение. Однако они не могут быть применены в

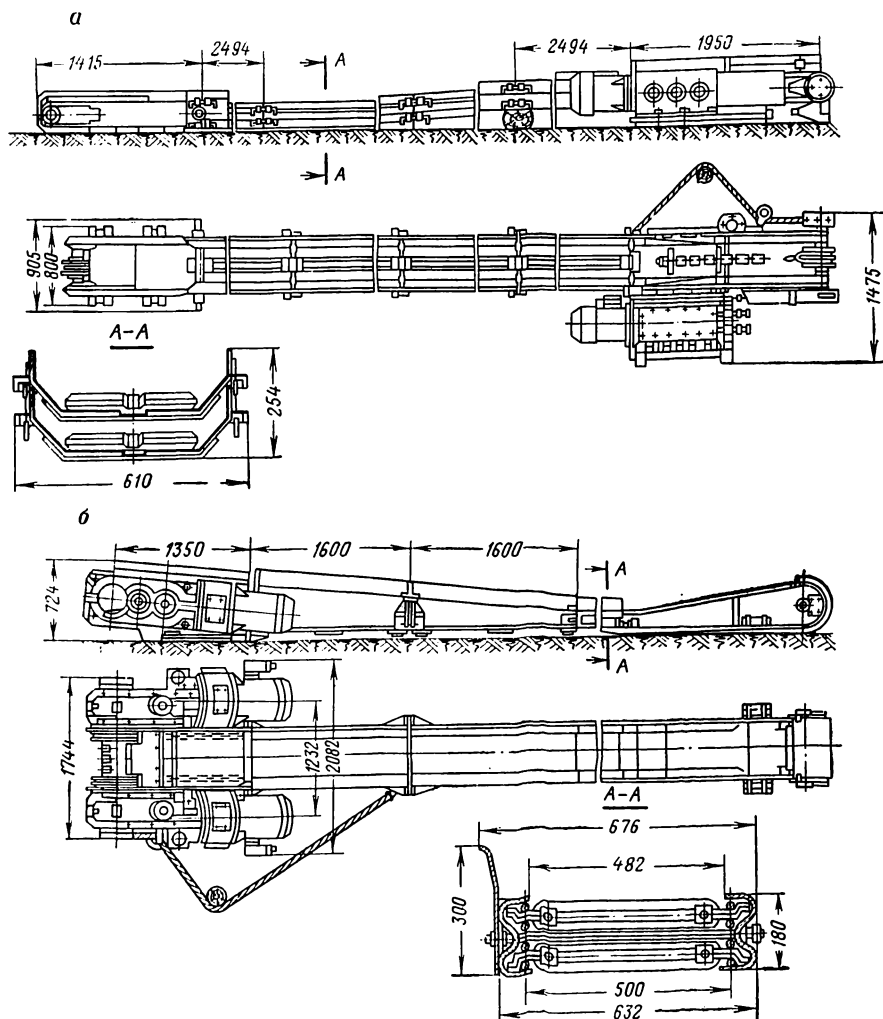


Рис. III.1. Забойные скребковые конвейеры:

а — одноцепной переносной; б — двухцепной передвижной

выемочных комплексах механизированных лав и потому в дальнейшем будут иметь ограниченное применение. Основным направлением развития добычи угля является широкое применение узкозахватной выемки комбайнами и стругами с использованием в лавах механизированных крепей и передвижных конвейеров.

Передвижные (двухцепные и трехцепные) конвейеры служат базовым элементом выемочного комплекса, связывающим между собой все забойное оборудование. Применяют их в длинных очистных забоях пологих и наклонных пластов с углами падения $0-35^\circ$ и мощностью $0,55-3,5$ м. Эти конвейеры имеют простую конструкцию и малые габариты при высокой прочности, что и позволяет использовать их для кинематической связи секций крепи, а также в качестве дороги для комбайна и направляющей для струга. Передвижные конвейеры не требуют сложного ухода и ремонта, имеют высокую производительность и достаточную длину, допускают искривления трассы как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости.

Несмотря на несовершенство принципа действия (перемещение груза волочением) эти положительные качества делают передвижные конвейеры на современном этапе развития механизированной выемки угля и сланца единственным доставочным средством из очистного забоя.

Скребковый конвейер для печей и просек (рис. III.2, а) имеет изгиб в плане под углом 90° . При разработке пластов с оставлением надштрековых целиков он одновременно обслуживает печь и просек. Конвейер получил ограниченное применение.

В просеке иногда используют телескопическую систему (рис. III.2, б), состоящую из основного просекового конвейера 3 и колесного скребкового перегружателя 2, перекрывающего просековый конвейер своей приподнятой выносной частью. С забойного конвейера 1 уголь поступает на колесный перегружатель.

Основными узлами скребкового конвейера являются цепной тяговый орган со скребками, рештачный став, приводные и натяжные станции. Кроме этих узлов многие конвейеры (главным образом, передвижные) имеют различные вспомогательные приспособления и устройства:

погрузочные лемехи, закрепляемые на каждой секции рештачного става и обеспечивающие погрузку угля, оставшегося на почве пласта после прохода выемочной машины;

желоб для укладки с помощью кабелеукладчика траковой цепи с кабелем комбайна и рукавом для орошения забоя (желоб устанавливают на рештачном ставе с завальной стороны);

светильники, снабженные, как правило, люминесцентными лампами;

очистители, предохраняющие холостую ветвь тягового органа от засорения;

средства передвижения конвейера на новую дорогу (гидравлические домкраты ГП-ГУМ; индивидуальные домкраты ДГ-2, ДГ-3, ДГГ; пневматические домкраты и др.);

вспомогательные разгрузочные конвейеры или приспособления;

домкраты для подъема рештаков;

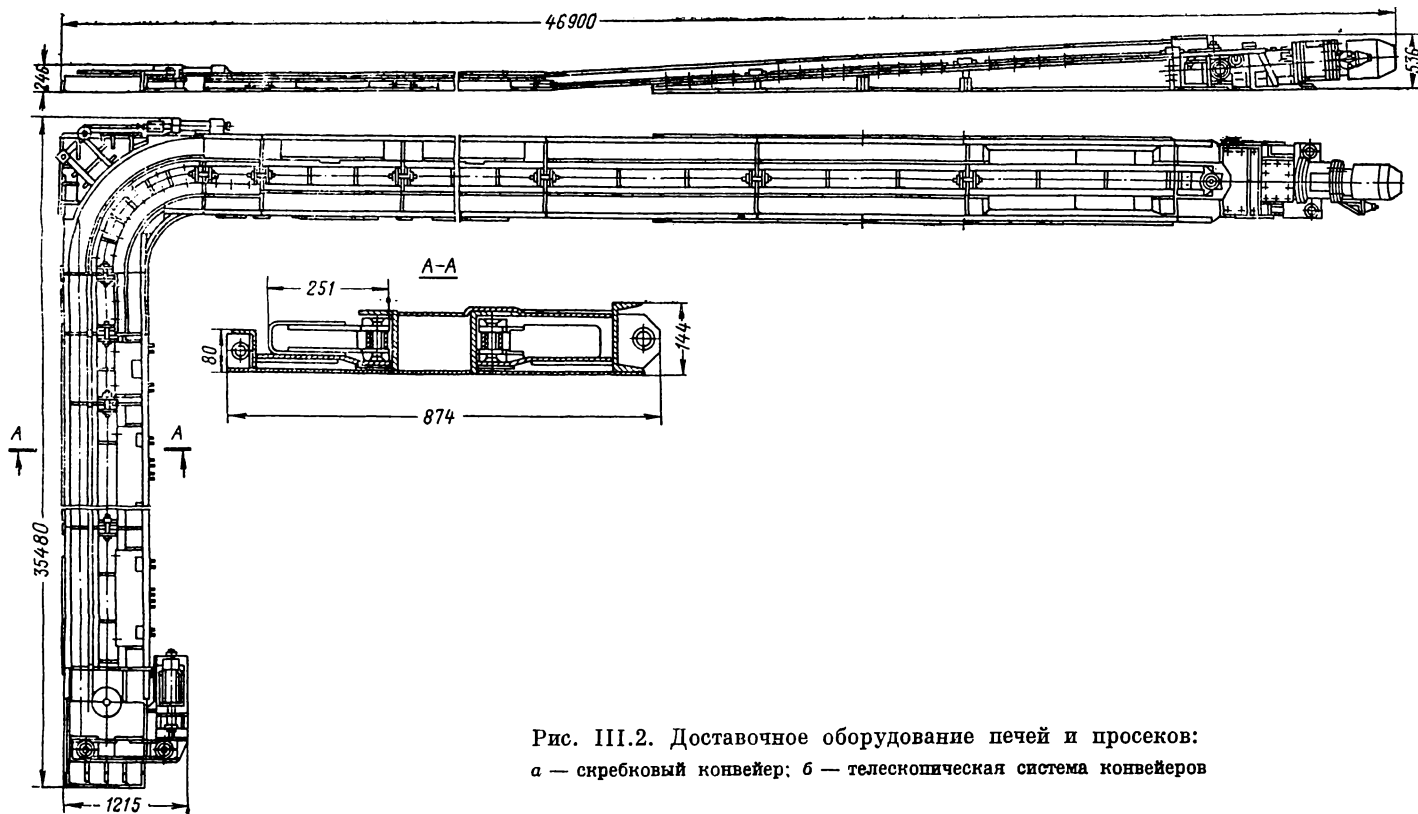


Рис. III.2. Доставочное оборудование печей и просеков:
а — скребковый конвейер; б — телескопическая система конвейеров

устройства УПК для подтягивания и удержания наклонного конвейера от сползания;

приспособления, облегчающие соединение, разъединение и натяжение тяговых цепей.

Для скребковых конвейеров применяют разнообразные средства управления и контроля. Одна из типовых схем управления линией конвейеров, снабженных электромеханическим приводом, приведена на рис. III.3 [22].

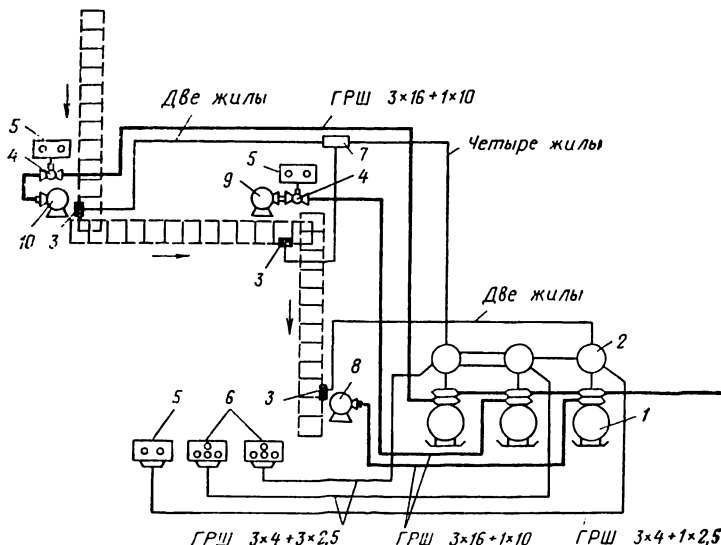


Рис. III.3. Схема дистанционного управления скребковыми конвейерами:

1 — магнитный пускатель ПМВ-1365; 2 — аппарат управления РУК-2м; 3 — индукционный датчик; 4 — распределительная коробка; 5 — кнопочный пост управления КУВ-2; 6 — кнопочный пост управления КУВ-3; 7 — соединительная коробка; 8, 9, 10 — электродвигатели конвейеров

Схема предусматривает: управление конвейерной линией с погрузочного пункта лавы; пуск последующих конвейеров только после пуска предыдущих конвейеров, начиная с первого; возможность остановки и включения в работу любого конвейера линии с кнопочного поста, установленного у двигателя конвейера; контроль за состоянием тяговых цепей с помощью индукционных датчиков, имеющих магнитную связь между скребковой цепью и реле скорости. Сигнализацию вдоль конвейерной линии в некоторых случаях осуществляют при помощи голых проводов и искробезопасного реле ИКС-2. Применяют также схемы управления конвейерной линией с автоматически действующей предупредительной сигнализацией (например, аппаратура АЗСК-1).

В зависимости от конкретных условий эксплуатации сборку некоторых забойных конвейеров (например, СПМ-81 и др.)

осуществляют по одной из семи типовых схем: 1 и 2 — головная станция имеет соответственно один или два двигателя; 3 и 4 — головная станция имеет два двигателя, а хвостовая — один или два; 5, 6 и 7 — головная станция имеет три двигателя, а хвостовая не имеет двигателя, имеет один или два двигателя.

В нашей стране и за рубежом создают передвижные конвейеры с односторонне расположенными приводами повышенной мощности. Разрабатывают также конструкции приводов с уменьшенным габаритом по высоте, позволяющим выемочной машине передвигаться до конца лавы.

§ 2. ПРИВОДНЫЕ СТАНЦИИ

Виды и компоновка приводных станций

В скребковых конвейерах находят применение различные виды приводов:

электромеханический, состоящий из электродвигателя, муфты (гидравлических, электромагнитных и др.) и редуктора;

пневматический, состоящий из пневмодвигателя и редуктора;

гидравлический трех модификаций (привод первой модификации состоит из низкомоментного гидромотора и редуктора, второй — из высокомоментного гидромотора и редуктора, третьей — только из высокомоментного гидромотора).

Наибольшее применение в конвейерах получил электромеханический привод. Пневматический используют там, где недопустима установка электромеханического привода по условиям взрывобезопасности среды.

Гидравлический привод пока не является более эффективным в техническом и экономическом отношении, чем электромеханический. Однако такие его важные положительные качества, как возможность плавного пуска конвейера, а также бесступенчатого автоматического регулирования скорости и крутящего момента в широком диапазоне, сравнительно малые габариты приводных станций, снижение динамических нагрузок и шума при работе, делают гидропривод перспективным.

Электромеханические приводные станции в зависимости от условий эксплуатации конвейера могут иметь различные конструктивные компоновки.

В одноцепных конвейерах с горизонтально замкнутой цепью механизм привода (рис. III.4, а) размещают на плоской стальной плите 4, к которой примыкают желоба 5 для рабочей и холостой ветвей цепи, снабженной консольными скребками. Механизм привода состоит из редуктора 1 (чаще всего двухступенчатого цилиндрико-конического), турбомуфты и электродвигателя 3. Электродвигатель и редуктор, как правило, прифланцовываются к проставке 2 турбомуфты. Иногда электродвигатель крепят лапами к стальной плите. Располагают привод в поперечном или продольном направлении [25].

Валы редуктора привода занимают положение, перпендикулярное плоскости выработки, где работает конвейер. Ведущая звездочка

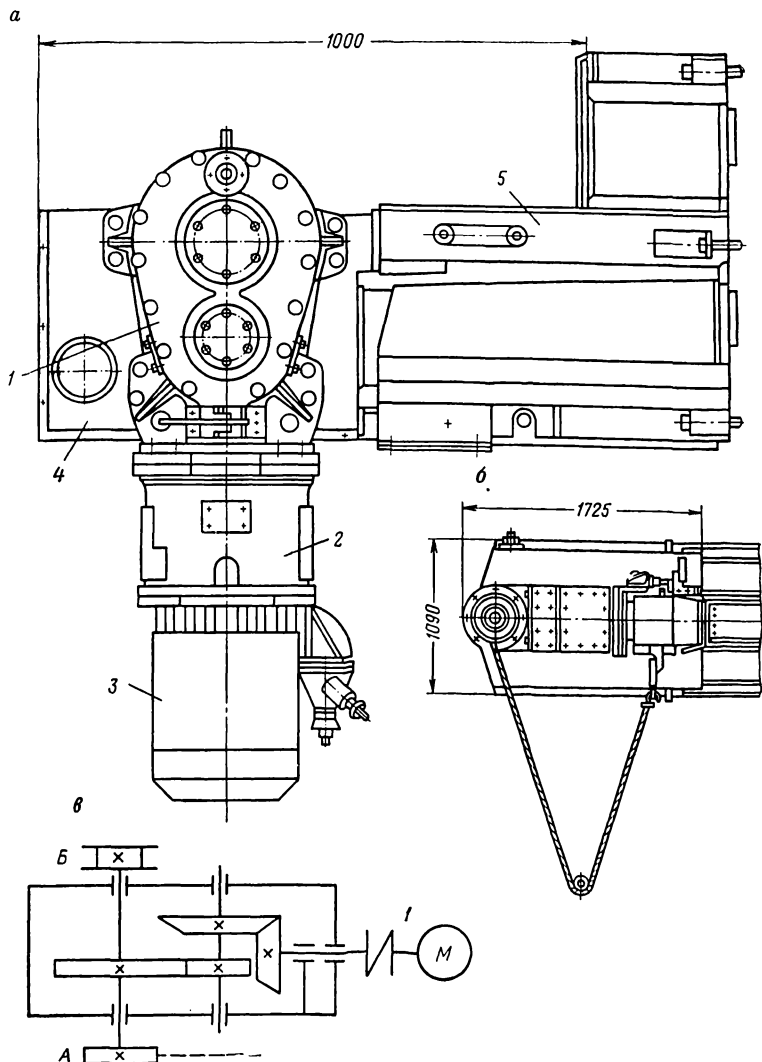


Рис. III.4. Компонка приводных станций скребковых конвейеров с горизонтально-замкнутой цепью:

а — поперечное расположение электродвигателя; **б** — продольное расположение двигателя; **в** — кинематическая схема привода

А расположена внизу, а барабан **Б**, с помощью каната перемещающий привод на новое место, — вверх.

В конвейерах с вертикально замкнутой цепью (цепями) применяют следующие компоновки:

1. Редуктор размещен сбоку конвейера, а двигатель занимает поперечное положение (рис. III.5, а). Такая компоновка по удобству и простоте обслуживания удовлетворяет требованиям эксплуатации, однако значительные размеры приводных станций по ширине ограничивают область ее применения в подземных конвейерах.

2. Редуктор установлен сбоку конвейера, а электродвигатель занимает продольное положение. Такие приводы компактны и удобны для осмотров и ремонта. Они имеют три модификации.

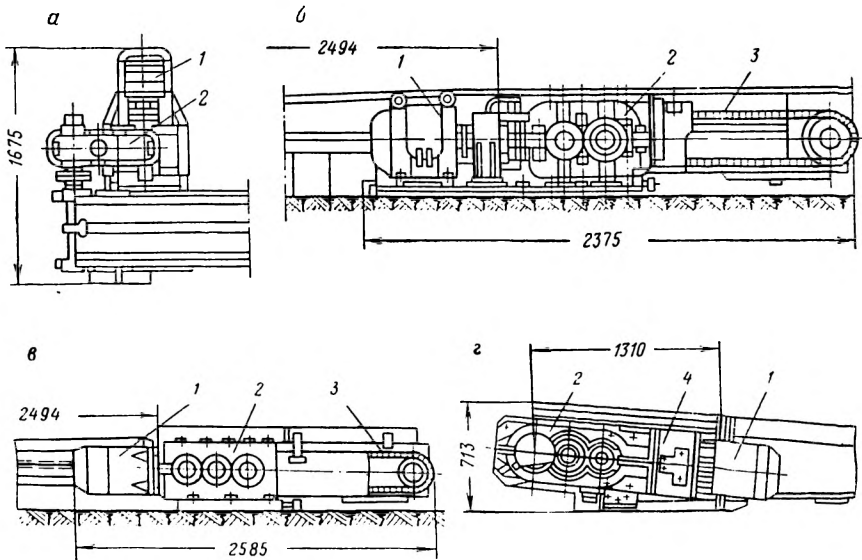


Рис. III.5. Компоновка приводных станций скребковых конвейеров с вертикально-замкнутыми цепями:

1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — цепная передача; 4 — проставка с турбомуфтой

Первая модификация (рис. III.5, б). Редуктор и электродвигатель крепятся к раме лапами. Приводной вал конвейера связан с редуктором цепной передачей. Недостаток привода, делающий его неперспективным для применения в забойных конвейерах, — малый срок службы приводных цепей из-за тяжелых условий эксплуатации и наличие специального натяжного устройства цепной передачи, усложняющего конструкцию привода.

Вторая модификация. Отличается от предыдущей тем, что редуктор крепится к раме лапами, а электродвигатель прифланцовывается к его корпусу или непосредственно (при отсутствии турбомуфты; рис. III.5, а), или через проставку турбомуфты. Недостатки привода те же, что и предыдущей модификации.

Третья модификация (рис. III.5, в). Редуктор прифланцовывается к боковине рамы, а его выходной вал соединяют непосредственно с приводным валом конвейера. Электродвигатель

через проставку турбомуфты крепится к корпусу редуктора. Для центрирования редуктора по оси выходного вала корпус редуктора имеет цилиндрический выступ, который по посадке входит в отверстие боковины рамы.

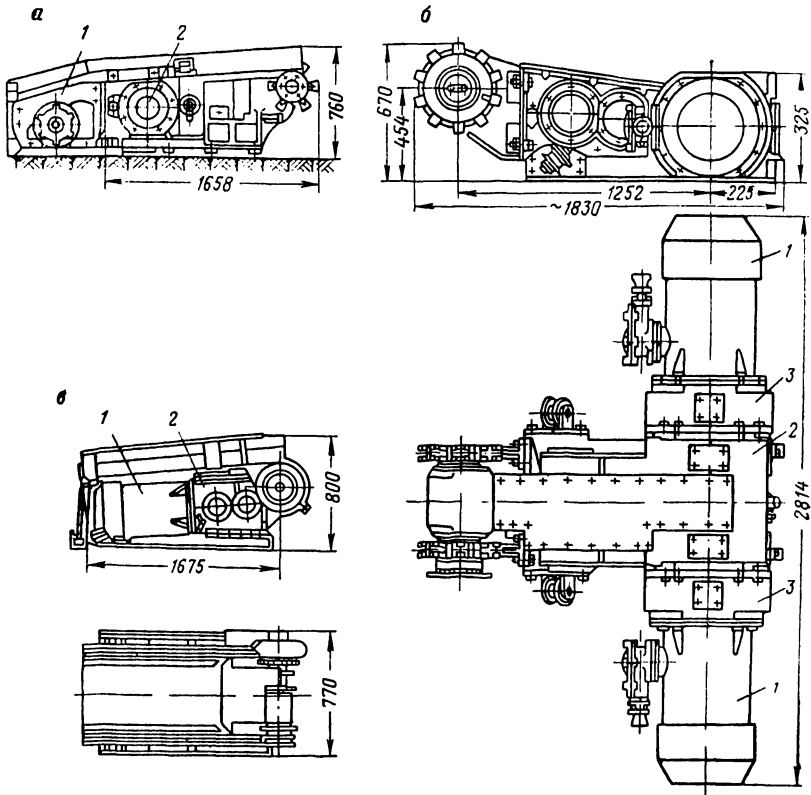


Рис. III.6. Компоновка приводных станций двухцепных конвейеров:

1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — проставка с турбомуфтой

Компактность, малые габариты, симметричность конструкции верхней и нижней половин разъемного корпуса редуктора, допускающая простую перестановку привода с одной стороны конвейера на другую, — важные положительные качества данной компоновки привода, обеспечившие ее широкое применение в отечественных и зарубежных конструкциях забойных конвейеров. Недостатком является невозможность замены турбомуфты без демонтажа всего приводного механизма.

3. Редуктор и поперечный электродвигатель имеют центральное расположение относительно оси конвейера (рис. III.6, а) [13]. Достоинства привода: малые габариты по ширине и длине; недостатки:

трудность охлаждения электродвигателя, сложность осмотров и ремонта, значительный габарит по высоте, в связи с чем привод применяют в забоях пластов мощностью не менее 1 м.

4. Редуктор имеет центральное расположение, а электродвигатель — поперечное боковое (рис. III.6, б). Достоинства привода: малая площадь незакрепленного пространства забоя, свободный доступ к турбомуфтам и электродвигателям. Недостатками являются большие высота и масса, интенсивное истирание корпуса редуктора холостой ветвью скребковой цепи при установке привода в хвостовой части конвейера, затрудненность входа в лаву и выхода из нее из-за поперечного расположения двигателей.

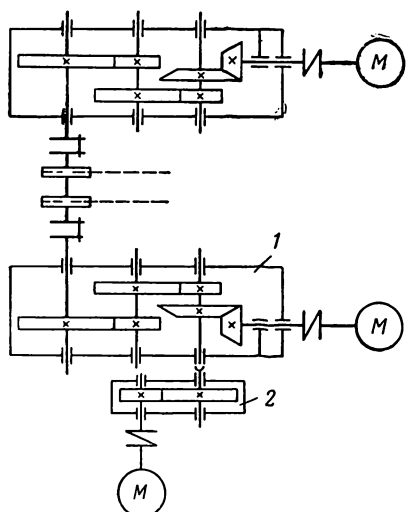


Рис. III.7. Схема трехдвигательной приводной станции конвейера

Возможность установки на одной приводной станции нескольких двигателей позволяет более эффективно использовать конвейер в производственных условиях с учетом ограничения габарита по высоте. Однако такая компоновка усложняет конструкцию приводной станции и увеличивает ее габариты в плане.

С целью быстрого изменения длины забойного конвейера на величину до 1 м в случае его сползания или при изменении длины лавы, а также для простого его сопряжения со штрековыми транспортными средствами конвейер СП-63 оборудуют выдвижной разгрузочной головкой. Механизм выдвижения снабжен гидроцилиндром, имеющим усилие прямого хода 3850 кгс и обратного хода 2600 кгс. Давление жидкости в гидроцилиндре (100 кгс/см^2) создается насосом НШ-10 производительностью 5 л/м. Насос работает от двигателя электроверла СЭР-19Д.

Из всех рассмотренных компоновок приводов подземным условиям эксплуатации в наибольшей мере удовлетворяют приводы, редукторы которых прифланцованы к боковинам рамы (см. рис. III.5, г).

5. Редуктор и продольный электродвигатель имеют центральное расположение (рис. III.6, в). Достоинства привода: возможность работы в правом и левом забоях без перемонтажа, малая ширина приводной станции; недостатки: большие размеры по высоте и длине, трудность осмотров и ремонта.

Приводные станции забойных передвижных конвейеров снабжают одним, двумя или тремя (рис. III.7) электродвигателями. В последнем варианте применен двухдвигательный редуктор 1, к корпусу которого прифланцована приставка 2 с турбомуфтой и электродвигателем.

Однако такие приводы в обычном исполнении требуют применения переходных секций рештчатого става, не допускающих передвижение комбайнов до конца лавы. Так, например, в конвейере СП-63 (обычного исполнения) между приводом и линейными секциями устанавливают две переходные секции (рис. III.8, а). Комбайн, работающий с рамы конвейера, не может подойти вплотную к приводу, в связи с чем требуется удлинение нижней ниши на 1,5—2 м. При наличии такого привода в хвостовой части конвейера длина верхней ниши достигает 10—12 м.

По схеме, приведенной на рис. III.5, з, для конвейеров СП-64 и СПМ-87Б комплекса КМ-87 созданы специальные укороченные

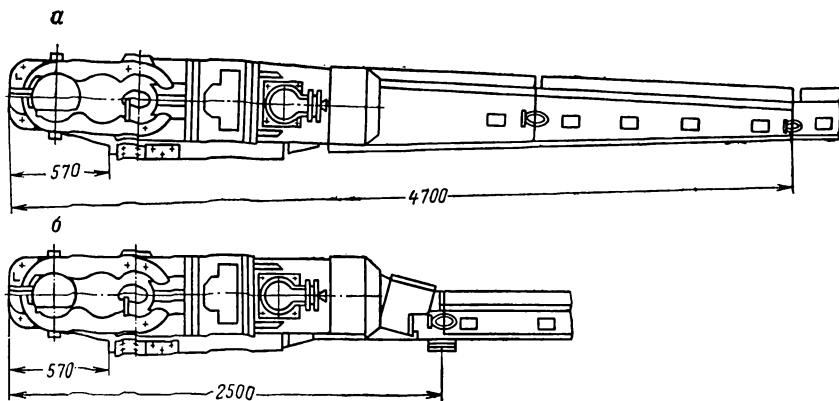


Рис. III.8. Сопряжения приводных станций конвейеров с рештчатным ставом

приводы, не требующие переходных секций. Линейная секция непосредственно присоединена к приводной, чем обеспечивается возможность передвижения комбайна до рамы привода (рис. III.8, б). Днище рабочего желоба на приводной станции имеет более крутой подъем (10—14°). Термообработанные утюги, установленные с помощью болтов на раме привода, удерживают цепи у днища рабочего желоба в месте их перегиба.

Для увеличения мощности конвейеров взамен сдвоенных приводов, не позволяющих комбайну осуществлять выемку угля в конце лавы, в нашей стране и за рубежом создают более мощные односторонние приводы. На конвейере возможна установка двух таких приводов — по одному на каждом его конце. Установка приводов только с завальной стороны лавы дает возможность применять нишеварезную машину.

Для передвижных конвейеров создают «плоские» приводы, позволяющие самозарубающемуся комбайну без ниш производить выемку угля по всей длине лавы. Односторонний однодвигательный «плоский» привод применен на отечественном конвейере СП-63П. Привод не имеет подъема рабочего желоба по отношению к линейным

секциям. Его двигатель мощностью 110 кВт расположен перпендикулярно стволу конвейера. Устанавливают привод в штреке, пройденном с нижней подрывкой, и крепят к элементам крепи сопряжения. Привод требует значительной глубины подрывки, составляющей при угле падения пласта 0° около 400 мм. С ростом угла падения растет и требуемая глубина подрывки. Для ее уменьшения приводной механизм может быть расположен впереди конвейера за блоком приводных звездочек.

Для обеспечения безнишевой выемки угля в Англии созданы конвейеры, имеющие плавный переход от линейных секций к раме привода и позволяющие комбайну выходить на приводную головку, установленную в штреке.

Советом Экономической Взаимопомощи стран социалистического содружества разработаны рекомендации по применению в шахтных двух- и трехцепных передвижных конвейерах односторонних приводов с электродвигателями мощностью 22, 37, 45, 55, 75, 110, 160 и 220 кВт.

Гидропривод

Из систем гидравлических приводов в наибольшей мере удовлетворяет требованиям условий эксплуатации подземных конвейеров объемный гидропривод с высокомоментным гидромотором без промежуточного редуктора. Такой привод имеет малые габариты и обеспечивает плавное регулирование в широких пределах скорости движения скребковой цепи [17]. В приводах применяют гидросистемы с замкнутой или открытой циркулирующей масла.

В системе с *замкнутой циркулирующей* маслом от насоса (обычно переменной производительности) поступает в гидромотор, а из него — обратно на всас насоса. Потери масла компенсируются вспомогательным подпиточным насосом малой производительности. Эта система в большей мере приемлема для подземных условий работы.

Открытая система применяется при насосах постоянной производительности. Всасывание, напор и слив рабочей жидкости производятся по соответствующим трубопроводам. Поток жидкости очищается фильтром, установленным на всасе насоса. Для реверсирования конвейера применяют реверсивный клапан. Емкость бака принимают при естественном охлаждении рабочей жидкости в 3—5 раз больше минутной пропускной способности системы. При большой производительности гидросистемы требуется принудительное охлаждение жидкости водой или воздухом (максимально допустимая температура жидкости 70°C).

Из существующих конструкций гидромоторов для скребковых конвейеров наибольшее применение получили высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы (одно-, двух- и трехрядные, типа ВГД).

Насосы переменной производительности, обеспечивая возможность изменения скорости движения скребковой цепи, являются

эффективными в эксплуатации, однако они менее надежны, чем насосы постоянной производительности.

На рис. III.9 приведена схема гидравлического привода скребкового конвейера, имеющего механизм следящего управления аксиально-поршневым насосом 1 высокого давления (типа НАД).

Командным элементом механизма управления является следящий золотник 10. Его втулка соединена с поршнем гидроцилиндра 9, который служит для поворачивания наклонного диска насоса в процессе регулирования его производительности. Если при установке золотника 10 в положение нулевой подачи не обеспечивается остановка гидромоторов 2 и 3, то всасывающая и нагнетательная полости насоса 1 объединяются нуль-установителем 8.

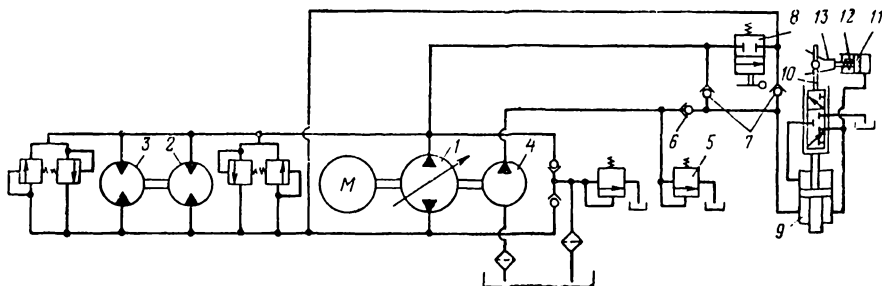


Рис. III.9. Гидравлическая схема привода двухдвигательного скребкового конвейера

Управление осуществляется с помощью низконапорного насоса 4, на нагнетательной линии которого установлены предохранительный клапан 5 и обратный клапан 6. С помощью клапанов 7 управляющий гидроцилиндр также питается давлением от линии насоса 1. Гидроцилиндр 11, пружина 12 и копир 13, воздействующий на следящий золотник 10, в совокупности образуют регулятор мощности.

По этой схеме ИГД им. А. А. Скочинского и харьковским заводом «Свет шахтера» разработан привод мощностью 100 кВт.

Для замены сдвоенного электромеханического привода конвейера комплекса КМ-100 Гипроуглемашем разработан гидравлический привод СПГ с гидромотором МР-6,3 мощностью 62 кВт, насосная станция которого монтируется на салазках и вместе с электрооборудованием перемещается по штреку лебедкой.

Разработана конструкция гидравлического привода и для конвейера СПМ-87Д комплекса КМ-87Д. В приводе применены два гидромотора ВГД-630М, связанных с приводным валом с помощью одноступенчатого редуктора. Во втором варианте привода применены два гидромотора МР-6,3, соединенных с приводным валом муфтами.

Институтом «Гипроуглемаш» разработан гидропривод, встроенный в приводной вал скребкового конвейера [17]. Этот гидропривод

имеет сложную конструкцию и требует высоких давлений в связи с малыми размерами ведущего блока. В настоящее время он не получил промышленного применения.

Гидравлические приводы применяются в некоторых зарубежных конструкциях скребковых конвейеров.

Расчет режима работы и мощности привода конвейера

Необходимая мощность электропривода зависит от режима работы конвейера. Изменение длины загруженной части конвейера, обусловленное перемещением выемочной машины, вызывает изменение погонной нагрузки и производительности [15]. Кроме того, на практике часто имеет место непостоянство условий выемки, приводящее к значительным колебаниям производительности выемочной машины.

Прогрессивное направление на увеличение энерговооруженности выемочных машин, а также на применение дистанционного и автоматизированного управления оборудованием комплекса позволит значительно увеличить скорость рабочего хода машин и стабилизировать их производительность.

Современные узкозахватные комбайны и струговые агрегаты, как правило, работают по челноковой схеме. При значительной скорости перемещения выемочной машины по сравнению со скоростью тягового органа конвейера происходит многослойная погрузка угля на конвейер.

Однослойная погонная нагрузка конвейера при прямом ходе выемочной машины, когда направления выемки и транспортирования не совпадают,

$$q_1 = \frac{q_L L}{L + \frac{L}{v_M} v_K} = \frac{q_L}{1 + p}, \quad (\text{III.1})$$

где q_L — вес угля, снимаемого с 1 м длины лавы, т;

L — длина лавы, м;

v_K и v_M — скорость соответственно скребковой цепи и машины; м/с;

p — отношение скоростей v_K и v_M .

Однослойная погонная нагрузка машины и скребковой цепи в одну сторону

$$q_2 = \frac{q_L L}{\frac{L}{v_M} (\pm v_K \pm v_M)} = \frac{q_L}{\pm p \mp 1}, \quad (\text{III.2})$$

Верхние знаки «плюс» и «минус» знаменателя в (III.2) соответствуют случаю, когда $v_K > v_M$, а нижние — случаю, когда $v_K < v_M$, т. е. $p < 1$.

Если разность скоростей v_K и v_M мала, то q_2 ограничивается величиной q_{\max} , обусловленной несущей способностью скребкового тягового органа, в связи с чем величина p должна быть:

при $v_k > v_m$

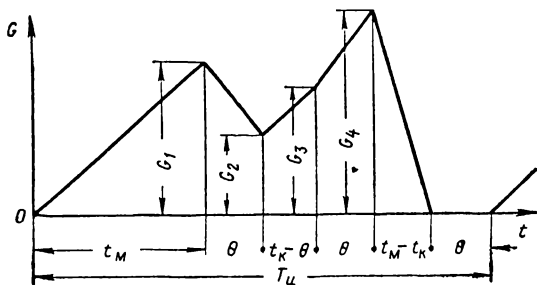
$$p \geq \frac{q_n}{q_{\max}} + 1; \quad (\text{III.3})$$

при $v_k < v_m$

$$p \geq 1 - \frac{q_n}{q_{\max}}. \quad (\text{III.4})$$

Во время выполнения в лаве концевых операций выемочная машина простаивает. Время простоев на верхнем и нижнем концах лавы составляет соответственно $\theta_{\text{в}}$ и $\theta_{\text{н}}$. Эти периоды составляют

Рис. III.10. Диаграмма загрузки забойного конвейера при работе выемочной машины по челноковой схеме и $\theta_{\text{в}} = \theta_{\text{н}} = \theta$



определенную часть времени рабочего хода машины t_m и могут быть выражены с помощью безразмерных коэффициентов $r_{\text{в}}$ и $r_{\text{н}}$:

$$\theta_{\text{в(н)}} = r_{\text{в(н)}} t_m = r_{\text{в(н)}} \frac{L}{v_m}. \quad (\text{III.5})$$

При работе машины по челноковой схеме, исходя из условия

$$(v_m - v_k) t_m = v_k \theta_{\text{в}} = v_k r_{\text{в}} t_m,$$

определяется минимальная величина $p_{1\text{min}}$, при превышении которой на конвейере будет только однослойная погонная нагрузка:

$$p_{1\text{min}} = \frac{1}{1 + r_{\text{в}}}. \quad (\text{III.6})$$

Практически реализуемая величина p_1 должна отвечать требованиям несущей способности скребкового тягового органа.

При $v_k > v_m$ коэффициент использования конвейера по времени при погонной нагрузке q_1 и q_2 составляет:

$$\tau_{q_1} = \frac{t_m + t_k}{T_{\text{ц}}} = \frac{1 + p}{p(2 + r_{\text{в}} + r_{\text{н}})}; \quad (\text{III.7})$$

$$\tau_{q_2} = \frac{t_m - t_k}{T_{\text{ц}}} = \frac{p - 1}{p(2 + r_{\text{в}} + r_{\text{н}})}, \quad (\text{III.8})$$

где t_k — время перемещения тягового органа на длину L ;

$T_{\text{ц}}$ — продолжительность цикла работы выемочной машины.

На рис. III.10 приведена диаграмма загрузки забойного конвейера при работе машины по челноковой схеме, когда $v_k > v_m$

и $\theta_B < t_K$. Масса угля на конвейере в отдельные моменты времени составляет:

$$G_1 = q_1 L = \frac{q_L L}{1+p}; \quad (\text{III.9})$$

$$G_2 = G_1 - q_1 v_K \Theta_B = q_L L \frac{1-r_B p}{1+p}; \quad (\text{III.10})$$

$$G_3 = q_3 (v_K - v_M) (t_K - \theta_B) = q_L L \frac{1-r_B p}{p}; \quad (\text{III.11})$$

$$G_4 = G_3 + q_2 (v_K - v_M) \Theta_B = q_L L \frac{1}{p}. \quad (\text{III.12})$$

В течение отрезка времени $t_M - t_K$ (см. рис. III.10) уголь полностью сходит с конвейера. С увеличением пауз θ_B и θ_H возрастает неравномерность загрузки конвейера. Если $\theta_B > t_K$, то к началу обратного хода машины уголь полностью сходит с конвейера, т. е. в этом случае $G_2 = 0$. При этом $r_B \geq 1/p$ и в течение времени $\theta_B - t_K$ конвейер работает вхолостую.

Если $v_M > v_K$, конвейер может иметь многослойную загрузку (двухслойного, трехслойного и т. д.). Для каждого числа слоев загрузки конвейера существуют свои границы отношения скоростей v_K и v_M :

для двухслойной нагрузки

$$\frac{1}{1+r_B+r_H} \leq p_2 < \frac{1}{1+r_B}, \quad (\text{III.13})$$

для трехслойной нагрузки

$$\frac{1}{3+2r_B+r_H} \leq p_3 < \frac{1}{1+r_B+r_H} \quad (\text{III.14})$$

При

$$p_3 = \frac{1}{3+2r_B+r_H} \quad (\text{III.14a})$$

конвейер непрерывно выдает уголь из лавы с постоянной производительностью, обусловленной суммарной погонной нагрузкой (за исключением первого прямого хода машины)

$$2q_1 + q_2 = q_L \frac{3-p_3}{1-p_3^2} \quad (\text{III.15})$$

При работе выемочной машины снизу вверх по *односторонней схеме* и совмещении холостого хода машины с транспортированием угля можно из условия

$$\frac{L}{v_K} = s \frac{L}{v_{M.X}} + (s-1) \frac{L}{v_M} + s(\Theta_B + \Theta_H)$$

(где $v_{\text{мх}}$ — скорость холостого хода машины, м/с) определить предельное отношение $p_s = v_k/v_m$, при котором на конвейере может быть s слоев погонной нагрузки:

$$p_s = \frac{n}{s[1+n(1+r_b+r_n)]-n}, \quad (\text{III.16})$$

где n — отношение $v_{\text{мх}}/v_m$; $n \geq 1$.

Конвейер имеет только однослойную погонную нагрузку, если

$$p_1 \geq \frac{n}{1+n(r_b+r_n)}. \quad (\text{III.17})$$

Коэффициент использования конвейера по времени

$$\tau_{q_1} = \frac{t_m+t_k}{T_4} = \frac{n(1+p_1)}{p_1[1+n(1+r_b+r_n)]}. \quad (\text{III.18})$$

Если $\tau_{q_1} = 1$, то из лавы выдается уголь непрерывно с постоянной производительностью. В этом случае

$$p_1 = \frac{n}{1+n(r_b+r_n)}.$$

Приняв $r_b = r_n = 0,25$ и $n = 1,6$, получим $p_1 = 0,89$, т. е. непрерывная выдача угля из лавы будет осуществлена при $v_k = 0,89 v_m$.

При тех же значениях r_b и r_n и $n = 2$ $p_1 = 1$. При использовании, например, стругового агрегата А-2, имеющего $v_m = 0,7$ м/с, увеличение скорости холостого хода до 1,4 м/с обеспечит непрерывную выдачу угля из лавы. Диаграмма нагрузки конвейера при этом имеет треугольное очертание.

Мощность электродвигателей забойных конвейеров в случае треугольной диаграммы нагрузки (когда паузы в работе выемочной машины, связанные с выполнением концевых операций, отсутствуют) линейно возрастает от N_{min} , т. е. мощности холостого хода, до N_{max} и затем снова убывает до N_{min} (рис. III.11).

Для определения номинальной мощности электродвигателей конвейеров комбайновой или струговой лавы с достаточной для практики точностью используют метод среднеквадратической мощности. Возможные паузы в работе конвейера обычно в расчет не принимают.

Среднеквадратичная мощность (см. рис. III.11):

$$N_{\text{эвк}} \approx \sqrt{\frac{\int_0^{t_1} N_t^2 dt + \int_{t_1}^{t_1+t_2} N_t^2 dt}{2t_m}} = \sqrt{\frac{N_{\text{max}}^2 + N_{\text{min}}^2 + N_{\text{max}}N_{\text{min}}}{3}}, \quad \text{кВт.} \quad (\text{III.19})$$

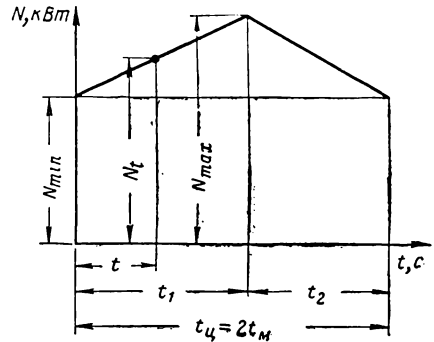


Рис. III.11. Нагрузочная диаграмма электропривода забойного конвейера

По мощности $N_{\text{экр}}$ выбирают электродвигатели, которые затем проверяют на максимальный и пусковой моменты, а также на нагрев для заданных условий эксплуатации.

Для скребковых конвейеров, работающих в лавах со взрывоопасной, номинальную мощность электродвигателей устанавливают из условия его работы с расчетной производительностью и загрузки углем по всей длине. Возможные кратковременные пиковые нагрузки могут быть преодолены благодаря перегрузочной способности электродвигателей.

Расчет на прочность деталей привода, натяжного устройства и тяговой цепи со скребками ведут по величине усилия, соответствующего мощности выбранного двигателя конвейера.

§ 3. РЕШТАЧНЫЕ СТАВЫ

Конструктивное исполнение

В зависимости от назначения и области применения скребкового конвейера его рештачный став имеет различное конструктивное исполнение. Он состоит из рештаков, снабженных специальными приспособлениями, и скребкового тягового органа.

Длина линейных секций рештачного става в отечественных забойных конвейерах составляет 1100—1895 мм, а в отдельных случаях — до 2500 мм. Наибольшее распространение получили конвейеры с длиной секций 1350 мм.

Секции имеют значительную массу, составляющую в обычных конвейерах 126—237 кг, а в конвейерах механизированных комплексов — и более. Например, секция конвейера СПМ-87Д имеет массу 487 кг, а конвейера Т-12К — 564 кг.

Кроме линейных секций нормальной длины конвейеры обычно оборудуют двумя-тремя короткими секциями (длиной 350—800 мм), обеспечивающими согласование длины конвейера и лавы.

Рештачный став должен иметь высокую жесткость, небольшой размер по высоте и износостойкие рабочие поверхности.

Переносные конвейеры имеют легкоразборный рештачный став.

В конвейерах с вертикально замкнутыми цепями рабочие желоба связаны между собой и с желобами или рамой холостой ветви цепи с помощью безболтового соединительного устройства, облегчающего сборку и разборку става при переноске конвейера на новую дорогу. Замковые соединительные устройства обычно не имеют съемных частей.

Форма поперечного сечения желобов в большинстве случаев прямоугольная или близкая к ней. Рештачные ставы разборных конвейеров отдельных типов состоят из унифицированных рештаков (рис. III, 12, а). В конвейерах с горизонтально замкнутой цепью и консольными скребками желоба рабочей и холостой ветвей обычно не имеют между собой жесткой связи (рис. III, 12, б). Однако в от-

дельных конвейерах (КСП-3, КСП-4м) они образуют единую конструкцию.

Желоба переносных конвейеров изготавливают штамповкой из стальных листов толщиной 3—6 мм. Для увеличения рабочей площади поперечного сечения некоторые из них снабжают съемными бортами.

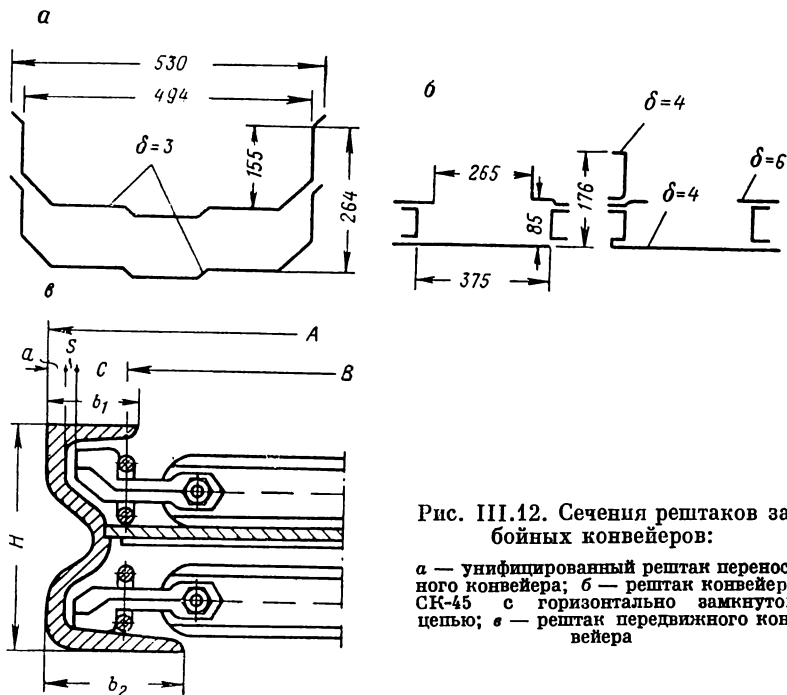


Рис. III.12. Сечения рештаков забойных конвейеров:

a — унифицированный рештак переносного конвейера; *б* — рештак конвейера СК-45 с горизонтально замкнутой цепью; *в* — рештак передвижного конвейера

Передвижные конвейеры имеют жесткую конструкцию рештачного става, которая может воспринимать нагрузку от перемещающейся по ставу (или опирающейся на став сбоку) выемочной машины и механических средств передвижения конвейера.

Секции рештачного става состоят из двух боковин специального профиля и среднего листа, приваренного к боковинам (рис. 12, *в*).

Толщина стенок боковин в первых образцах конвейеров составляла 9 мм при высоте боковин 140 мм и 11 мм при высоте 180 мм. Однако опыт эксплуатации конвейеров, работающих в комплексе с комбайнами, показал недостаточность этой толщины, и для увеличения жесткости боковин в дальнейшем толщину стенок увеличили до 14—20 мм.

Совет Экономической Взаимопомощи стран социалистического содружества наметил широкое применение передвижных конвейеров

с боковинами из специального профиля с толщиной стенок 16, 18 и 20 мм при высоте соответственно 190, 245 и 145 мм.

Зазоры между стенками боковин и скребковым тяговым органом установлены в 5—7,5 мм с каждой стороны.

При ширине тягового органа $B > 500$ мм (рис. III.12, в) конвейер может быть двух- и трехцепным. Если $B > 500$ мм, конвейер выполняют двухцепным. При малой ширине тягового органа третья цепь заметно снижает полезную площадь сечения желоба. Кроме того, она увеличивает массу тягового органа.

В двухцепном тяговом органе при разрыве одной цепи скребки выходят из направляющих, заклиниваются и вызывают серьезные повреждения конвейера. Наличие трех цепей устраняет этот недостаток и позволяет производить ремонт тягового органа на его рабочей ветви при обрыве цепи на холостой ветви (с помощью двух цепей и скребков концы разорванной цепи выводят с холостой ветви на рабочую).

Секции рештачного става соединены между собой фланцевыми замковыми устройствами, которые на изгибающихся конвейерах имеют гарантированные зазоры, допускающие взаимное отклонение соседних секций на угол $3\text{--}4^\circ$ в горизонтальной плоскости и $2\text{--}3^\circ$ — в вертикальной.

В конвейерах, передвигаемых по всей длине одновременно, зазоры в соединениях не оставляют и применяют жесткие замковые соединения рештаков. Однако опыт эксплуатации показывает, что такие соединения обеспечивают жесткость всей конструкции конвейера лишь на длине до 50 м. Создание более жестких соединений для конвейеров, имеющих длину, превышающую 50 м, нецелесообразно.

Для облегчения конструкции рештачного става в ряде передвижных конвейеров холостую ветвь оставляют открытой снизу. Такие конвейеры требуют устойчивой и ровной почвы. При наличии неровностей почвы на открытую холостую ветвь цепи попадает угольная мелочь, которая увлекается скребками к хвостовой части конвейера. В результате происходит заштыбовка конвейера, сопровождающаяся значительным ростом сопротивлений движению скребковой цепи.

Ряд зарубежных фирм («Хьювуд» и др.) изготавливают конвейеры, у которых желоб холостой ветви тягового органа снизу полностью закрыт стальным листом, приваренным к нижним полкам боковин рештачного става. Для осмотра холостой ветви цепи средние листы отдельных секций (обычно каждой шестой) имеют окна, закрываемые съемной крышкой.

Применение закрытых нижних желобов, несмотря на увеличение металлоемкости и стоимости конвейера, экономически оправдано благодаря снижению сопротивлений движению холостой ветви цепи, уменьшению ее заштыбовки и повышению жесткости секций.

В качестве специальных приспособлений на рештачном ставе устанавливают съемные борты, лемехи, направляющие профили или трубы для выемочных машин.

Назначение съемных бортов (рис. III.13) — увеличение площади рабочего сечения желоба; предохранение от перебрасывания угля через конвейер в выработанное пространство; защита рабочих очистного забоя от возможных всплесков цепи выемочной машины; кре-

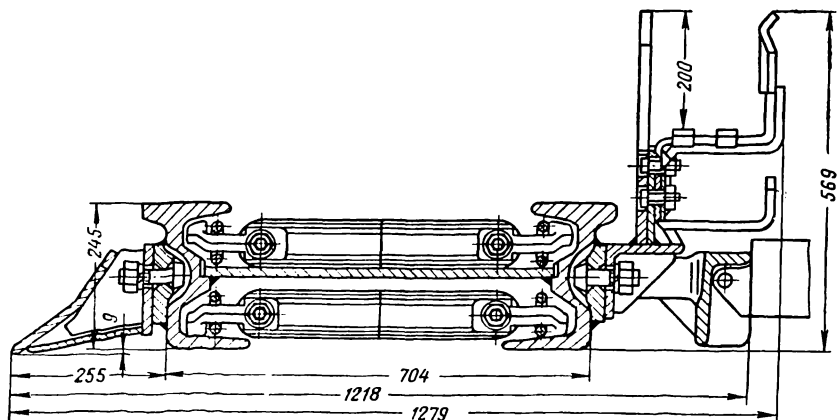


Рис. III.13. Сечение решетки с бортом и лемехом

пление и защита от повреждений кабельной проводки, шлангов орошения, маслопроводов, воздушных шлангов и пр.

Высоту борта назначают в зависимости от высоты става конвейера. При высоте става 145 мм рекомендуется принимать высоту борта 120–140 мм, при высоте става 190–245 мм ее принимают равной 200–220 мм.

На рис. III.14 показана расчетная схема для определения площади сечения угля на конвейере. С учетом практики эксплуатации конвейеров угол естественного откоса угля принимают равным 30°. В зоне III сечение угля ограничивают с завальной стороны условной плоскостью, имеющей угол наклона к горизонту 45°. Скорость перемещения угля в этой зоне ориентировочно принимают в два раза меньшей ее величины в остальных зонах.

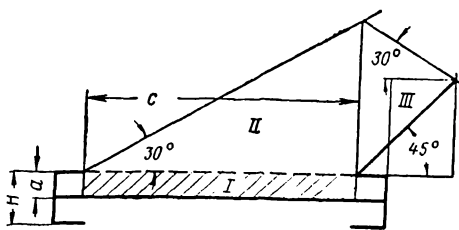


Рис. III.14. Расчетная схема для определения площади сечения угля на конвейере

Полная расчетная площадь сечения угля

$$F_y = F_I + F_{II} + 0,5F_{III} = ac + 0,34c^2. \quad (III.20)$$

Коэффициент использования желоба конвейера при применении бортов с завальной стороны и насыпке угля «с верхом»

$$k = \frac{F_y}{F_1} = 1 + 0,34 \frac{c}{a}. \quad (\text{III.24})$$

Для размеров желоба, представленных на рис. III.12, в, величина $k = 2,3 \div 3,5$.

Специальные приспособления

На мощных передвижных конвейерах все возрастающее применение получают *автоматические кабелеукладчики*, которые состоят из желоба сварной конструкции и траковой цепи. Желоб крепят болтами на боковине рештачного става с завальной стороны. Желоб имеет нижнее и верхнее отделения.

Внутри траковой цепи, имеющей звенья П-образной формы, размещены силовой кабель, рукава и пр.

На половине длины конвейера со стороны откаточного штрека кабель и шланги располагают в нижнем отделении желоба. В средней части длины конвейера они заводятся в траковую цепь, уложенную в верхнем отделении, и удерживаются в ней пружинными штифтами. Один конец траковой цепи соединен с комбайном, а второй — свободно лежит на дне желоба. Длина траковой цепи в два раза меньше величины хода комбайна. Из траковой цепи кабель и шланги выходят наружу (к комбайну) с напуском примерно в 1 м.

При движении комбайн подтягивает траковую цепь с находящимися в ней кабелем и рукавами. При этом образуется петля траковой цепи высотой около 400 мм, которая перекатывается по желобу. Траковая цепь может иметь изгиб также и в горизонтальной плоскости с минимальным радиусом 1500—1700 мм.

Для исключения заштыбовки желоба его днище изготавливают из отдельных планок с промежутками между ними.

На рештачном стае конвейера струговой установки монтируется *направляющая труба*, которая обеспечивает направление движения струга вдоль конвейера. Внутри трубы проходит холостая ветвь тяговой цепи струга.

На бортах става конвейера устанавливают также *светильники*.

На многих передвижных конвейерах (СП-63М и др.) рештачный став с завальной стороны оборудуют Г-образными планками, с которыми сопрягаются обратные захваты лыж комбайна, чем обеспечивается удержание его на конвейере.

В отдельных случаях на рештаках с завальной стороны крепят литые кронштейны (обычно по два на рештак), которые служат для соединения конвейера с секциями крепи, а также для крепления горизонтальных домкратов передвижения конвейера и для установки желоба кабелеукладчика.

Как показывает практика эксплуатации выемочных комплексов, до 15% отбитого выемочной машиной угля остается на почве. Ручная

зачистка машинной дороги трудоемка и опасна. Для механизации процессов зачистки машинной дороги и погрузки угля, оставшегося после прохода комбайна, применяют специальные *лемехи*, которые закрепляют на решетках с забойной стороны конвейера (см. рис. II.13). При применении лемехов полностью механизмуется процесс навалки угля.

Погрузочные лемехи имеют прямой, ломаный и вогнутый профиль. На основе имеющегося опыта эксплуатации лемехов предпочтение отдают прямым профилям с передним углом погрузки $40-45^\circ$ и задним углом $0-6^\circ$.

Для обеспечения свободного передвижения изгибающегося конвейера на забой длину секций лемехов принимают меньше длины решеток.

Недостатком лемехов является то, что они увеличивают ширину решетчатого става.

Для предотвращения сползания конвейеров, работающих в лавах с углом падения свыше 15° , применяют специальные гидравлические устройства УПК (рис. III.15), имеющие, помимо механизма удерживания конвейера от сползания, также механизмы его подтягивания и передвижения приводных станций.

УПК имеет два поперечных верхняка 3 и один продольный (условно не показан), а также пять гидравлических стоек. Рабочее давление в гидросистеме — 200 кгс/см^2 .

С помощью двух гидродомкратов 5, имеющих ход 850 мм , общее усилие прямого хода 25 тс и обратного — 14 тс , перемещаются лыжи 10 и 11 по балкам 8 и 9 и вместе с ними — привод конвейера, а также осуществляется выдвигание балок на забой. Лыжи с рамой конвейера соединены шарнирно. Между собой они связаны четырьмя гидродомкратами 4 для подтягивания. Ход домкратов 400 мм , общее

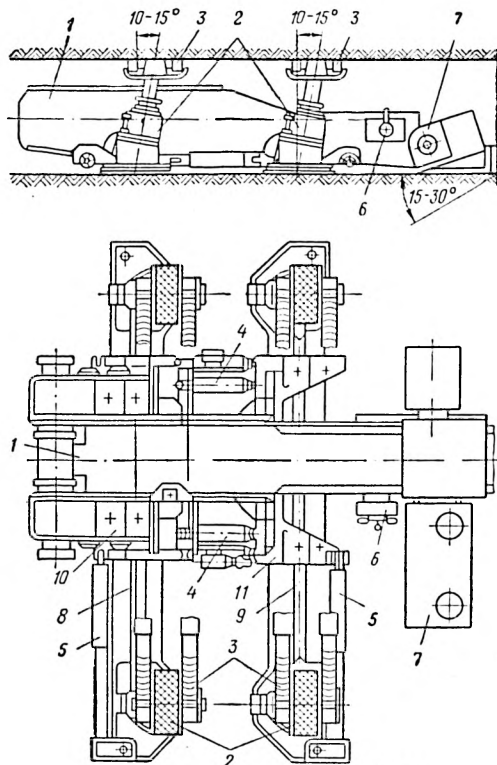


Рис. III.15. Устройство УПК:

- 1 — приводная станция конвейера; 2 — стойки для распора и удержания конвейера; 3 — рессорные верхняки для крепления кровли над приводом; 4 — гидродомкраты для подтягивания конвейера; 5 — гидродомкраты для передвижения привода и выдвигания балок на забой; 6 — блок управления; 7 — насосная станция; 8 — основная балка; 9 — вспомогательная балка; 10 — лыжа основной балки; 11 — лыжа вспомогательной балки

усилие прямого хода 50 тс, обратного — 28 тс. При подтягивании конвейера поочередно снимается распор со стоек балок.

Для более надежного удержания конвейера от сползания с помощью устройства УПК на ряде шахт нижний конец лавы опережает верхний и линия забоя образует с линией падения пласта угол $3-7^\circ$

Способы упрочнения решетчатых ставов

Долговечность решетчатов определяют, наряду с другими факторами, применяемые для их изготовления марки стали. Желоба, изготовленные из стали Ст. 3, через 3—4 месяца работы обычно выхо-

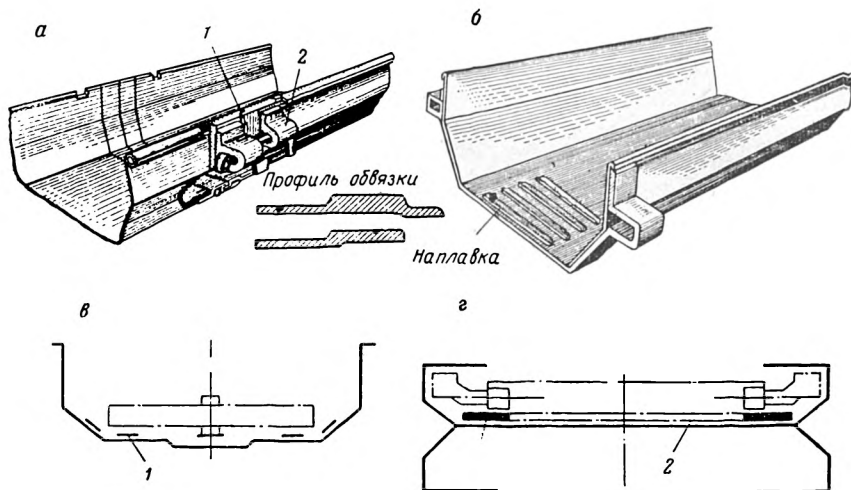


Рис. III.16. Упрочнение стыков решетчатов:

а — жесткой обвязкой; б — износостойкой наплавкой; в — износостойкими полосами и эмалевым покрытием; г — износостойкими полосами и съемными эмалированными днищами

дят из строя в связи с износом днищ под скребковой цепью, а также из-за их деформации.

Для повышения износостойкости днищ некоторое применение получило армирование мест повышенного износа полосами из более высококачественной стали.

Упрочнение стыков решетчатов одноцепных конвейеров по рекомендации ВНИИПТуглемаша производят с помощью жестких обвязок ОК I фасонного профиля (рис. III.16, а), к которым крепится замок 2.

Применяется также упрочнение износостойкими наплавками (рис. VII.16, б). Эти мероприятия обеспечивают повышение срока службы решетчатов в 1,5—2 раза.

Некоторое применение могут найти износостойкие полосы 1 для скребков и цепей и эмалевые покрытия решетчатов и съемные эмалированные днища 2 (рис. III.16, в, г). Эмалевые покрытия значи-

тельно снижают сопротивление перемещению угля и повышают износостойкость рештаков.

Более эффективным способом повышения срока службы желобов является применение износостойких материалов, например стали 35 или марганцовистой стали 30Г. Подверженные интенсивному износу части желоба термически обрабатывают до твердости НРС 35—40.

Для предохранения от преждевременного износа основной части металлоконструкции става иногда применяют (например, на конвейере СП-63/К₂) съемные рештаки из износостойкой марганцовистой стали, которые размещают в верхнем отделении секций става. По мере износа вкладки рештаки заменяются.

В целях повышения долговечности рештачного става на некоторых зарубежных конвейерах к боковинам рештаков приваривают накладки, отлитые заодно с замковыми деталями и изготовленные из марганцовистой стали. В результате срок службы линейных секций возрастает в 3—4 раза. Некоторое применение за рубежом имеют скребковые конвейеры, у которых днища рабочих желобов покрыты износостойкими базальтовыми плитами. Они имеют малый износ даже при транспортировании абразивных материалов. При этом снижается также и износ скребков.

Практика эксплуатации забойных конвейеров показывает, что около 68% отказов от общего их числа происходит из-за неисправности тягового органа. Причины отказов — малая прочность соединительных звеньев, слабое крепление скребков к цепи, низкая прочность и жесткость скребков и пр.

Тяговый орган двухцепных конвейеров, как правило, состоит из отрезков цепи, длина которых равна шагу установки скребков (рис. III.17, а). Соединяются эти отрезки разомкнутыми соединительными звеньями, обычно имеющими малую прочность. Шаг установки скребков в таком тяговом органе не может быть изменен.

Направлениями совершенствования тягового органа являются усиление скребков и соединительных звеньев (рис. III, 17, б—ж) и разработка конструкции тягового органа, предусматривающих крепление скребков на любом звене цепи (рис. III.17, з, и).

Дальнейшее совершенствование конструкции тягового органа ведется по пути вынесения цепей из направляющих рештака.

Передвижение става

Передвижение конвейерного става к забою без разборки на составные части производят:

одновременно по всей длине става или большей ее части — при выемке угля стругами, некоторыми узкозахватными комбайнами (комплекса КМ-87, ОМКТ и др.), взрывонавалкой, а также при многокомбайновой выемке. Процессы передвижки и выемки здесь не совмещаются;

последовательно участками от одного конца конвейера до другого — при выемке широкозахватными, а также узкозахватными

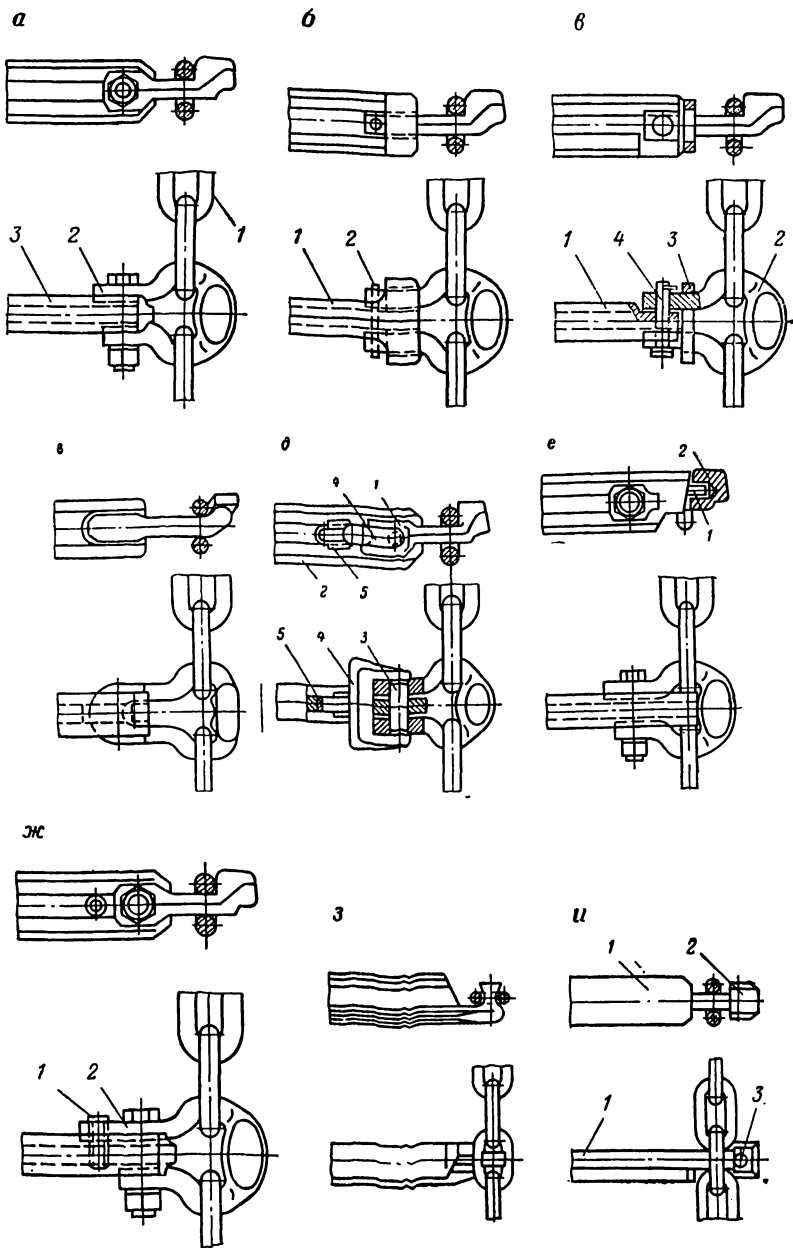


Рис. III.17. Соединение скребка с тяговой цепью:

a — серийная конструкция; *б* — с применением упрочненного звена; *в* — с применением упрочняющего кольца; *г* — с применением замкнутого соединительного звена; *д* — пальцевое; *е* — с применением скребок, имеющих упрочняющие бобышки; *ж* — с применением фиксирующей пружинной втулки; *з* — безболтовое с помощью фигурных выступов скребка; *и* — с помощью съёмных бобышек; *1* — скребок; *2* — пальец; *3* — скребок; *4* — кольцо; *5* — пальец; *6* — с применением упрочняющего звена; *7* — соединительное звено; *8* — скребок; *9* — чека; *10* — пружинная шайба; *11* — с применением скребок, имеющих упрочняющие бобышки; *12* — бобышка скребка; *13* — соединительное звено; *14* — с применением фиксирующей пружинной втулки; *15* — втулка; *16* — соединительное звено; *17* — безболтовое с помощью фигурных выступов скребка; *18* — с помощью съёмных бобышек; *19* — скребок; *20* — бобышка; *21* — пружинная втулка

комбайнами, работающими по челноковой схеме, и при применении врубонавалочных машин. Процессы выемки и передвижки здесь выполняют одновременно.

Радиусы дуг, в которые вписываются рештаки искривленного участка конвейера при его передвижении (рис. III, 18),

$$R = \frac{l}{2 \sin \frac{\alpha_0}{2}} \approx \frac{l}{\alpha_0} = \frac{lB}{\Delta l}, \text{ мм,} \quad (\text{III.22})$$

где l — длина рештака, мм;

B — ширина желоба по соединительным замкам, мм;

Δl — зазор в замках, обычно равный 20—30 мм;

α_0 — угол взаимного поворота соседних рештаков, радиан.

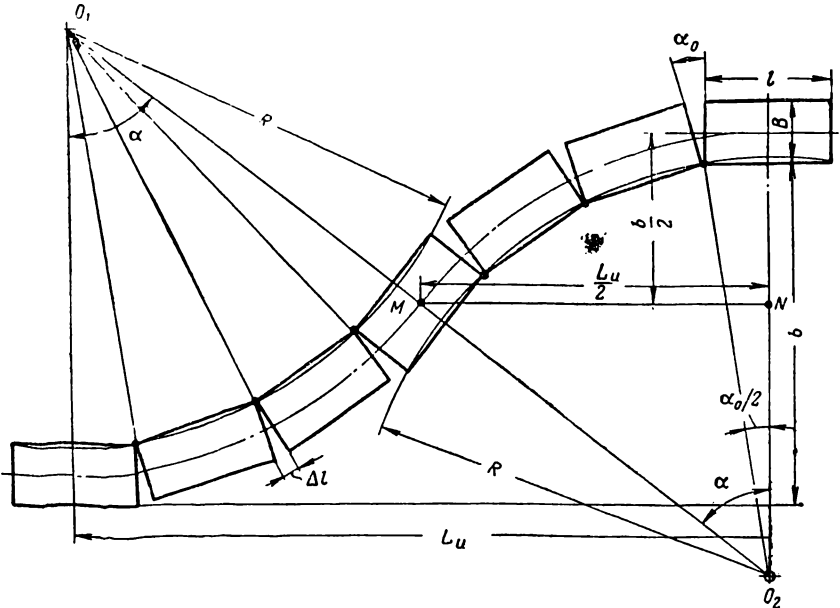


Рис. III.18. Схема искривленного участка конвейера

Длина $L_{из}$ участка конвейера с изгибом определяется из треугольника O_2MN :

$$L_{из} = \sqrt{4b \left(R + \frac{B}{2} \right) - b^2} \approx 15,1 \sqrt{\frac{bl}{\alpha_0}}, \quad (\text{III.23})$$

где b — шаг передвижки конвейера, м.

Угол α_0 в (III.23) дается в градусах.

Угол α определяется из уравнения

$$\sin \alpha = \frac{15,1 \sqrt{bl\alpha_0}}{114,6l + B\alpha_0} = \frac{\sqrt{bl\alpha_0}}{7,59l + 0,066B\alpha_0}. \quad (\text{III.24})$$

Число рештаков на искривленном участке

$$n = \frac{2\alpha}{\alpha_0}. \quad (\text{III.25})$$

Передвижные двух- и трехцепные скребковые конвейеры имеют значительную длину участка изгиба става (более 12 м).

В этих условиях на участках изгиба требуется установка временных стоек. Операция эта трудоемкая и опасная.

Для уменьшения участка изгиба конвейера на угольных шахтах ряда стран (ФРГ, Франция, Англия) получают применение одноцеп-

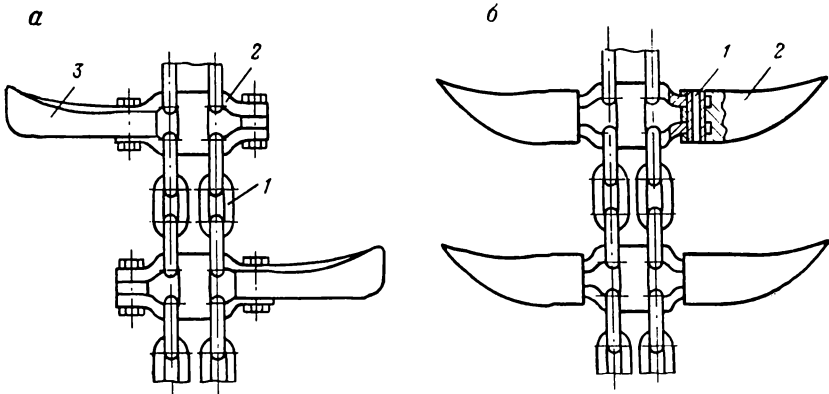


Рис. III.19. Тяговый орган со сближенными цепями:

a — «гребенчатое» расположение скребков: 1 — отрезок цепи; 2 — соединительное звено; 3 — скребок; *б* — двустороннее расположение скребков; 1 — пружинная втулка; 2 — скребок

ные передвижные конвейеры, имеющие малый радиус изгиба. Создаются такие конвейеры и в нашей стране.

В этих конвейерах вертикально замкнутая круглозвенная тяговая цепь повышенной изгибаемости расположена в центре рештачного става. Скребки имеют разборное соединение с цепью. Цепь применяют увеличенного калибра.

В нашей стране и за рубежом (в частности в ФРГ) создаются забойные конвейеры со сближенными цепями малого калибра (рис. III.19). Длина изгибаемого участка таких конвейеров при длине рештака 1,5 м составляет 8 м.

Механизация процессов передвижения конвейера на новую дорогу осуществляется с помощью различных средств:

1. Переносные индивидуальные речные и гидравлические домкраты с ручным приводом, а также винтовые и гидравлические домкраты с механическим приводом. Достоинства этих устройств — их простота и малая стоимость, недостаток — неполная механизация передвижки. Индивидуальные домкраты применяют для передвижения конвейеров отдельными участками (фланговая передвижка).

Реечные домкраты используют в тех случаях, когда со стороны завала у конвейера отсутствует свободное пространство, необходимое для размещения других средств передвижения. Такие условия встречаются на шахтах Подмосковского бассейна.

Реечный домкрат (рис. III.20, а) имеет стойку 1, установленную с завальной стороны конвейера; рейку 2 с шагом 25 мм, упирающуюся в стойку; подвижную обойму 3; захваты 4, упирающиеся в став конвейера 5; рычаг 6 с предохранительной собачкой, установленный на подвижной обойме. При усилии на рукоятке 34 кгс рычаг создает на рейке усилие 1200 кгс. Ход домкрата — 900 мм, масса — 25,4 кг.

Гидравлический домкрат Г-2 (рис. III.20, б) с приводом от электродвигателя включает в себя: гидроцилиндр 1 и блок управления 2, состоящий из маслобака, шестеренного насоса с рабочим давлением до 100 кгс/см² и распределительного устройства. Усилие на штоке при длительной работе домкрата — 2 тс, кратковременное — до 5 тс. Ход домкрата — 725 мм, масса — 42 кг.

2. Приспособление, использующее тяговое усилие комбайна (рис. III.21). Это приспособление используют, когда комбайн передвигается по почве пласта. Шаг передвижки согласован со слабиной вспомогательного каната 7. После выборки слабины каната под влиянием его натяжения срабатывает замок 2 и приспособление на ходу отсоединяется от комбайна. Секции конвейера передвигают на новую дорогу на расстоянии 10—15 м от комбайна.

Приспособление имеет небольшую массу и простую конструкцию, однако оно не полностью механизмирует процесс передвижения конвейера.

3. Система домкратов передвижения с централизованным питанием. Применяют гидравлические домкраты, питающиеся от насосной станции, и пневматические, питающиеся от компрессорной установки.

Система гидравлических домкратов (передвижник ГП-IVм; рис. III.22) вместе с конвейером передвигает и находящийся на его раме комбайн. Шаг передвижки — до 700 мм. Каждый домкрат снабжен краном, который имеет три положения: нейтральное, раздвижка и сокращение. В линейный домкрат жидкость поступает через шток. При наличии в лаве слабой почвы для передвижения приводной станции конвейера кроме линейных применяют домкраты подъема.

Домкраты обычно устанавливают у каждой шестой секции конвейера (шаг установки — около 8 м). Однако при этом практически невозможно сохранить прямолинейность решетчатого става после его передвижения. Для уменьшения искривленности става шаг установки домкратов уменьшают до двух — четырех длин решетчатых, а на концевых участках длиной 6 м его принимают равным 1,5 м.

Система пневматических домкратов более сложна. Компрессорная установка имеет большие габариты и массу, чем насосная станция. Пневматические домкраты получили некоторое применение в струговых комплексах и агрегатах.

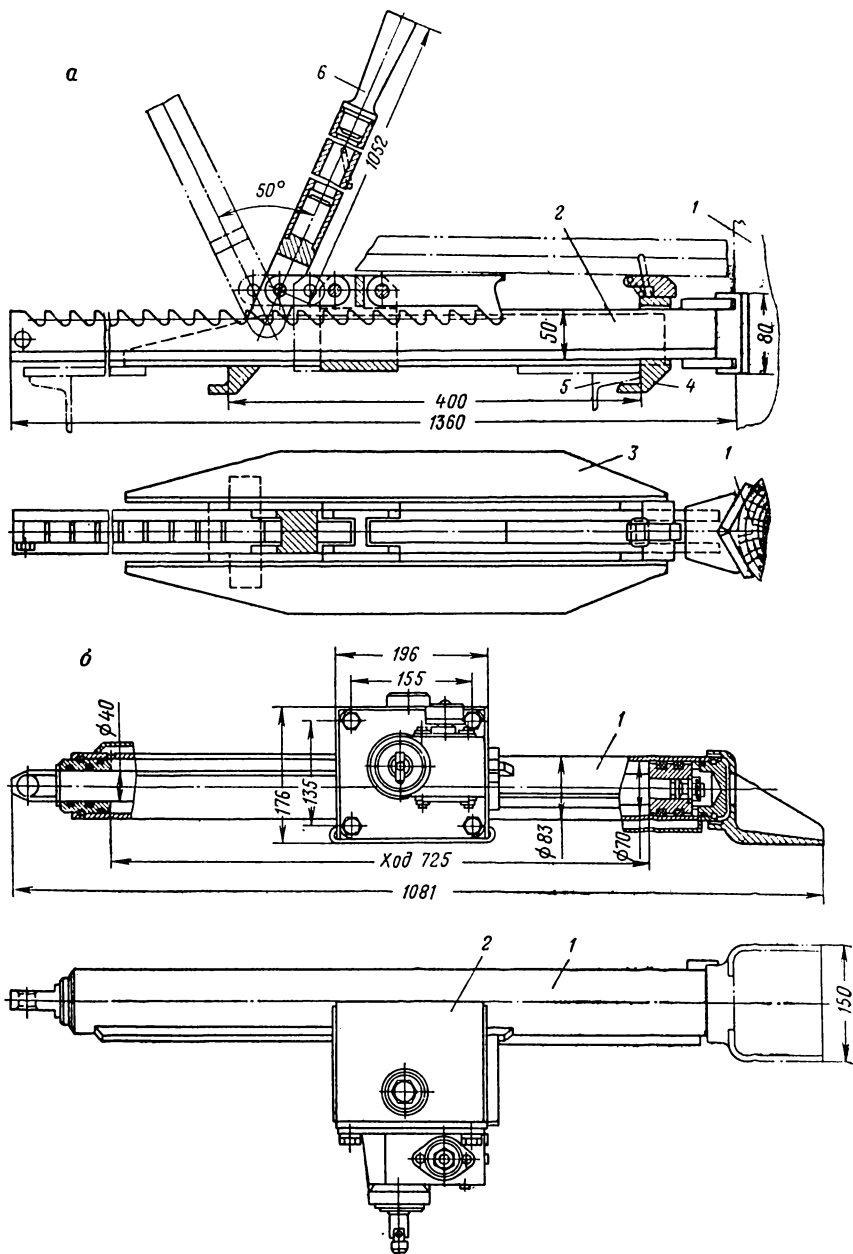


Рис. III.20. Индивидуальные средства передвижения конвейеров:
 а — реечный домкрат; б — гидравлический домкрат ДГ-2

Достоинства систем домкратов с централизованным питанием: высокая степень механизации процессов передвижения конвейера; возможность применения этих систем как для фланговой, так и для фронтальной передвижки; возможность их применения в комплексе с механизированными передвижными крепями для безлюдной выемки угля. Недостатками являются сложность установки и высокая стоимость, а также то, что развиваемые усилия передвижения не обеспечивают работу конвейера с погрузочными лемехами.

Дальнейшее совершенствование систем домкратов с централизованным питанием ведется в направлениях:

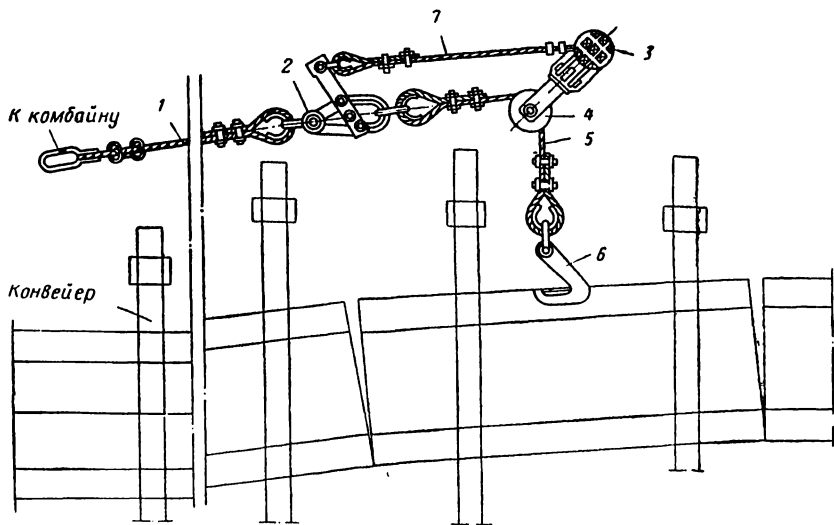


Рис. 111.21. Приспособление для передвижения конвейера комбайном:

1 — канат; 2 — замковое устройство; 3 — упорная стойка; 4 — обводной блок; 5 — отрезок каната; 6 — крюк; 7 — вспомогательный канат

применения в качестве рабочей жидкости водо-масляной эмульсии;

повышения давления в гидросистеме до 120—200 кгс/м² и увеличения силы напора, отнесенной к 1 м длины конвейера, до 6—8 тс при применении погрузочных лемехов;

сокращения времени передвижения участка конвейера одним домкратом до 10—15 с при ходе поршня 1100 мм благодаря повышению производительности насосной станции;

применение гидроподъемников, равномерно расставляемых с заважной стороны по длине става конвейера и имеющих подъемную силу до 4 тс, ход поршня 300 мм и шаг установки 4—6 м. Назначение гидроподъемников — подъем секций для осмотра, расштыбовки и ремонта их нижней части става; регулирование установки погрузочных лемехов.

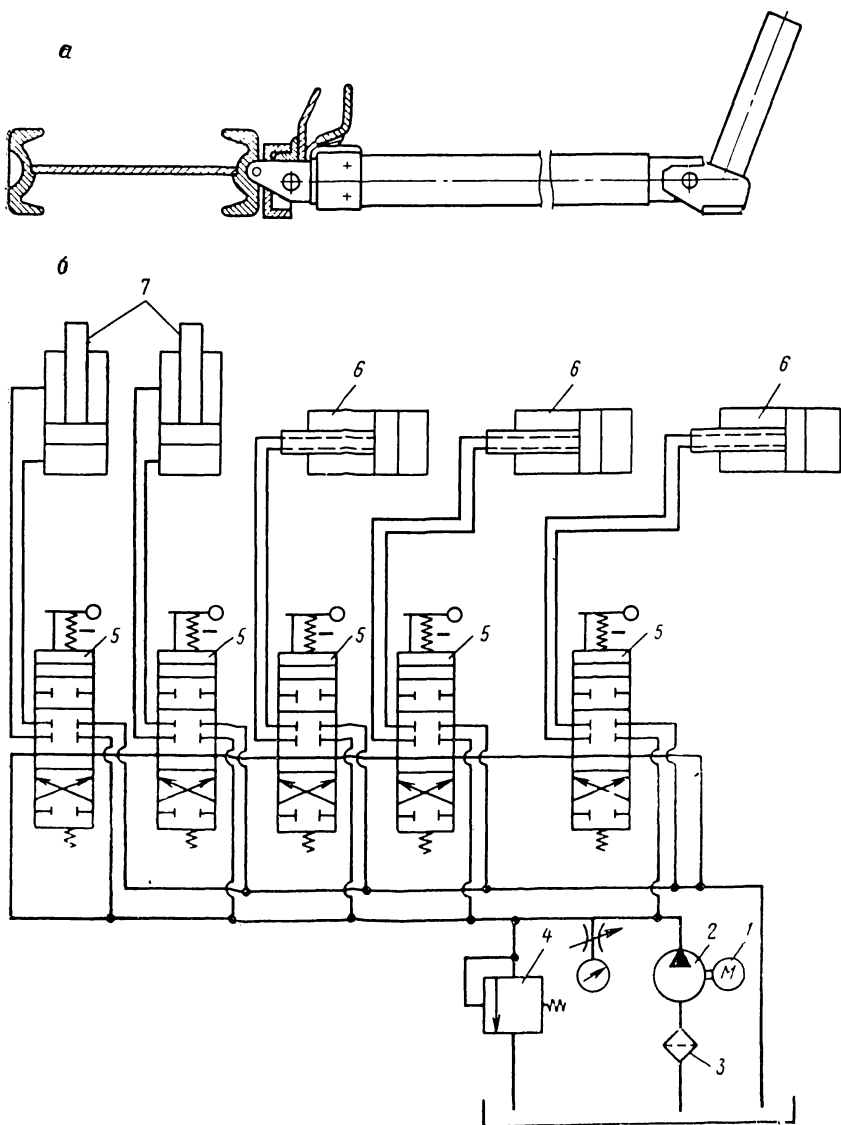


Рис. III.22. Гидравлический передвижник ГП-IV м:

a — расположение линейного гидравлического домкрата передвижения конвейера; *б* — гидравлическая схема: 1 — электродвигатель насосной станции ($N = 7$ кВт); 2 — насос (производительность 42 л/мин); 3 — всасывающий фильтр; 4 — напорный клапан; 5 — золотниковые распределители; 6 — линейные домкраты; 7 — домкраты подъема

Специальный самоходный передвижник М-10 состоит из двух-барabanной лебедки, гидроцилиндров, системы гидрокommуникаций, золотникового распределителя с узлом управления и электрооборудования.

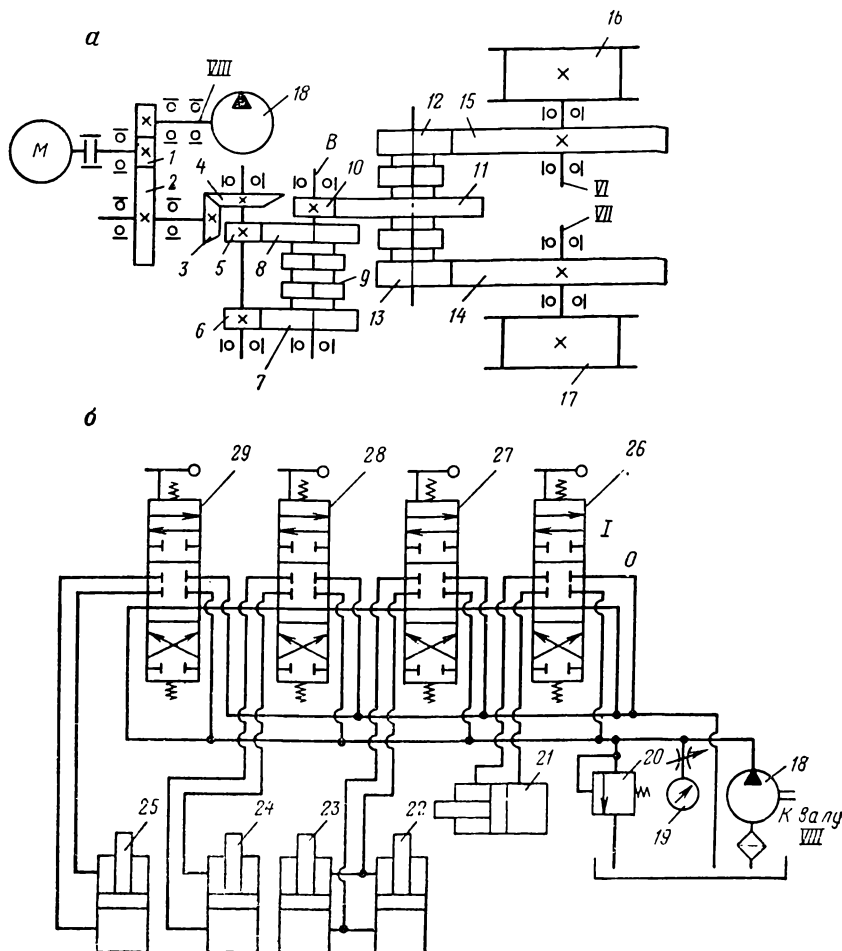


Рис. III.23. Кинематическая (а) и гидравлическая (б) схемы самоходного передвижника М-10

Бараны лебедки 16 и 17 (рис. III.23, а) включаются попеременно. Один из них служит для перемещения с помощью каната самого передвижника, а другой обеспечивает передвижение посадочной крепи. Бараны получают вращение от электродвигателя с помощью зубчатой муфты и шестерен 1—8, 10—15. Двусторонняя зубчатая полушестерня 9, свободно перемещаясь по шлицам вала В,

переключает барабаны с первой скорости на вторую. При отсутствии давления в гидроцилиндре 24 полумуфта пружиной перемещается в ней тральное положение. Шестерня 11 одновременно служит зубчатой полумуфтой и свободно может перемещаться вдоль вала, соединяясь с шестерней 12 или 13, которые сидят на валу свободно.

Горизонтальный цилиндр 21 (рис. III.23, б) производит фланговое передвижение конвейера, в процессе которого два вертикальных цилиндра 22 и 23 распирают передвижник между почвой и кровлей.

Насос 18 нагнетает масло через предохранительный клапан 20 (давление до 55 кгс/см²) в распределитель с золотниками 26—29, которые управляют соответственно гидроцилиндрами: горизонтальными 21, двумя вертикальными 22 и 23, гидроцилиндром 24 переключения барабанов и гидроцилиндром 25 включения барабанов на первую или вторую скорость. Давление в гидросистеме контролируется с помощью манометра 19.

Усилие передвижения конвейера 6,5 тс, усилие распора 13 тс, мощность двигателя 8 кВт, тяговое усилие на среднем диаметре навивки барабанов: при первой скорости (9,3 м/мин) — 9,7 тс, при второй (17,5 м/мин) — 5,1 тс.

В ряде конструкций предусмотрено передвижение привода с помощью барабана, установленного на конце выходного вала редуктора. Барабаны приводов иногда используют для подтягивания конвейера вверх или вниз по лаве.

При наличии просекового конвейера иногда его используют для передвижения привода забойного конвейера. Для этой цели отрезок каната длиной 10—15 м закрепляют одним концом на передвигаемом приводе, а другим — на тяговой цепи просекового конвейера.

§ 4. НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА

Для создания монтажного натяжения тяговых цепей скребковых конвейеров применяют различные натяжные устройства: винтовые, канатные, гидравлические, храповые и др.

Механизмы натяжения устанавливают в хвостовой, средней или головной частях конвейера.

Хвостовые натяжные устройства применяют для коротких конвейеров, выполняющих роль питателей, перегружателей, устанавливаемых на бункерных поездах и погрузочных машинах, а также для конвейеров общего назначения. Некоторое применение они получили и для одноприводных забойных конвейеров.

Винтовые механизмы натяжения (рис. III.24, а) перемещают каретки (буксы) с осью обводных звездочек или барабанов по неподвижной раме хвостовой части конвейера, которая жестко связана с рештачным ставом.

Канатные механизмы натяжения (рис. III.24, б) перемещают по почве хвостовую часть относительно рештачного става. Между хвостовой рамой и ставом устанавливают телескопическую секцию.

Из-за трудностей обслуживания натяжные устройства обычно не устанавливают в хвостовой части забойного конвейера. Более надежным и распространенным является способ натяжения цепи

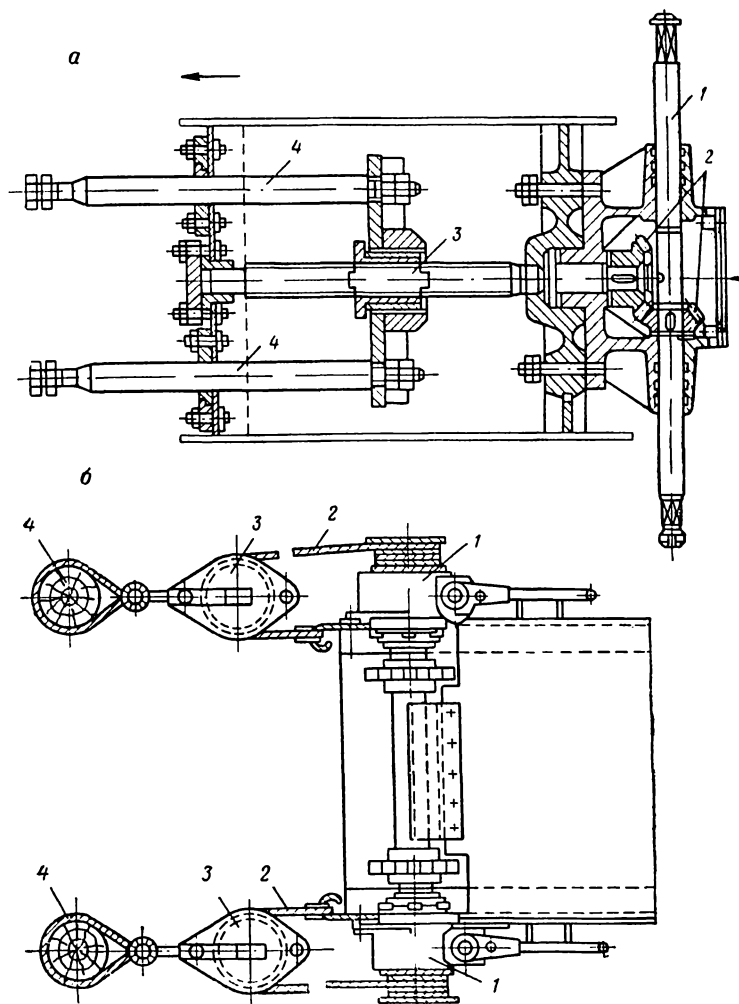


Рис. III.24. Хвостовые натяжные устройства скребковых конвейеров:

a — винтовое: 1 — приводной валик с храповым механизмом; 2 — коническая пара; 3 — винт; 4 — болты; *б* — канатное: 1 — червячные лебедки с ручным приводом; 2 — канаты; 3 — блоки; 4 — упорные стойки

забойного конвейера с помощью привода, снабженного храповым механизмом, размещенным в редукторе (рис. III.25, *a*) или вне его.

В последнем случае его выполняют в виде съемного блока, надеваемого на выведенный из редуктора конец промежуточного вала

(рис. III.25, б). Собачку механизма поворотом рукоятки вводят в зацепление с храповым колесом, жестко насаженным на вал. При включении храпового механизма рукоять фиксируется.

В многоприводных конвейерах для натяжения цепи используют только один привод.

Натяжение цепи приводом можно осуществить только при известной длине конвейера, которую определяют расчетным путем с учетом продольной жесткости и тяговой способности привода.

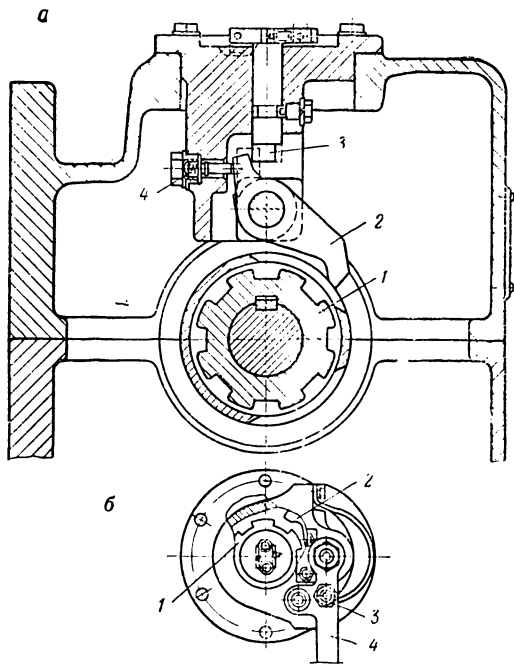


Рис. III.25. Храповой механизм для натяжения скребковых цепей приводом:

а — встроенный в редуктор; 1 — храповое колесо; 2 — Собачка; 3 — эксцентриковый вал для включения и выключения собачки; 4 — пружина включения собачки; б — смонтированный на корпусе редуктора; 1 — храповое колесо; 2 — Собачка; 3 — фиксатор; 4 — рукоять

В процессе натяжения цепи приводом один конец ее на расстоянии 0,5—1 м от приводной звездочки закрепляют колодкой, жимком или специальным крюком, вмонтированным в днище рабочего желоба. Второй конец цепи остается свободным. Толчкообразным включением двигателя на обратный ход создают натяжение цепи, которое затем удерживается храповым механизмом. Образовавшиеся на свободном конце цепи при ее удлинении лишние звенья удаляют и концы замыкают соединительным звеном. При недостаточной длине цепи для замыкания ее концов вводят недостающее число звеньев.

Перед замыканием концов цепи необходимо создать полное ее удлинение Δl , которое должно быть на Δl_c больше удлинения Δl_m , получаемого при работе конвейера с полной нагрузкой.

Дополнительное усилие Δl_c , по данным практики, следует принимать:

для круглозвенных цепей

$$\Delta l_c \geq 0,6l_{ц}; \quad (III.26)$$

для разборных штампованных цепей

$$\Delta l_c \geq 2l_{ц}, \quad (III.27)$$

где $l_{ц}$ — шаг звеньев цепи.

Удлинение цепи Δl_n определяют из уравнения

$$\frac{\Delta l_n}{L} E_o n = S_{ср. пор} + S_{ср. гр}, \quad (III.28)$$

где E_o — продольная жесткость цепи, кгс;

L — длина конвейера, м;

n — число цепей на конвейере;

$S_{ср. пор}$ и $S_{ср. гр}$ — среднее натяжение соответственно порожней и груженой ветвей цепи полностью загруженного конвейера, кгс.

Из (III.28) имеем

$$\Delta l_n = \frac{L(S_{ср. пор} + S_{ср. гр})}{E_o n}. \quad (III.29)$$

Монтажное натяжение цепи обычно производят на незагруженном конвейере. Окружное тяговое усилие, создаваемое приводом, W_n , которое необходимо для удлинения цепи на величину Δl_n ,

$$W_n = W_{пор} + W_{доп}, \quad (III.30)$$

где $W_{пор}$ — часть тягового усилия, развиваемого двигателем при натяжении цепи, необходимая для преодоления сопротивлений перемещению цепи на незагруженном конвейере;

$W_{доп}$ — дополнительное тяговое усилие.

Удлинение всей цепи от среднего натяжения $W_{хол}/2$

$$\Delta l'_n = \frac{2L}{E_o n} \cdot \frac{W_{пор}}{2}. \quad (III.31)$$

Удлинение цепи от приложения дополнительной силы $W_{доп}$

$$\Delta l''_n = \frac{2L}{E_o n} W_{доп} = \Delta l_n - \Delta l'_n = \frac{L}{E_o n} (S_{ср. пор} + S_{ср. гр}) - \frac{L}{E_o n} W_{пор}. \quad (III.32)$$

Из (III.32) имеем

$$W_{доп} = \frac{S_{ср. пор} + S_{ср. гр} - W_{пор}}{2}. \quad (III.33)$$

Из (III.30) с учетом (III.33) получаем

$$W_n = 0,5W_{пор} + \frac{S_{ср. пор} + S_{ср. гр}}{2}. \quad (III.34)$$

Для создания удлинения цепи Δl_c необходимо тяговое усилие

$$W_c = \frac{\Delta l_c n E_o}{2L_{\min}} = W_{\max} - W_n, \quad (\text{III.35})$$

где L_{\min} — минимальная длина конвейера по условиям натяжения цепи приводом;

W_{\max} — максимальное тяговое усилие, развиваемое приводом на ведущей звездочке при натяжении цепи.

При создании этой силы турбомуфта привода не должна проскальзывать, а двигатель — опрокидываться, т. е. привод должен иметь резервы тягового усилия, необходимые в дальнейшем для вывода собачки натяжного устройства из зацепления с храповым колесом.

Из (III.35) с учетом (III.34) имеем

$$L_{\min} = \frac{\Delta l_c n E_o}{2(W_{\max} - W_n)} = \frac{\Delta l_c n E_o}{2W_{\max} - (W_{\text{пор}} + S_{\text{ср. пор}} + S_{\text{ср. гр}})} \cdot (\text{III.36})$$

Г л а в а IV

ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

§ 1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Ленточные конвейеры характеризуются большим разнообразием типов, обусловленным областями их применения и условиями эксплуатации.

На горных предприятиях конвейеры общего назначения находят ограниченное применение, а главным образом распространены конвейеры, имеющие те или иные конструктивные особенности в соответствии с условиями их эксплуатации.

Основными составными частями ленточных конвейеров являются: прорезиненная лента, служащая грузонесущим и тяговым органом; поддерживающие ленту роликоопоры; приводные, натяжные и погрузочные устройства; опорные металлоконструкции. Кроме того, в состав ленточного конвейера при сложном его профиле входят отклоняющие ленту барабаны или батареи роликоопор; промежуточные погрузочные и разгрузочные устройства; специальные устройства для центрирования ленты; ловители ленты на наклонных конвейерах; средства для очистки ленты и пр.

Конструктивными признаками ленточных конвейеров являются: взаимное расположение грузовой и порожней ветвей; форма грузовой ветви (обычно лотковая, в отдельных случаях плоская); тип роликоопор; количество и расположение приводов; тип и расположение натяжного устройства и пр.

На рис. IV.1 показано несколько характерных схем ленточных конвейеров.

На рис. IV.2 показана конструктивная компоновка стационарных подземных ленточных конвейеров: с жестким ставом и неавтоматическим натяжным устройством в хвостовой части установки (рис. IV.2, а), с канатным ставом и автоматическим натяжным устройством, расположенным у привода (рис. IV.2, б). Первый тип более характерен для конвейеров, оснащенных резинотросовой лентой, обладающей большой жесткостью; второй — для конвейеров с синтетической лентой.

Составные части конвейера по их размерам допускают транспортирование по горным выработкам.

Приводную и концевую станции стационарных конвейеров устанавливают на бетонном горизонтальном или наклонном фундаменте и крепят к нему анкерными болтами. Конструкция приводных станций допускает монтаж приводных блоков с любой стороны конвейера.

Кроме указанных основных составных частей, многие конвейеры имеют дополнительные приспособления и устройства:

оросительную систему, монтируемую в местах погрузки и перегрузки;

загрузочные устройства, которые на ряде конвейеров могут быть установлены в любом его месте, в том числе и на приводной станции бремсбергового конвейера (при ее верхнем расположении);

машинку для сшивания ленты и передвижные вулканизаторы; приспособления, облегчающие монтаж и демонтаж ленты, монтажные плиты, монтажные лебедки и пр.

На рис. IV.3 показана схема электрооборудования уклонного ленточного конвейера с однобарабанным приводом и двумя приводными блоками. Двигатели $D1$ и $D2$ включаются магнитными пускателями $ПМ1$ и $ПМ2$. Управление электромагнитами $КМТ1$ и $КМТ2$ тормозных устройств осуществляется с помощью концевых выключателей $КВ1$ и $КВ2$, питающихся через распределительный кабельный ящик $ЯРВ$ от отдельного магнитного пускателя.

Для связи между приводом и любой точкой става предусмотрена кодовая сигнализация при помощи блоков сигнализации $БС1$, $БС2$, аппаратуры сигнализации и контроля $АКС$, импульсного реле времени $РВИ$, сирен $С1—С5$ с использованием протянутых вдоль конвейера двух проводов без изоляции или троса. При срабатывании кабель-тросового выключателя $КТВ1$, $КТВ2$ или нажатии кнопки пульта аппаратуры управления конвейером $АУК$ на приводной станции замыкается цепь управления и конвейер останавливается.

Схемой предусмотрены: автоматическая подача предупредительного сигнала; дистанционное и местное управление; автоматический последовательный пуск двигателей приводных блоков; экстренный и аварийный останов конвейера из любой точки става; контроль натяжения ленты электроконтактным манометром $М$; контроль скорости ленты датчиками скорости $ДС$; контроль схода ленты датчиками $ДУ$; контроль нагрева рабочей жидкости турбомуфты с помощью тепловых реле $РТ1$, $РТ2$.

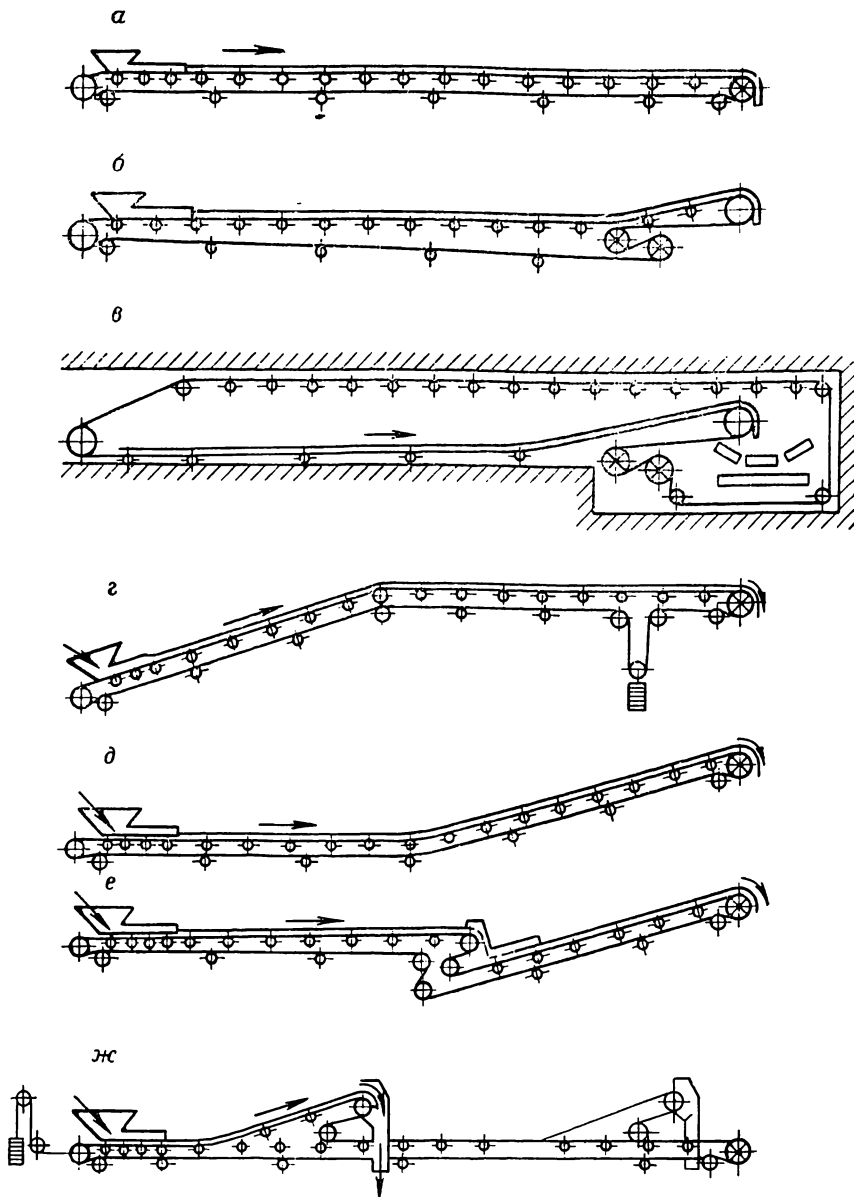


Рис. IV.1. Схемы ленточных конвейеров:

а — с однобарабанным приводом; б — с двухбарабанным приводом; в — забойный конвейер с нижней несущей ветвью и двухбарабанным приводом; г, д — соответственно наклонно-горизонтальный и горизонтально-наклонный конвейер с переходным участком на роликоопорах; е — горизонтально-наклонный конвейер с переходным участком на отклоняющих барабанах; ж — горизонтальный конвейер с промежуточной разгрузкой

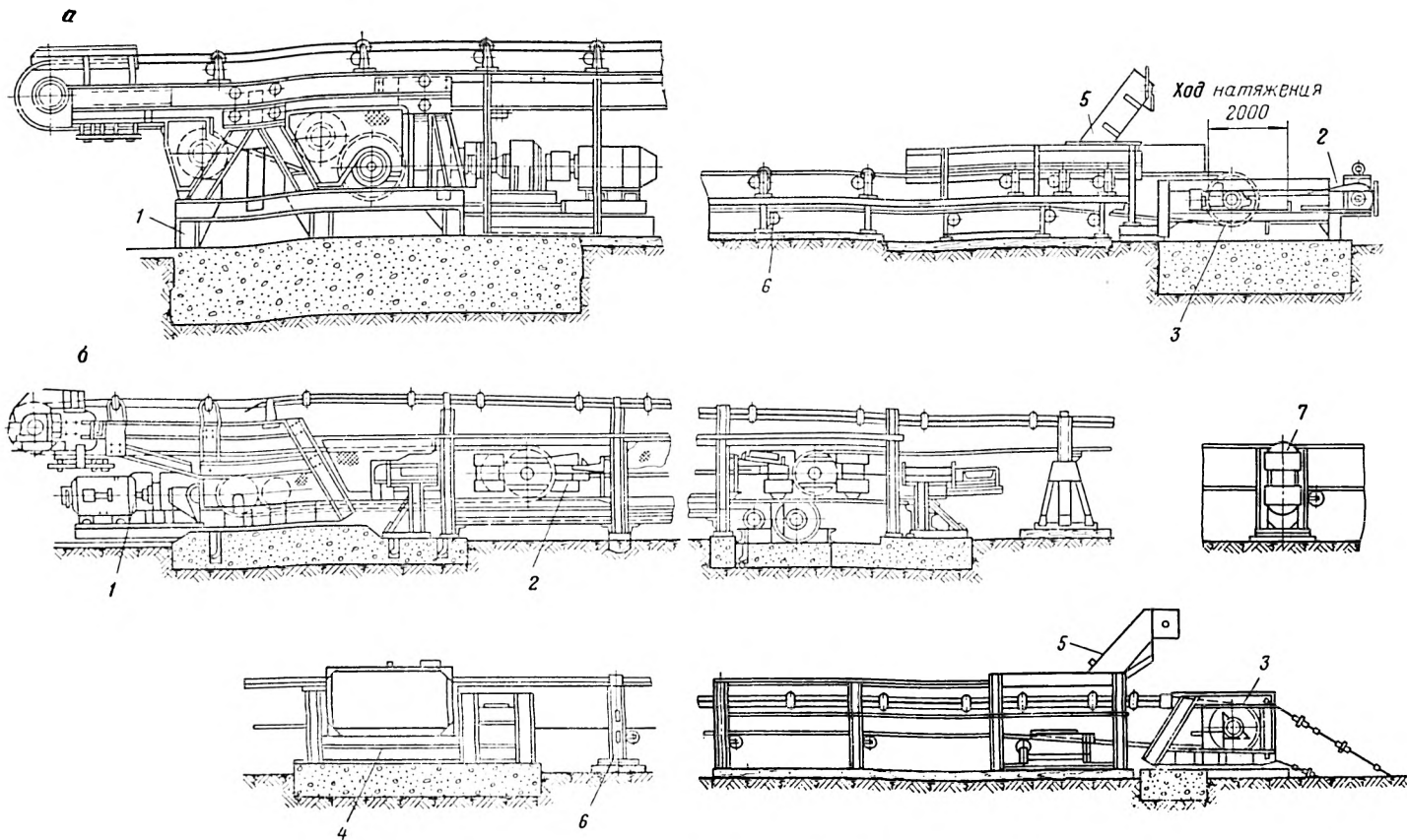


Рис. IV.2. Конструктивная компоновка ленточных конвейеров:

а — уклонный конвейер КРУ-260; б — тормозной конвейер ЛБ-100; 1 — приводная станция; 2 — натяжное устройство; 3 — конечная станция; 4 — ловитель ленты; 5 — загрузочное устройство; 6 — линейная секция; 7 — натяжная стойка

Типажом на магистральные конвейеры установлены четыре основных типа подземных ленточных конвейеров:

- 1) для горизонтальных и слабонаклонных выработок с углом наклона до 10° (Л80, Л100, Л120);
- 2) для грузовых уклонов с углом наклона $7-18^\circ$ (ЛУ80, ЛУ100, ЛУ120);
- 3) для грузо-людских уклонов (ЛЛ100, ЛЛ120);
- 4) для бремсбергов с углом наклона $4-16^\circ$ (ЛБ80, ЛБ100).

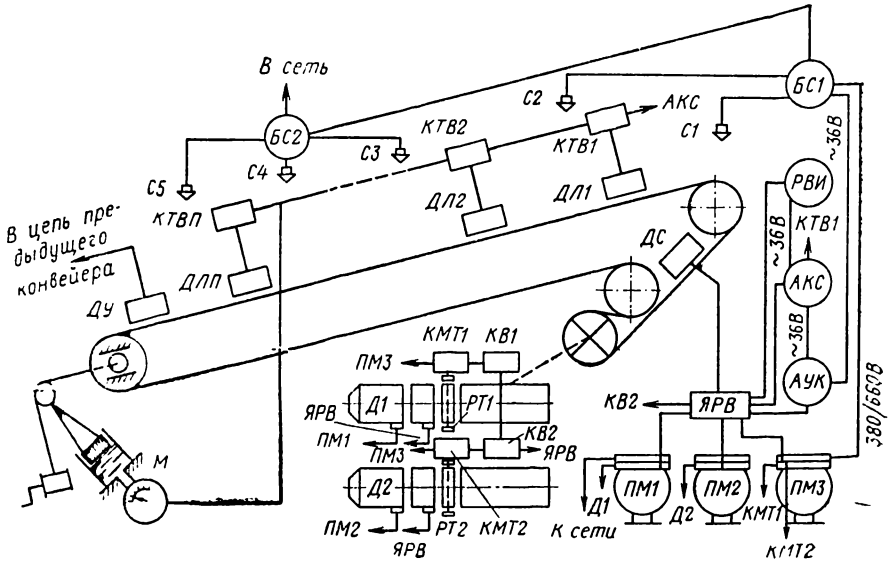


Рис. IV.3. Схема электрооборудования уклонного ленточного конвейера

Основным фактором, определяющим конструктивное совершенствование применяемых на открытых разработках ленточных конвейеров, является непрерывное возрастание грузопотоков и длин транспортирования, что связано с укрупнением карьеров и повышением производительности и мощности забойных технологических и погрузочных агрегатов (одноковшовых и роторных экскаваторов). На крупных карьерах производительность роторных вскрышных экскаваторов нередко составляет несколько тысяч кубометров в час, а особо мощных экскаваторов — выше 10 тыс. м³/ч.

Благодаря достижениям резиновой промышленности, выпускающей конвейерные ленты на синтетической и тросовой основе с высоким сопротивлением разрыву, сейчас возможно создание новых типов длинных и высокопроизводительных карьерных конвейеров с двигателями мощностью в несколько тысяч киловатт.

Карьерные конвейеры (рис. IV.4) делят на передвижные (забойные и отвальные), полустационарные (бортовые передаточные) и ста-

ционные (подъемные и магистральные). Кроме этих конвейеров, все шире применяют для транспорта вскрышных пород ленточные передвижные агрегаты — отвальные мосты и в особенности консольные отвалообразователи (рис. IV.5), доставляющие и укладывающие породу во внутренние отвалы кратчайшим путем и наиболее механизированным способом.

В транспортных системах первого типа особые требования предъявляют к конструкции передвижных конвейеров (рис. IV.6), которые передвигаются параллельно самим себе без снятия ленты и имеют

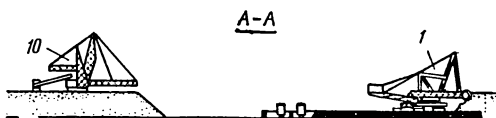
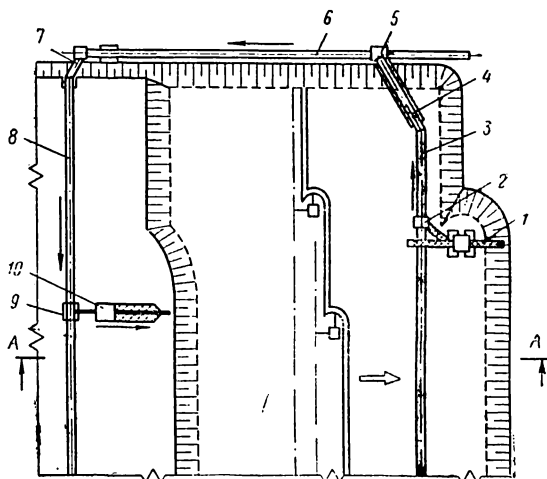


Рис. IV.4. Схема карьерного конвейерного транспорта породы во внутренний отвал:

1 — роторный экскаватор; 2 — загрузочная воронка; 3 — забойный конвейер; 4 — передаточный конвейер на наклонном мосту; 5 — погрузочная воронка; 6 — передаточный бортовой конвейер; 7 — самоходный перегружатель; 8 — отвальный конвейер; 9 — разгрузочная тележка; 10 — консольный отвалообразователь



достаточную точность остановки. Существенное значение при этом имеет снижение массы секций, достигаемое в первую очередь уменьшением ширины ленты и нагрузки на 1 м путем возможного увеличения рабочей скорости. На современных конвейерах скорость ленты при некрупнукосковых грузах нередко составляет 4—6 м/с.

Характерной особенностью конвейеров, устанавливаемых на консольных фермах передвижных агрегатов (длина этих конвейеров для отвалообразователей составляет 100—200 м, а в отдельных случаях и выше), состоит в том, что их привод не располагают в головной части, чтобы не утяжелять отвальную консоль, а устанавливают на опоре в хвостовой части конвейера.

При наклоне консоли вверх, когда сопротивление на порожней нисходящей ветви меньше нуля (при угле наклона больше $3 \div 5^\circ$),

натяжение ленты на хвостовой головке минимально. Максимальное натяжение имеет место у головного барабана:

$$S_{\max} \approx S_{\text{сб}} + W_{\text{гр}} = \frac{W_0}{e^{\mu\alpha} - 1} + W_{\text{гр}}, \quad (\text{IV.1})$$

где $W_{\text{гр}}$ и W_0 — силы сопротивления соответственно грузовой ветви и общая.

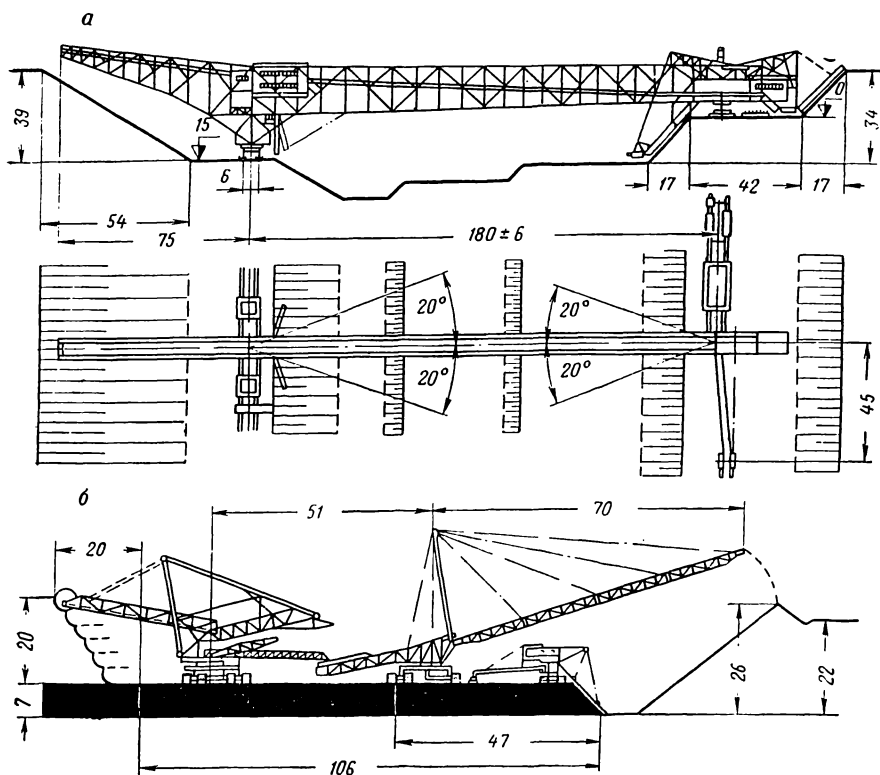


Рис. IV.5. Схемы транспорта вскрышных пород в отвал с помощью: а — отвального моста; б — отвалообразователя

Для уменьшения S_{\max} (по которому рассчитывают продольную прочность ленты) чаще всего применяют двухбарабанный привод.

Следует отметить, что при большой скорости ленты скорость вращения роликов приближается к 80—100 рад/с, вследствие чего предъявляются высокие требования к динамической уравновешенности роликов, а также к прочности их подшипниковых узлов.

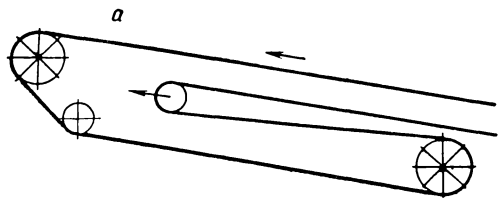
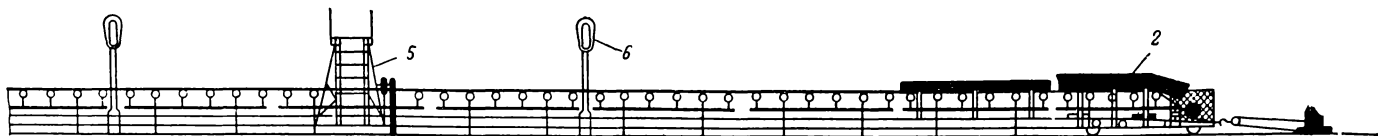
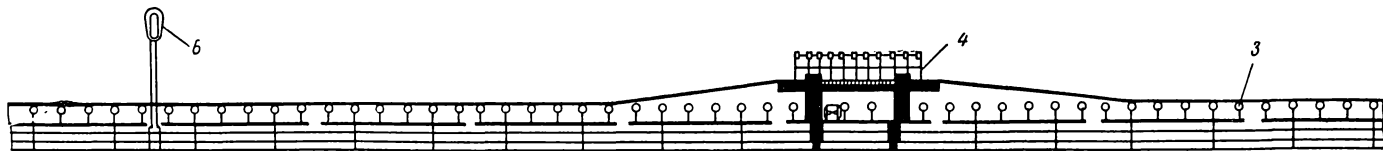
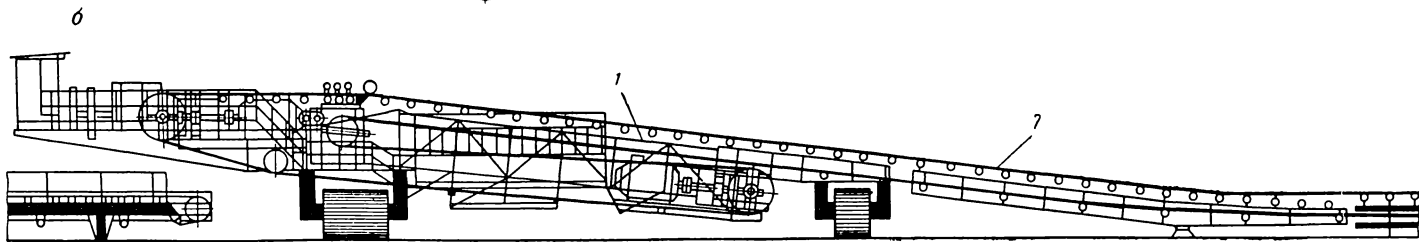


Рис. IV.6. Забойный конвейер для открытых разработок (Кöthen, ГДР):

а — схема; б — общий вид; 1 — приводная станция; 2 — хвостовая станция; 3 — роликкопора; 4 — погрузочная воронка; 5 — переходный мостик; 6 — фонари; 7 — переходная секция



§ 2. ПРИВОДНЫЕ СТАНЦИИ

Типы приводов

Привод ленточных конвейеров состоит из двигателя, редуктора, одного или двух приводных барабанов, соединительных муфт, отклоняющих барабанов, тормоза и стопора (на наклонных конвейерах), а также очистителей, смазочных и сигнальных устройств.

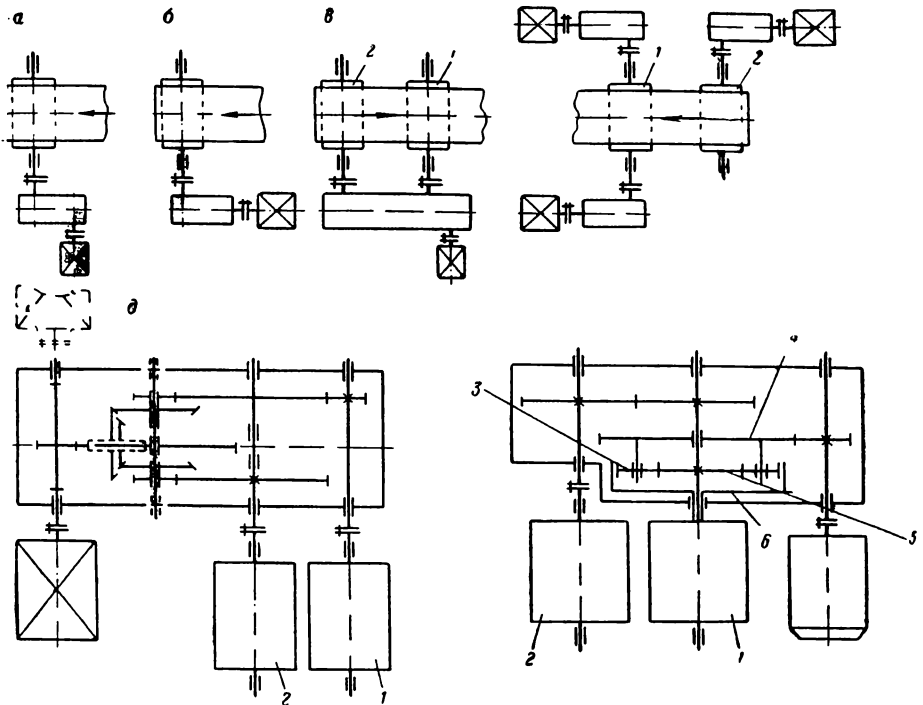


Рис. IV.7. Схемы приводов ленточных конвейеров:

а, б — однобарабанные; **в** — двухбарабанный с общим двигателем и редуктором; **г** — двухбарабанный с отдельными двигателями; **д** — двухбарабанный с общим двигателем и планетарным редуктором, имеющим конический дифференциал; **е** — двухбарабанный с общим двигателем и планетарным редуктором, имеющим цилиндрический дифференциал; **1** — первый приводной барабан; **2** — второй приводной барабан; **3** — шестерня планетарной цилиндрической; **4** — зубчатое колесо; **5** — солнечная шестерня; **6** — шестерня с внутренним зацеплением

Типичные схемы приводов показаны на рис. IV.7. Как видно из схем, одним из отличительных признаков компоновки приводов является характер расположения электродвигателя относительно продольной оси конвейера. Расположение двигателя параллельно этой оси применяют для уменьшения ширины привода, что требуется, например, на подземных и карьерных передвижных конвейерах.

Отличающиеся наибольшей простотой однобарабанные приводы применяют преимущественно при небольшой требуемой мощности, при высоком коэффициенте сцепления ленты с барабаном (при наличии резиновой футеровки, сухой незагрязненной атмосферы и пр.), а также в некоторых случаях на наклонных конвейерах, имеющих повышенное натяжение ленты в точке сбегаания с барабана.

Двухбарабанные приводы применяют с общим двигателем и редуктором (рис. IV.7, *в*), с отдельными двигателями и редукторами (рис. IV.7, *г*), а также с общим двигателем и дифференциальным редуктором (рис. IV.7, *д*, *е*).

Работа двухбарабанных приводов этих трех типов имеет существенные отличия, рассмотренные ниже.

Из схем двухбарабанных приводов, показанных на рис. IV.8, для схемы со сближенными приводными барабанами (рис. IV.8, *г*) характерно применение общего двигателя и редуктора. Благодаря относительной компактности, наличию выносного барабана и большому углу обхвата лентой обоих приводных барабанов этот тип привода наиболее часто используют на подземных передвижных конвейерах. Его недостатки: наличие изгибов ленты в разные стороны на близком расстоянии, а также то, что барабан I, огибаемый лентой под максимальным натяжением и потому (при одинаковых углах обхвата) могущий передавать большую тяговую силу, имеет контакт с рабочей загрязненной стороной ленты, в связи с чем снижается коэффициент сцепления ленты с барабаном. Этого недостатка не имеет привод, изображенный на рис. IV.8, *д* с расставленными барабанами. Для него характерно применение отдельных двигателей и редукторов.

На горизонтальных или имеющих незначительный наклон конвейерах уменьшению наибольшего натяжения ленты при тех же углах обхвата и коэффициенте сцепления может способствовать

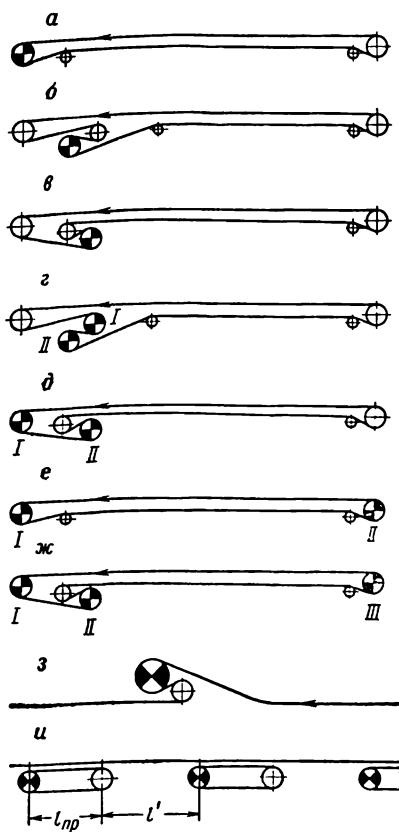


Рис. IV.8. Схемы конвейеров с приводом различного типа:

а — однобарабанный с разгрузкой через приводной барабан; *б* — однобарабанный с разгрузкой через выносной барабан на подъемной консоли; *в* — то же, на неподъемной консоли; *г* — двухбарабанный с разгрузкой через выносной барабан на подъемной консоли; *д* — двухбарабанный с разгрузкой через приводной барабан; *е*, *ж* — с головным и хвостовым приводами; *з*, *и* — с промежуточными приводами

установка приводов в головной и хвостовой частях конвейера (рис. IV.8, *е, ж*). При трех приводных барабанах это преимущество сказывается в наибольшей степени. Выбор в каждом отдельном случае рационального типа привода и места его расположения на конвейере является технико-экономической задачей, решение которой требует учета приведенных затрат на механическую часть конвейера (в основном, на привод) и на ленту. Замена однобарабанного привода двухбарабанным или установка головного и хвостового приводов влечет усложнение и удорожание механической части конвейера, но делает возможным уменьшение максимального натяжения ленты, а следовательно, снижение ее прочностных характеристик и уменьшение стоимости, а при ленте той же продольной прочности — увеличение длины става конвейера.

Рассмотрим некоторые конструкции приводных станций (рис. IV.9). Каждая из этих станций монтируется на раме разборной конструкции, состоящей из основной рамы, рамы выносного барабана и рамы привода. Такое исполнение обеспечивает удобство транспортирования и монтажа в условиях шахт. В случае необходимости установки нескольких конвейеров в линию конструкцией предусмотрено применение удлиненного вылета стрелы (у конвейера КРУ-260 до 11,5 м). В таких случаях рама выносного барабана монтируется на специальных стойках. В приводной станции (рис. IV.9, *а*) приводной барабан снабжен резиновой футеровкой, к которой лента прилегает нерабочей стороной, что обеспечивает стабильность коэффициента сцепления с барабаном. Один из отклоняющих барабанов *3*, также имеющий футеровку, является одновременно прижимным. Он закреплен шарнирно таким образом, что составляющая натяжения сбегающей ветви стремится прижать его к приводному барабану, чем достигается повышение тяговой способности привода. Для надежной очистки ленты под выносным барабаном *4* установлена батарея скребков *6* с пружинным прижатием. Конструкция устройства позволяет осуществлять быструю замену скребков, которые могут работать обеими сторонами (верхней и нижней). Поэтому некоторая сложность конструкции вполне оправдана.

Барабаны закрыты сбоку ограждениями и бортами *7*. На раме установлены две роlikоопоры *8*. Отдельные части рамы соединены болтами. К приводным станциям конвейеров с канатным ставом (рис. IV.9, *б*) крепят канаты с помощью кронштейнов *10* и зажимов.

Приводные блоки, как правило, выполнены в виде отдельных узлов, не связанных с приводными секциями, что позволяет устанавливать их горизонтально на отдельном фундаменте независимо от угла установки конвейера.

В полустационарных конвейерах малой мощности (до 50 кВт) для получения компактной и технологичной конструкции приводную станцию монтируют на одной раме жесткой конструкции (рис. IV.9, *в*). Выносная разгрузочная головка собрана на стреле, укрепленной на раме приводной станции. К проушинам рамы выносного барабана подвешен двойной резиновый скребок *6* для очистки

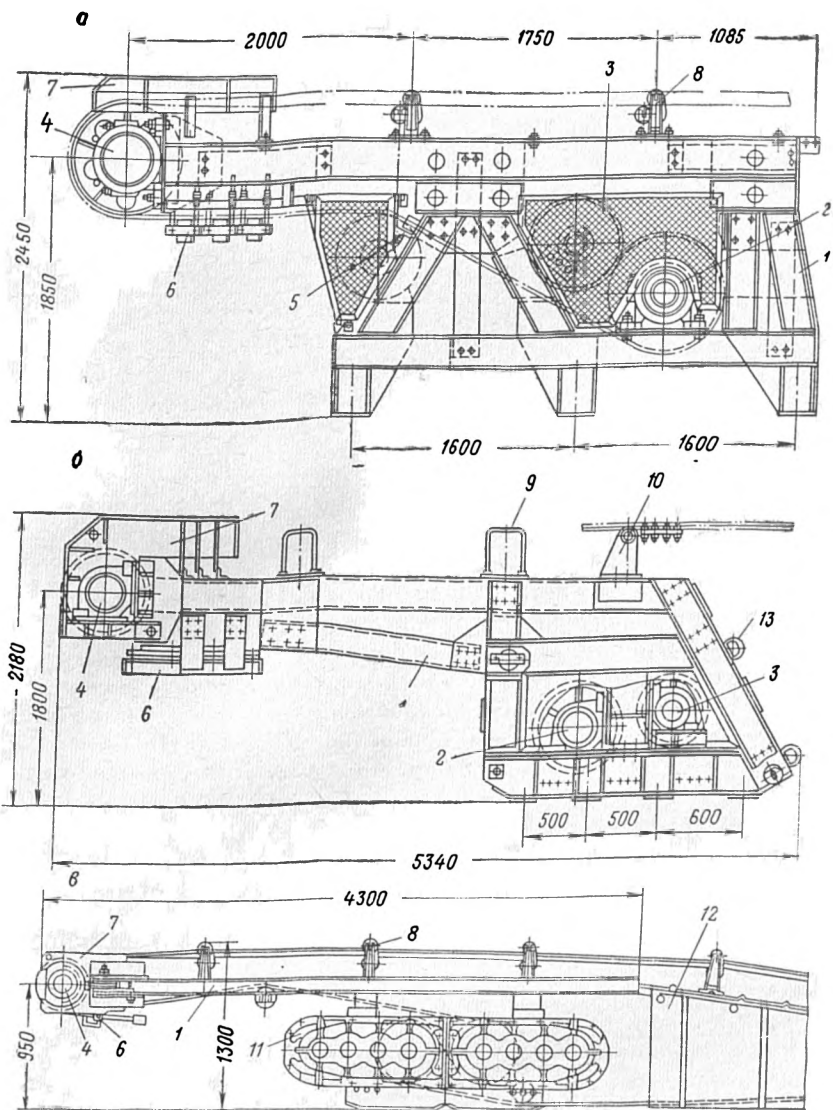


Рис. IV.9. Приводные станции конвейеров:

a — стационарного с жестким ставом (КРУ-260); *б* — стационарного с канатным ставом (ЛБ-100); *в* — полустационарного (КЛ-150); 1 — рама; 2 — приводной барабан; 3 — прижимной и отклоняющий барабан; 4 — выносной барабан; 5 — отклоняющий барабан; 6 — очистное устройство; 7 — направляющий борт; 8 — верхняя роликоопора; 9 — кронштейн для крепления роликоопор; 10 — кронштейн с зажимами для крепления канатов стая; 11 — приводной блок; 12 — переходная секция; 13 — нижний ролик

рабочей стороны ленты. Скребок прижимается к ленте грузом. Приводные блоки соединены фланцами с боковыми листами приводной станции. К боковине рамы присоединяют только редуктор; турбомуфту и электродвигатель крепят к его корпусу. Центрирование приводного блока относительно вала барабана осуществляется по цилиндрическому выступу на корпусе редуктора, входящему по посадке в расточку рамы.

Для продления срока службы ленты и других движущихся элементов конвейера, а также экономии электроэнергии перспективным является создание приводов, допускающих регулирование скорости в зависимости от величины грузопотока. Скорость ленты можно регулировать с помощью механических редукторов, снабженных коробками передач, многоскоростных асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором, электродвигателей с фазным ротором, гидравлических приводных устройств, а также благодаря применению в приводном блоке планетарных передач с двумя электродвигателями.

Из вариантов конструктивного исполнения приводов (рис. IV.10 и IV.11) предпочтительно продольное расположение двигателя относительно оси конвейера, требующее применения цилиндрикоконического редуктора. Некоторое усложнение конструкции компенсируется компактностью приводной станции.

Редукторы могут иметь разное число ступеней однотипных или комбинированных передач (цилиндрикоконических и цилиндричервячных). Применение планетарных передач обеспечивает снижение массы редуктора в 3—6 раз, но требует высокой точности его изготовления и сборки. Червячные передачи используют в качестве быстрой ступени при невысокой передаваемой мощности (55—70 кВт) и большом передаточном отношении (до 100). Для повышения передаваемых нагрузок и увеличения к. п. д. червячного зацепления применяют глобоидные передачи.

Для соединения выходного вала редуктора с приводным барабаном служат зубчатые, цепные муфты и муфты сцепления. Иногда на валу барабана муфта отсутствует. Хвостовик вала барабана при этом вставляют внутрь полого главного вала редуктора, что при некотором усложнении конструкции сокращает размеры привода.

В связи с тем, что передвижные конвейеры по точности монтажа уступают стационарным, имеет значение возможное уменьшение натяжения ленты, что достигается применением на большинстве типов установок двухбарабанного привода (см. рис. IV.8, *д*), а иногда и добавочного хвостового привода (рис. IV.12).

Приводные станции передвижных конвейеров монтируют на тележках самоходных или перемещаемых трактором по рельсам, уложенным перпендикулярно оси конвейера.

Натяжное устройство конвейера располагается на раме головной станции и приводится в действие установленной там же электрической лебедкой с полиспастом. Ход натяжного устройства должен

быть достаточным для выборки слабины ленты после установки конвейера на новом месте (выполняемой также стяжками хвостовой станции), для компенсации вытяжки ленты, происходящей при работе конвейера, а также для создания повышенного натяжения ленты в период пуска.

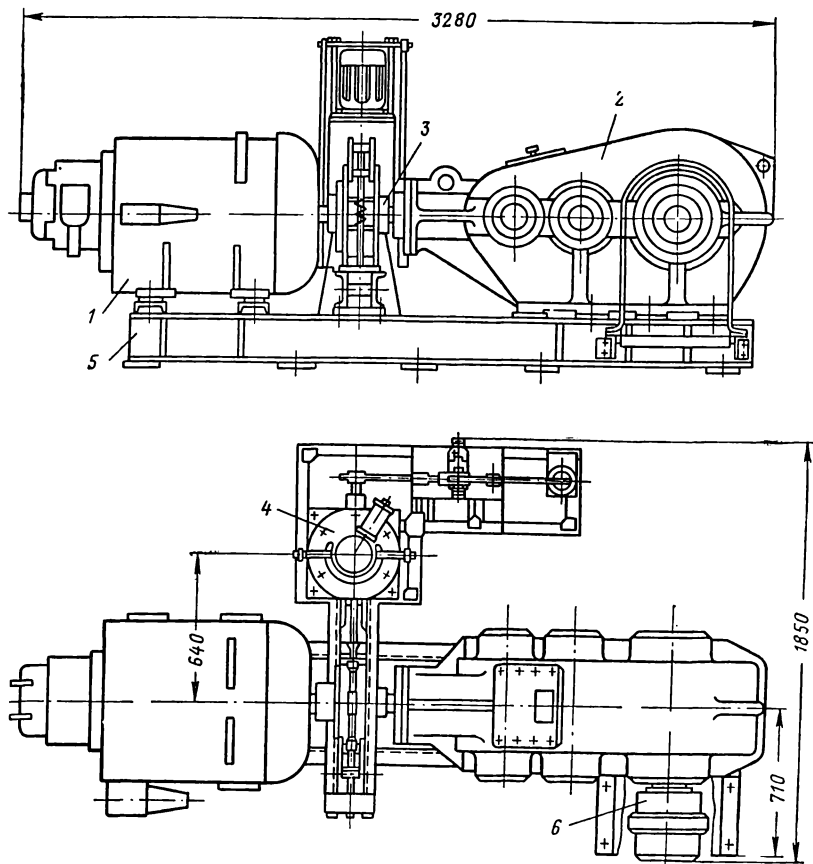


Рис. IV.10. Привод конвейера с продольным расположением двигателя:

1 — электродвигатель с фазным ротором; 2 — цилиндро-конический редуктор; 3 — втулочно-пальцевая муфта; 4 — тормозное устройство; 5 — рама привода; 6 — соединительная цепная муфта

Привод, как правило, оборудован электродвигателем с фазным ротором. Разгон конвейера обеспечивается введением в цепь ротора сопротивлений, имеющих увеличенное число ступеней, которые шунтируются контроллером по мере разгона.

Для снижения динамических нагрузок на ленту при пуске, а также устранения скользящих контактов, подгорания ламелей в пусковых устройствах можно применять индукционные реостаты

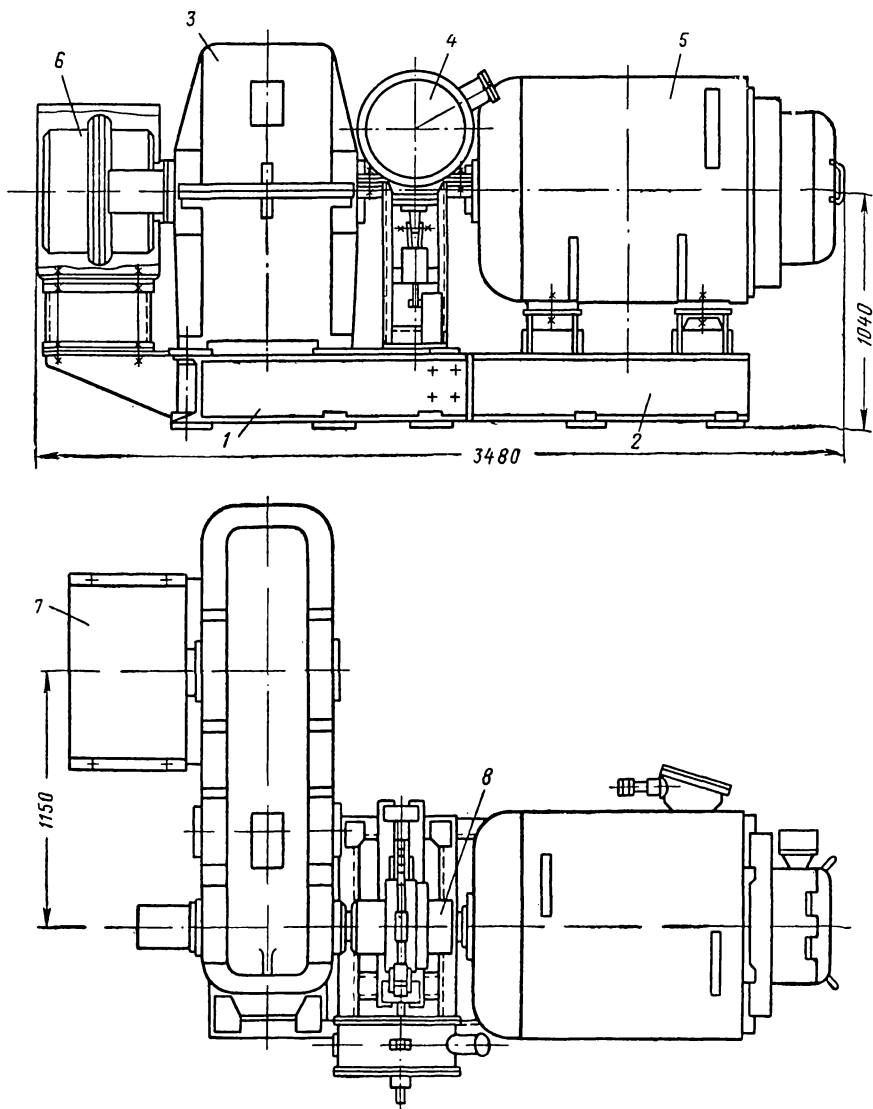


Рис. IV.11. Привод конвейера с поперечным расположением двигателя:
 1 — рама привода; 2 — моторная рама; 3 — цилиндрический редуктор; 4 — устройство
 тормозное; 5 — электродвигатель с фазным ротором; 6 — зубчатая муфта; 7 — защитная
 кожух; 8 — втулочно-пальцевая муфта

(дроссели), включенные в цепь ротора приводных двигателей. В этом случае коэффициент динамичности (отношение максимального окружного усилия на приводном барабане к его установившемуся значению) снижается с 2,5 до 1,3 [9].

Для выравнивания нагрузки на приводные барабаны и ленту при

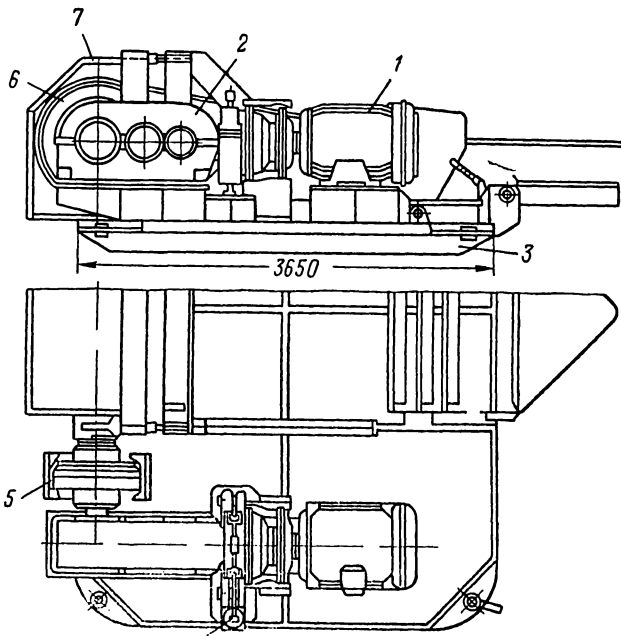


Рис. IV,12. Хвостовой привод передвижного конвейера:
1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — рама привода; 4 — тормоз; 5 — соединительная муфта; 6 — приводной барабан; 7 — ограждение

установившемся движении и снижения динамических нагрузок в период пуска редуктор соединяют с двигателем муфтами скольжения: гидравлическими, поршковыми, электромагнитными, а иногда упругими.

Конструкции барабанов и расчет передаваемых ими тяговых усилий

В *однобарабанных приводах* применяют, как правило, футерованные барабаны. Деформация сдвига поверхности футеровки относительно обечайки барабана не должна превышать 10% толщины эластичного слоя резины¹, т. е.

$$j \geq \frac{\tau_{\max}}{0,1h}, \text{ кгс/см}^2,$$

¹ Котов М. А., Дьяков В. А. Некоторые вопросы теории приводного барабана ленточного конвейера. В сб. «Проблемы совершенствования технологических схем и средств рудничного транспорта». М., «Наука», 1967.

где j — жесткость футеровки на сдвиг, кгс/см³;
 τ_{\max} — максимальные касательные напряжения, кгс/см²;
 h — толщина футеровки, см;

$$\tau_{\max} = \frac{S_{\max}\mu}{RB},$$

где μ — коэффициент сцепления ленты с футеровкой барабана;
 R — радиус барабана, см;
 B — ширина ленты, см.

По установленной расчетом деформации сдвига определяется модуль сдвига

$$G = jh,$$

который служит основанием выбора сорта резины для футеровки барабана.

Барабан, изображенный на рис. IV.13, *a*, установлен на радиальных сферических роликовых подшипниках 9. Вальцованная обечайка 1 опирается на литые ступицы 6. В некоторых барабанах вместо литья применено сварное соединение диска со ступицей, однако подобные конструкции не применяют в приводах значительной мощности.

Призматическая шпонка 3 предназначена для соединения вала 2 с полым тихоходным валом редуктора (без муфты). Упорная шайба 4 служит для удержания редуктора от осевого смещения.

На рис. IV.13, *б* показан барабан, имеющий неразъемное соединение обечайки со ступицами и закрепленный на валу клиновыми шпонками 7. Хвостовик вала 2 предназначен для установки соединительной муфты с помощью призматической шпонки. После сборки барабана на его футеровке фрезеруют пазы.

При изготовлении барабанов необходимо проведение их статической балансировки, а также ограничение биения по наружному диаметру в пределах 3—5 мм.

На рис. IV.13, *в* показана конструкция натяжного барабана конвейера отвалообразователя. Барабан установлен на подшипниках качения, запрессованных в стаканы, которые помещены внутрь обечайки 1. Ось 2 барабана опирается на сферические опоры 10, находящиеся в ползунах 11. Ползуны имеют пазы для перемещения по направляющим. Для предотвращения перекоса барабана в плоскости движения ленты вследствие неодинаковых усилий натяжения на оси барабана посажены звездочки 12. При перемещении барабана происходит перекачивание звездочек по зубчатой рейке, что исключает возможность перекоса оси. Чтобы предотвратить перекос при первоначальной установке барабана, конструкцией предусмотрена возможность перемещения рейки винтом в продольном направлении.

Повышение тяговой способности барабанного привода дает возможность, применяя более прочные ленты, увеличить длину транспортирования или заменить двухбарабанные приводы однобарабанными, что способствует увеличению долговечности ленты.

На рис. IV.14, а показана конструкция приводного барабана фирмы «Эйкхоф» с вакуумным прижатием ленты. Дополнительное прижатие ленты 2 к приводному барабану 1 достигается за счет

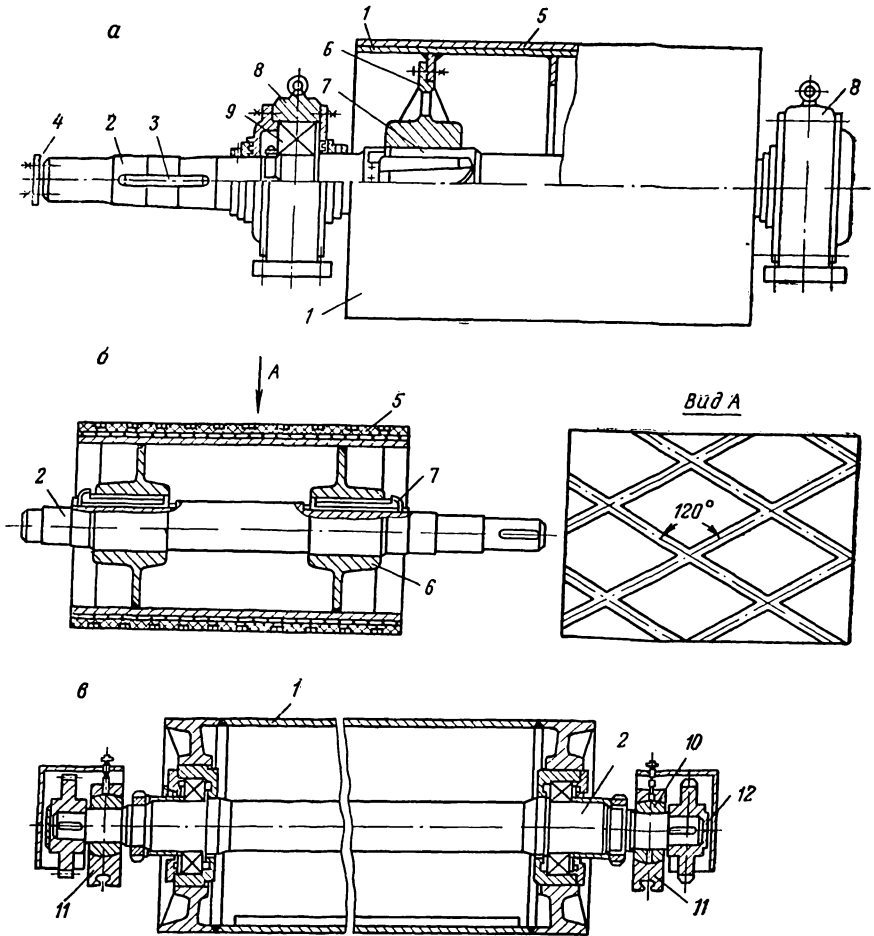


Рис. IV.13. Барабаны:

а — магистрального конвейера КЛМ (с гладкой футеровкой); б — конвейера 1Л100К (с рифленой футеровкой); в — приемного конвейера отвалообразователя ОШР-5000/95; 1 — обечайка; 2 — вал; 3 — призматическая шпонка; 4 — упорная шайба; 5 — футеровка; 6 — ступица; 7 — шпонка; 8 — корпус подшипника; 9 — роликовый подшипник; 10 — сферическая опора; 11 — ползун; 12 — звездочка

разрежения, создаваемого вакуум-насосом, соединенным штуцером с полостью барабана, которая сообщается с внутренней поверхностью ленты через клапаны 3.

Эта конструкция не отвечает требованиям эксплуатации ввиду ее сложности: необходимости установки вакуум-насосов, наличия

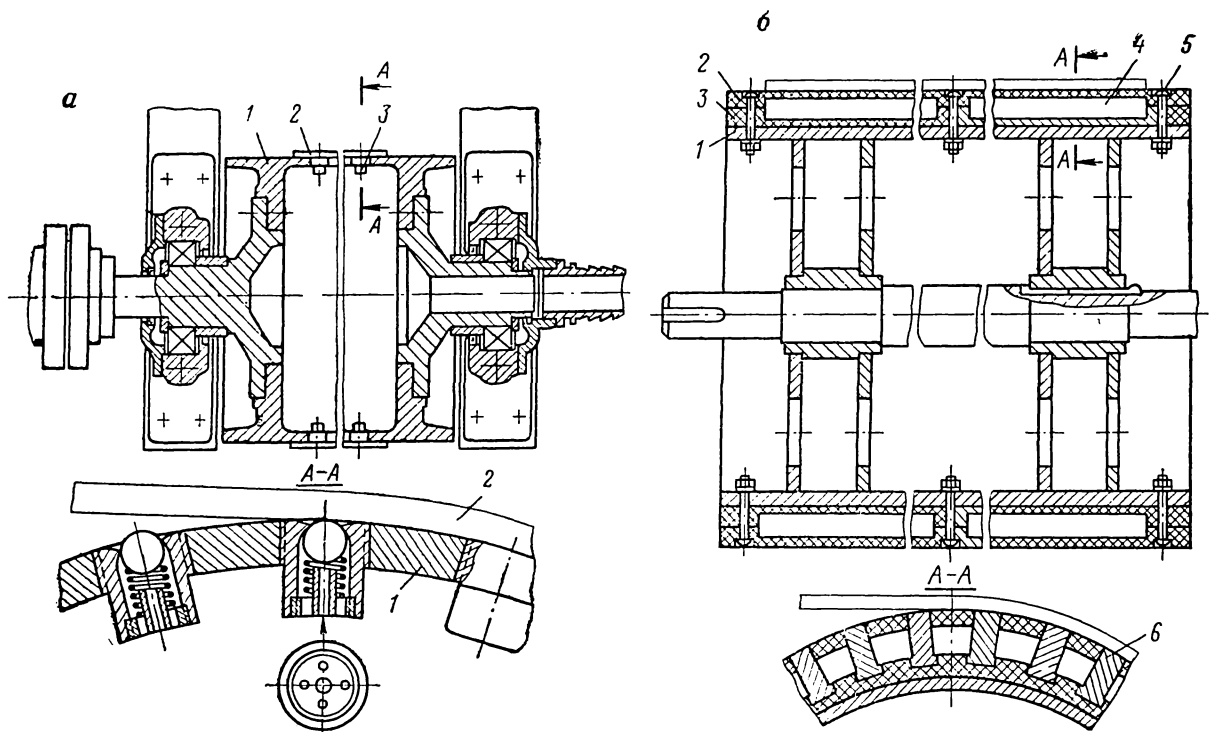


Рис. IV.14. Приводные барабаны специальных типов:

а — с вакуумным прижатием ленты; б — магнитный

нескольких сотен клапанов, а также вследствие ее ненадежности в связи с частым засорением клапанов и необходимостью тщательной очистки внутренней поверхности ленты.

В стадии исследования находятся концевые магнитные барабаны для резиновых лент и лент с магнитно-мягкой обкладкой (рис. IV.14, б). К обечайке барабана 1 болтами 5 крепится разъемная футеровка, состоящая из наружной 2 и внутренней 3 частей. В полости футеровки помещены по периметру обечайки магниты 4 и магнитопроводы 6, образующие совместно магнитную систему барабана.

Преимуществом данной схемы перед описанной выше является то, что дополнительная сила сцепления прикладывается по всей поверхности обхвата лентой барабана, а не в отдельных точках.

Максимальное тяговое усилие, передаваемое магнитным барабаном при натяжении сбегающей ветви $S_{сб}$,

$$W_0 = (S_{сб} + Rqb)(e^{\mu\alpha} - 1), \text{ кгс}, \quad (\text{IV.2})$$

где R — радиус барабана, см;

q — дополнительное удельное давление вследствие магнитного прижатия ленты к приводному барабану, кгс/см²;

b — ширина участка ленты, контактирующего с магнитной системой барабана, см;

α — угол обхвата лентой барабана.

Несмотря на постоянное совершенствование конструкций магнитных систем в направлении увеличения передаваемого ими тягового усилия, применение магнитных барабанов можно считать эффективным при зазоре между магнитом и ферромагнитным элементом ленты, не превышающем 3—4 мм.

Для *двухбарабанного привода* с жесткой кинематической связью барабанов (см. рис. IV.7, в) при углах обхвата их лентой α_1 и α_2 натяжения ленты на набегающей и сбегающей ветвях $S_{нб}$ и $S_{сб}$ и тяговая сила W_0 связаны уравнением

$$W_0 \leq S_{нб} - S_{сб} = S_{сб} (e^{\mu(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1) = S_{нб} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu(\alpha_1 + \alpha_2)}} \right), \quad (\text{IV.3})$$

т. е. оба барабана действуют как один с суммарным углом обхвата $\alpha_1 + \alpha_2$. При этом дуга покоя, характеризующая запас силы трения, имеет место только на барабане 1, а при весьма малом нагружении привода барабан 1 может оказаться полностью выключенным из передачи тяговой силы и дуга покоя может перейти также на барабан 2.

Недостаток двухбарабанных приводов с жесткой кинематической связью состоит в том, что при малейшем неравенстве диаметров или эксцентриситеты барабанов изменяется (увеличивается или уменьшается) натяжение ленты на промежуточной ветви, что может вызвать скольжение ее по обоим барабанам или даже разрыв. По этой причине в таких приводах не могут быть установлены футерованные барабаны, а применяются только барабаны со стальной обечайкой.

Этого недостатка не имеют двухбарабанные приводы с отдельными двигателями и с дифференциальным редуктором.

В приводе с отдельными двигателями (см. рис. IV.7, з, IV.8, д, ж) при полном использовании тяговой силы обоих барабанов и одинаковых коэффициентах сцепления μ натяжение на промежуточной ветви

$$S_{np} = \frac{S_{нб}}{e^{\mu\alpha_1}} = S_{сб} e^{\mu\alpha_2}. \quad (IV.4)$$

Тяговая сила на барабанах 1 и 2 (см. рис. IV.7, з):

$$W_1 = S_{нб} - S_{np} = S_{np} (e^{\mu\alpha_1} - 1); \quad (IV.5)$$

$$W_2 = S_{np} - S_{сб} = S_{np} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha_2}}\right). \quad (IV.6)$$

Отношение тяговых сил, моментов на валах барабанов при их одинаковом диаметре и мощностей двигателей будет иметь вид

$$k = \frac{W_1}{W_2} = \frac{M_1}{M_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{e^{\mu\alpha_2} (e^{\mu\alpha_1} - 1)}{e^{\mu\alpha_2} - 1}. \quad (IV.7)$$

Из формулы (IV.7) видно, что величина k зависит только от соотношения углов обхвата α_1 и α_2 и коэффициента сцепления μ , а для привода с определенной обводкой ленты, т. е. при постоянных углах α_1 и α_2 , — только от величины μ . Так, для привода, изображенного на рис. IV.8, д, при $\alpha_1 = 170^\circ$, $\alpha_2 = 210^\circ$ и $\mu = 0,25$ (что соответствует футеровке резиновой лентой и влажной атмосфере) $k \approx 1,8$, а при тех же углах обхвата и $\mu = 0,40$ (резиновая футеровка и сухая атмосфера) $k \approx 2,9$.

Чтобы иметь унифицированные блоки «двигатель — редуктор — барабан», на первом барабаче устанавливают обычно два, а на втором — один блок «двигатель ~ редуктор» одинаковой мощности (см. рис. IV.7, з), так что фактически $k = 2$, хотя при этом не полностью используется величина силы сцепления: при $k < 2$ это относится к барабану 1, при $k > 2$ — к барабану 2. Потери силы сцепления соответственно равны 7 и 10%.

В двухбарабанном приводе (см. рис. IV.7, д) с несимметричным дифференциалом (в данном случае коническим) отношение момента M_1 к M_2 , а при барабанах одинакового диаметра и отношение тяговых сил на барабанах W_1 и W_2 зависят только от k — передаточного отношения редуктора. Если передаточное отношение конического дифференциала редуктора выбрано для определенных значений α_1 , α_2 и μ по уравнению (IV.7), то оно сохраняется постоянным и при всех других значениях μ . Если фактическое значение μ больше расчетного или если общая передаваемая тяговая сила меньше максимальной, определенной по принятому значению μ , то дуга покоя образуется на обоих барабанах, что составляет достоинство привода данного типа. Однако, если по какой-либо причине коэффициент сцепления и тяговая сила дадут на одном барабаче, то в той же

пропорции уменьшается тяговая сила и на другом барабане, что легко может привести к общему проскальзыванию ленты по обоим барабанам. Это является недостатком привода данного типа. Кроме того, в связи с усложнением редуктора, которое вызывает наличие дифференциала, особенно при большой передаваемой мощности, область применения приводов этого типа обычно ограничивают конвейерами небольшой и средней мощности.

Конструктивное исполнение дифференциальных приводов характеризуется большим разнообразием видов планетарных передач. Несимметричный конический дифференциал (см. рис. IV.7, *д*) применяется сравнительно редко. Чаще используют передачу с цилиндрическими планетарными колесами, например по схеме, показанной на рис. IV.7, *е*. Оси планетарных цилиндрических шестерен $З$ укреплены в корпусе зубчатого колеса 4 , вращаемого шестерней, сидящей на валу двигателя. Шестерни $З$ находятся в зацеплении с солнечной шестерней 5 и колесом внутреннего зацепления 6 .

При равных диаметрах барабанов

$$k = \frac{W_1}{W_2} = \frac{M_1}{M_2} = \frac{z_6}{z_5}. \quad (IV.8)$$

При этом

$$z_6 = z_5 + 2z_3, \quad (IV.9)$$

где z_3 — z_6 — числа зубьев соответствующих зубчатых колес.

Дифференциальные двухбарабанные приводы (как и приводы с раздельными двигателями) не требуют соблюдения столь высокой точности диаметров барабанов, как при жесткой их связи, и поэтому допускают применение футерованных барабанов.

Помимо рассмотренных приводов разработан также привод с прижимными элементами, имеющий различные исполнения. Однако он находит применение только на конвейерах легкого и среднего типа. Прижимные элементы увеличивают силу прижатия ленты к барабану с помощью прижимного ролика (роликов) или ленты.

Принципиальные схемы приводов с прижимными роликом и лентой показаны на рис. IV.15.

Наибольшее натяжение набегающей ветви и тяговую силу для привода, показанного на рис. IV.15, *а*, можно найти из выражений:

$$S_{нб} = (P + S_{сб}) e^{\mu\alpha}; \quad (IV.10)$$

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб} = S_{сб} (e^{\mu\alpha} - 1) + P e^{\mu\alpha}, \quad (IV.11)$$

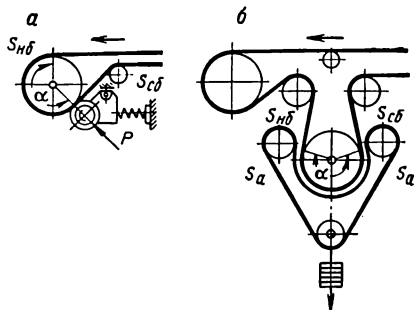


Рис. IV.15. Схема приводов с прижимным роликом (*а*) и прижимной лентой (*б*)

для привода, показанного на рис. IV.8, 15, б₂ — из выражений:

$$S_{нб} + S_a = (S_{сб} + S_a) e^{\mu\alpha}; \quad (IV.12)$$

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб} = (S_{сб} + S_a)(e^{\mu\alpha} - 1). \quad (IV.13)$$

Из этих выражений видно, что тяговая сила, которую передает привод с прижимными элементами, возрастает с увеличением прижимной силы ролика P и натяжения прижимной ленты S_a , что позволяет соответственно уменьшать силу $S_{сб}$, а следовательно, при той же величине тяговой силы W_0 — и силу $S_{нб}$.

Для оценки тяговых свойств привода может служить коэффициент n , определяющий степень использования продольной прочности ленты для передачи тяговой силы и равный отношению величины тяговой силы W_0 к наибольшему натяжению ленты $S_{max} = S_{нб}$:

$$n = \frac{W_0}{S_{нб}} = \frac{S_{нб} - S_{сб}}{S_{нб}}. \quad (IV.14)$$

Для всех рассмотренных выше приводов $S_{сб} > 0$, $W_0 < S_{нб}$, $n < 1$. Для привода с прижимными элементами, как это следует из (IV.11) и (IV.13), в принципе возможны величины $S_{сб} = 0$, $W_0 = S_{нб}$, $n = 1$.

Способы уменьшения натяжения ленты

В конвейерах с двумя приводами — с головным одно- или двухбарабанным и хвостовым однобарабанным (см. рис. IV.8, е, ж), применяемых на горизонтальных или слабонаклонных установках, лента имеет максимальные натяжения в двух точках набегания на тот и другой привод, причем величины этих натяжений при той же тяговой силе меньше наибольшего натяжения ленты конвейера с одним головным приводом. Это дает возможность при использовании одинаковой ленты существенно увеличить длину конвейера, благодаря чему конвейеры с двумя приводами наиболее часто применяются на длинных конвейерных линиях для уменьшения количества последовательно установленных ставов и промежуточных перегрузок. Натяжное устройство на таких конвейерах обычно совмещают с хвостовым приводом, который устанавливают на тележке.

Один из способов дальнейшего уменьшения наибольшего натяжения ленты состоит в применении дополнительных промежуточных приводов на грузовой или на грузовой и порожней ветвях конвейера. При установке их на грузовой ветви по схеме, изображенной на рис. IV.8, з, образуется промежуточная перегрузка на ту же ленту, что является недостатком данной схемы.

Другой способ состоит в установке под грузонесущей лентой конвейера нескольких последовательно расположенных приводных лент, имеющих контакт с грузонесущей лентой с помощью трения (см. рис. IV.8, и). Приводные устройства этого типа могут приме-

няться в качестве самостоятельных или дополнительных к головному или головному и хвостовому приводам.

В первом случае, при длине приводных лент $l_{\text{пр}}$, расстоянии между ними l' , коэффициенте трения между лентами f и коэффициенте сопротивления w' , отнесенному к весу груза q , кгс/м и ленты q_n , кгс/м, для передачи грузовой ветви горизонтального конвейера силы трения, достаточной для ее передвижения, должно соблюдаться следующее соотношение:

$$l_{\text{пр}}(q + q_n)f \geq l'(q + q_n)w', \quad (\text{IV.15})$$

Отсюда отношение суммарной длины приводных участков $\sum l_{\text{пр}} = L_{\text{пр}}$ к общей длине конвейера $\sum (l_{\text{пр}} + l') = L$:

$$\frac{l_{\text{пр}}}{l_{\text{пр}} + l'} = \frac{L_{\text{пр}}}{L} \geq \frac{w'}{w' + f}. \quad (\text{IV.16})$$

Для надежной работы такого конвейера суммарная длина приводных лент должна быть довольно значительной. Кроме того, эксплуатационный недостаток этой системы состоит в рассредоточении приводов по длине конвейера. На наклонном конвейере эффективность работы приводных лент быстро падает с увеличением угла наклона β , а при $\text{tg } \beta = f$ величина $L_{\text{пр}}$ становится равной L , т. е. система полностью теряет смысл. Эффективность применения приводных лент возрастает, если сила трения между ними и грузонесущей лентой увеличивается внешними силами, прижимающими ленты друг к другу, например магнитными силами, воздействующими на специальную грузонесущую ленту.

При величине удельной силы прижатия N , кгс/м необходимо, чтобы

$$L_{\text{пр}}(q + q_n + N)f \geq L(q + q_n)w', \quad (\text{IV.17})$$

откуда

$$\frac{L_{\text{пр}}}{L} \geq \frac{w'}{w' + f \left(1 + \frac{N}{q + q_n}\right)}. \quad (\text{IV.18})$$

Это отношение тем меньше, чем больше отношение $N/(q + q_n)$.

Диаметр приводных барабанов назначают главным образом в зависимости от типа ленты и ее характеристики (тип и количество прокладок, диаметр проволок и тросов резинотросовой ленты). Диаметр барабанов должен быть достаточно велик для ограничения величины возникающих в ленте напряжений изгиба и сдвига, снижающих срок ее службы. Однако с увеличением диаметра барабанов увеличиваются размеры привода и возрастает передаточное отношение редуктора. В связи с этим на подземных полустационарных и передвижных конвейерах диаметр барабанов принимают меньше, чем на стационарных.

Для лент с прокладками диаметр приводного барабана D_6 принимают пропорциональным числу прокладок i :

$$D_6 = ki, \text{ мм.} \quad (\text{IV.19})$$

Величина k находится в пределах 120—160 мм для лент с бельтинговыми прокладками и 160—200 мм для лент с синтетическими прокладками, предел прочности на разрыв которых составляет 150—300 кгс на 1 см ширины прокладки.

Для резинотросовых лент диаметр барабана принимают в зависимости от предела прочности ленты на разрыв σ_p :

δ_p , кгс/см	1500	2500	3150	3500
D_6 , мм	1000	1250	1250	1600

По ГОСТ 10624—63 установлен следующий ряд диаметров барабанов: 160, 200, 250, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000 и 2500 мм.

Принятый диаметр барабанов проверяют по величине удельного давления p , кгс/см² между лентой и барабаном. Учитывая, что при больших значениях p коэффициент сцепления ленты с барабаном несколько снижается, среднее удельное давление ограничивают значением * $p_{cp} = 1,0 \div 1,1$ кгс/см².

Давление ленты на барабан P при полном использовании силы сцепления ленты с барабаном W_0 и коэффициенте сцепления (трения) μ

$$P = \frac{W_0}{\mu}, \text{ кгс.} \quad (\text{IV.20})$$

Среднее удельное давление при угле обхвата лентой барабана (барабанов) α° и ширине ленты B , см

$$p_{cp} = \frac{P}{BD_6 \frac{\pi\alpha}{360}}, \text{ кгс.} \quad (\text{IV.21})$$

Отсюда

$$D_6 = \frac{360W_0}{Bp_{cp}\pi\alpha} \leq (105 \div 115) \frac{W_0}{B\alpha\mu}, \text{ см.} \quad (\text{IV.22})$$

Как видно из (IV.22), величина D_6 при прочих равных условиях обратно пропорциональна углу обхвата α . Поэтому в некоторых случаях, например на подземных конвейерах, применение двухбарабанного привода вместо однобарабанного дает возможность не только уменьшить натяжение ленты, но и применить барабаны меньшего диаметра.

§ 3. СТАВЫ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Жесткие ставы

Став ленточного конвейера состоит из опорных металлоконструкций (соединенные между собой секции или продольная ферма) и роlikоопор.

Секции устанавливают на почве, а в подземных выработках иногда подвешивают к верхнякам крепей. По конструкции их можно разделить на закрытые, у которых порожняя ветвь ленты защищена

* На весьма мощных конвейерах эти пределы практически не всегда могут быть выдержаны.

от просыпания груза стальными гофрированными листами (толщиной 1 мм), и открытые. Отечественная промышленность выпускает в основном закрытые секции (рис. IV.16). Унифицированная секция конвейера 2ЛУ100 состоит из боковин 1 и 2, выполненных из угольника $75 \times 75 \times 6$ мм, и распорки 3 (швеллер № 8) или для большей жесткости крестовины 4 (угольник $60 \times 60 \times 6$). Промежуточная секция имеет также нижний ролик 5, две верхних роликоопоры 6, на которых установлены шесть роликов 7, и верхний лист 8. Соединение узлов и деталей — болтовое.

Нижние ролики закреплены на кронштейнах, каждый из которых имеет по два паза, что дает возможность центрировать порожнюю ветвь ленты установкой роликов под углом до 3° в плане. Планки верхней роликоопоры также имеют аналогичные пазы. Ролики 7 закреплены в роликоопоре специальными замками.

Передвижные конвейеры для открытых работ собирают из унифицированных секций жесткого става. Количество секций определяет типоразмер конвейера. Характерным для забойных конвейеров является наличие самоходного бункера-питателя, передвигаемого по рельсам вдоль конвейера. Секции конвейера устанавливают на шпалах и крепят к ним двумя центральными штырями каждую. В комплекс отвального конвейера обычно входит перегрузочная самоходная тележка, которую перемещают по рельсам вдоль конвейера.

Для перемещения конвейеров без разборки соединение линейных секций со шпалами должно быть достаточно жестким для обеспечения стабильного положения конвейерных секций при эксплуатации. В то же время это соединение должно иметь некоторую подвижность, чтобы снизить деформации и опасные напряжения в опорных секциях при передвижении става конвейера. Соединение с помощью цилиндрических фиксаторов-штырей удовлетворяет этим требованиям.

Основой линейной секции (рис. IV.17) служит рама 1, сваренная из швеллера № 16, на которой закреплены шесть верхних роликоопор 2 и один (рис. IV.17, а, в) или два (рис. IV.17, б) нижних ролика 3, установленные с помощью кронштейнов 4 под углом $5-8^\circ$ к горизонтальной плоскости.

Для обеспечения плавного перехода ленты от линейной секции к приводной станции служат переходные секции. Центрирующие секции отличаются от линейных наличием роликоопоры, способной разворачиваться вокруг вертикальной оси под действием сходящей в сторону конвейерной ленты. При этом последняя должна автоматически вернуться в исходное положение. Центрирующие секции устанавливают через 10 линейных.

На секциях с отключающими роликами установлены вертикальные ролики, связанные с конечным выключателем. При смещении ленты более чем на 200 мм от центрального положения подается сигнал в систему управления, останавливающий конвейер.

Поддерживающие роликоопоры грузовой ветви конвейеров и транспортных агрегатов, как правило, имеют три ролика. Угол наклона

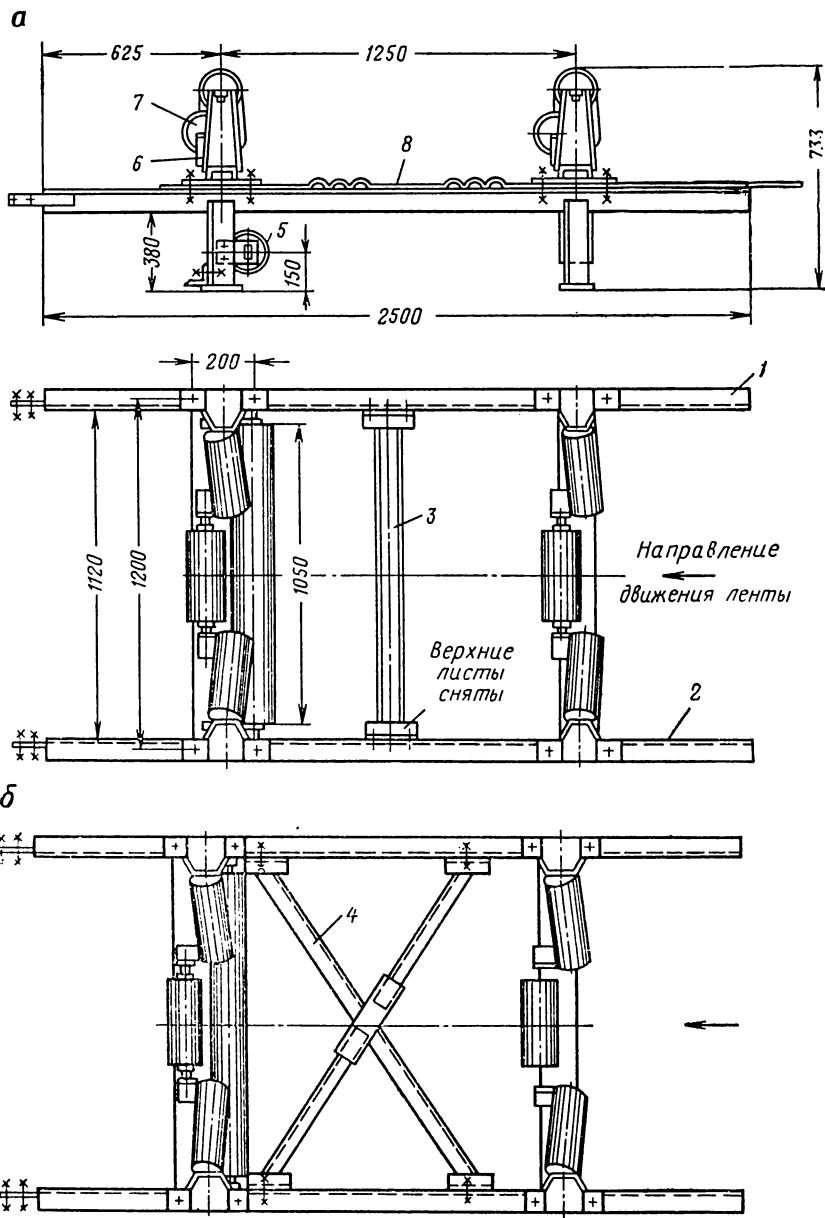


Рис. IV.16. Унифицированная промежуточная секция конвейера 2ЛУ100:
 а — с распоркой, б — с крестовиной

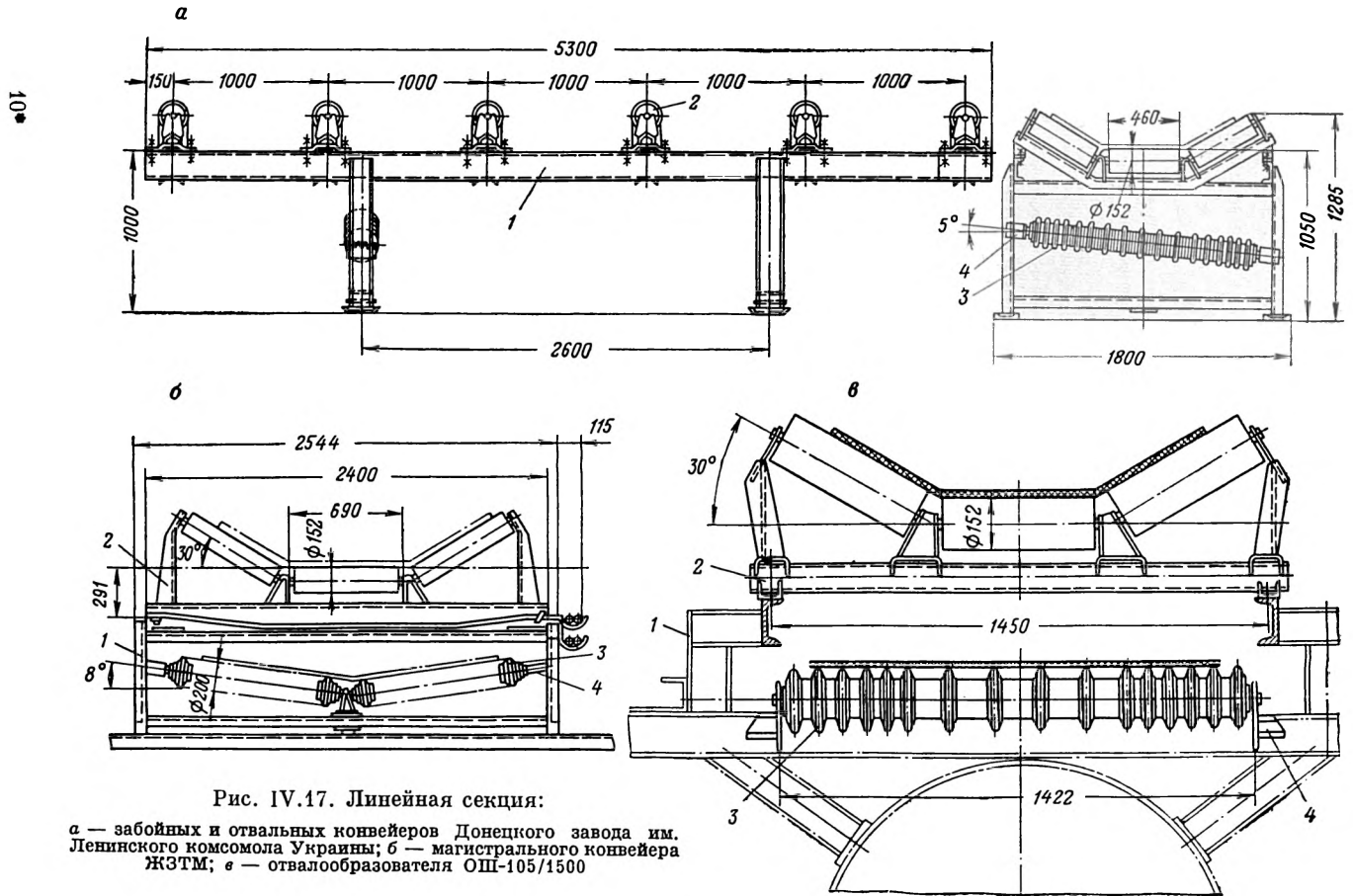


Рис. IV.17. Линейная секция:

a — забойных и отвальных конвейеров Донецкого завода им. Ленинского комсомола Украины; *б* — магистрального конвейера ЖЭТМ; *в* — отвалообразователя ОП-105/1500

боковых роликов 30° к горизонтали. Опорная балка роликкоопоры выполнена из проката или штампованного корытообразного профиля переменного сечения.

Для поворота роликкоопоры в плане (на угол до $3-4^\circ$) к опоре приварены боковые и средние кронштейны с несимметричными пазами для оси ролика и крайние опорные кронштейны, которые имеют по два овальных наклонно расположенных относительно продольной оси роликкоопоры отверстия под крепежные болты.

Одним из существенных вопросов проектирования забойных и отвальных конвейеров является правильный выбор их длины в одном ставе при известной длине фронта работ.

С ограничением длины ставов уменьшаются мощность и вес приводных станций; облегчается их передвижение; уменьшается необходимая продольная прочность ленты, а следовательно, и ее стоимость; требуется меньший ход натяжного устройства. Кроме того, уменьшаются «холостые пробег» ленты, так как ставы, расположенные на нерабочих участках фронта, отключаются. С увеличением длины ставов и уменьшением их количества уменьшается число приводов, перегрузочных пунктов и передвижных погрузочных и разгрузочных устройств, снижается загрязнение конвейерной линии под нижней ветвью, наиболее интенсивное на участке вблизи привода, сокращается количество обслуживающего персонала. Эти преимущества увеличения длины ставов обусловили применение при большом фронте работ конвейеров длиной до $1000-1500$ м, а на особо мощных установках — длиной, равной длине фронта, причем приводную станцию, вес которой резко возрастает, обычно делают в этом случае самоходной.

Особенно большое значение имеет уменьшение погонного веса груза и конвейера на передвижных транспортных агрегатах: отвалообразователях и отвальных мостах, а также на роторных экскаваторах. Конвейеры этих агрегатов устанавливаются на консольных и мостовых фермах, т. е. они находятся, по сравнению с передвижными конвейерами, в более благоприятных условиях монтажа и эксплуатации, что дает возможность дальнейшего повышения их скорости.

Канатные ставы

Помимо обычного жесткого става получает применение гибкий став, в котором роликкоопоры крепят к двум опертым на стойки канатам. Последние с одной стороны закрепляют с помощью анкера, а с другой — натягивают стяжками (рис. IV.18, а). Достоинства канатного става: меньший вес и большая эластичность, благодаря которой снижаются динамические нагрузки, передающиеся ленте и роликам при движении ленты по роликкоопорам. Аналогичные достоинства имеют шарнирные подвесные роликкоопоры (рис. IV.18, б)

Несущий канат должен быть закреплен только на концах конвейера. Став конвейера необходимо оснащать специальными

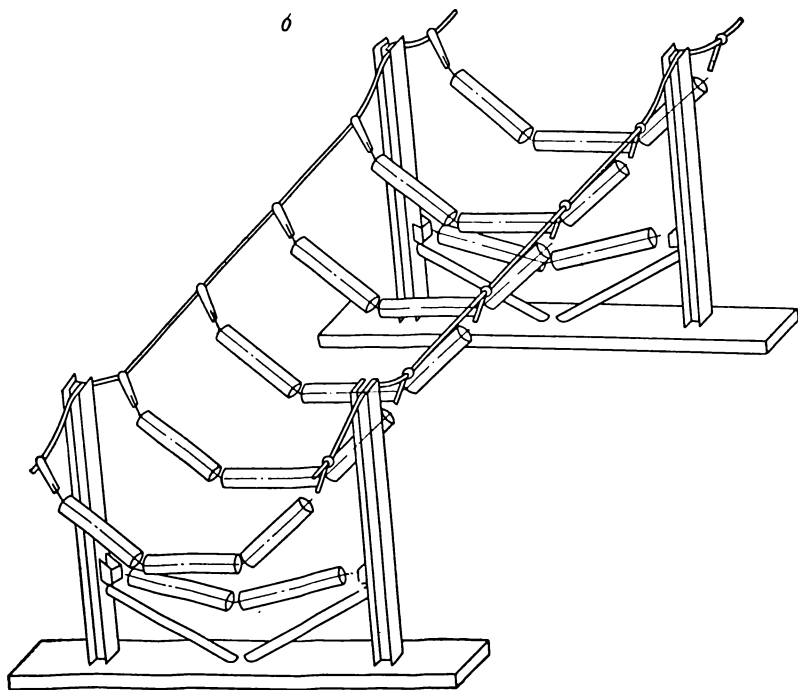
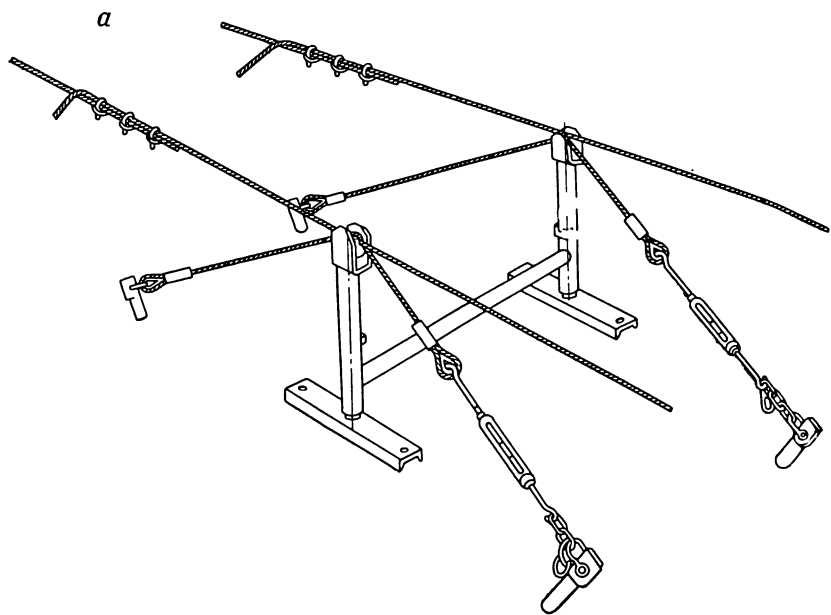


Рис. IV.18. Канатный став ленточного конвейера с подвесными шарнирными роликосторами

устройствами, распределенными по длине конвейера для натяжения каната в процессе эксплуатации.

Канатный став конвейера ЛБ100 состоит из канатов диаметром 22 мм, опирающихся на промежуточные не связанные между собой

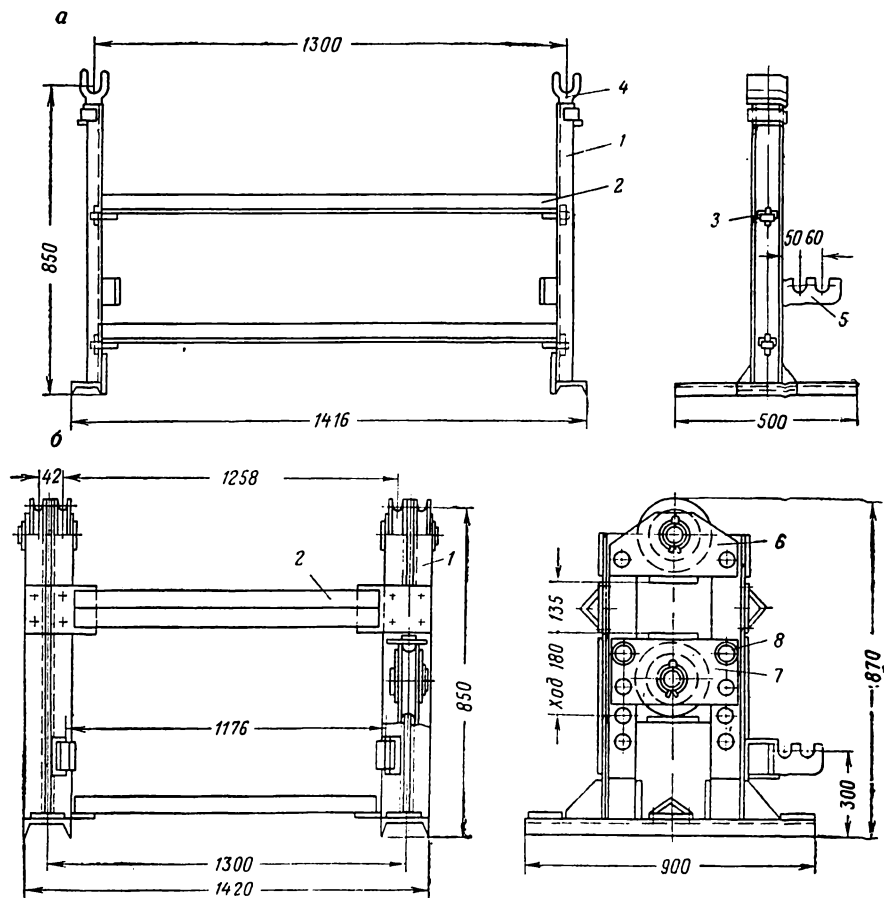


Рис. IV.19. Стойки канатного става:

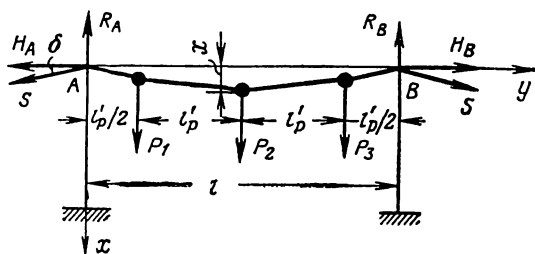
а — промежуточная; б — натяжная

стойки (рис. IV.19, а), устанавливаемые с шагом 5 м. Промежуточная стойка состоит из боковин 1 (швеллер № 12), соединенных между собой поперечными связями 2, при помощи клиньев 3. На боковинах закреплены вилки 4, поддерживающие несущие канаты, а также приварены кронштейны 5 для установки нижнего ролика. Кронштейны имеют по два паза, позволяющие перекашивать ролик для центрирования порожней ветви ленты. Верхние поддерживающие роlikоопоры подвешены и закреплены на канатах с шагом

1,25 м. Нижние ролики установлены на стойках через каждые 5 м. Концы канатов закреплены специальными зажимами к приводной и концевой станциям, которые установлены на фундаментах.

Для натяжения каната служат специальные натяжные стойки, расположенные с шагом 100 м по длине трассы. Натяжная стойка (рис. IV.19, б) имеет верхнюю неподвижную рамку 6 с двумя отклоняющими блоками и нижнюю подвижную рамку 7 с одним блоком. Для натяжения каната между неподвижной и подвижной рамками применяют домкрат, перемещающий нижнюю подвижную рамку. Тем самым происходит натяжение огибающего блок каната. После натяжения каната рамку 7 стопорят валиками 8.

Рис. IV.20. Схема подвески роlikоопор и действующих сил в пролете ленточного конвейера с канатным ставом



Расчет канатного става состоит в определении натяжения канатов, необходимого для ограничения их провеса между опорами, так как при большом провесе канатов лента получает волнообразную форму, причем происходит перегрузка роlikоопор, расположенных близ стоек, и соответственное уменьшение нагрузки на остальные роlikоопоры, а при ослаблении канатов и сильно натянутой ленте возникает опасность отрыва ее от средних роlikоопор.

Рассматривая канат как гибкую нить, свободно лежащую в двух точках на опорах и нагруженную сосредоточенными грузами (рис. IV.20), получаем основное уравнение, связывающее распор каната, т. е. горизонтальную составляющую H натяжения канатов S ($H = S \cos \delta \approx S$) с прогибом x в средней точке:

$$M = Hx, \text{ кгс} \cdot \text{м}, \quad (\text{IV.23})$$

где M — момент всех сил, действующих по одну сторону от этой точки.

Действующие на канат силы $P_1 = P_2 = P_3 = P$ определяются из выражения

$$P = (q + q_n + 2q_k) l'_p + G_p \approx (q + q_n) l'_p + G_p, \text{ кгс}, \quad (\text{IV.24})$$

где q , q_n и q_k — вес соответственно груза, ленты и каната, кгс/м;
 G_p — вес роlikоопоры, кгс;
 l'_p — расстояние между роlikоопорами, м.

Обычно роликоопоры навешивают на канат симметрично относительно стоек с одинаковым шагом так, как показано на рис. IV.20. В этом случае реакция стоек

$$R_A = R_B = \frac{Pi}{2}, \text{ кгс,} \quad (\text{IV.25})$$

где i — количество роликоопор в пролете.

Уравнение моментов для средней точки пролета, в которой стрела провеса $x = f_{\max}$, принимает вид

$$Hx - \frac{Pi}{2} \cdot \frac{l'_p i}{2} + \sum Pl_i = 0, \quad (\text{IV.26})$$

где l_i — расстояние от роликоопор до средней точки пролета.

Натяжение каждого из двух канатов

$$S_k \approx H_k = \frac{H}{2}.$$

Обозначив

$$f_{\max} = x = kl = kil'_p, \quad (\text{IV.27})$$

где l — длина пролета, получим

$$S_k = P \left(\frac{i^2}{8} - \frac{\sum l_i}{2l'_p} \right) \frac{1}{ki}. \quad (\text{IV.28})$$

Для $i = 3 \sum l_i = l'_p$; для $i = 4 \sum l_i = 2l'_p$; для $i = 5 \sum l_i = 3l'_p$ и т. д. Обычно $l'_p = 1,0 \div 1,5$ мм.

По максимальной величине $S_{k \max}$ выбирают диаметр несущего каната d_k . Как показывают расчеты, $d_k = 20 \div 25$ мм. Ленточные конвейеры типового ряда 2Л100, ЛБ100 имеют несущий канат диаметром $d_k = 22$ мм.

Из выражения (IV.28) видно, что требуемое натяжение каната тем больше, чем больше силы P и количество роликоопор в пролете i , а также чем меньше k (отношение стрелы провеса f_{\max} к длине пролета l), величина которого не должна превышать 0,03. Поэтому, учитывая сложность крепления концов канатов большого диаметра, на сильно нагруженных конвейерах число роликоопор ограничивают тремя, а иногда и двумя в пролете. На легких конвейерах для уменьшения числа опорных конструкций количество роликоопор в пролете принимают больше.

Для удержания канатов на определенном расстоянии друг от друга к ним под лентой крепят распорные дуги. Если последние отсутствуют, то канаты отклоняются роликооперами не только вниз, но и навстречу друг другу. Чтобы избежать чрезмерного сближения канатов, натяжение их берут несколько выше расчетного.

Установка и конструкция роlikоопор

Шаг роlikоопор на грузовой ветви ленточного конвейера зависит от ряда факторов, основными из которых являются предотвращение чрезмерного провисания и выполаживания ленты между роlikоопорами и ограничение статической и динамической нагрузок на них. В связи с тем, что провисание ленты возрастает с увеличением нагрузки на нее, которая, в свою очередь, возрастает с увеличением ширины ленты и насыпного веса груза, шаг роlikоопор принимают в обратном пропорциональной зависимости от величины этих параметров.

Для конвейеров, перемещающих уголь, типаж подземных магистральных конвейеров предусматривает шаг роlikоопор 1400 мм для лент шириной 500—800 мм; 1200 мм для лент шириной 1000—1200 мм; 1000 мм для лент шириной 1200—2000 мм. Для порожняковой ветви шаг принимают вдвое большим.

На очень длинных конвейерах, у которых натяжение ленты в головной части иногда в несколько раз превосходит ее натяжение в хвостовой части, оказывается целесообразным для сокращения количества роlikоопор принимать два или три разных шага по длине конвейера с уменьшением его к головной части.

Диаметр роlikов жестких и подвесных роlikоопор выбирают главным образом в зависимости от величины действующих на них статических и динамических нагрузок. Статическая нагрузка зависит от ширины ленты и насыпного веса груза, динамическая — от кусковатости груза, скорости ленты, а также от ее толщины, структуры и силы натяжения. Кроме того, скоростью ленты и диаметром роlikов определяется скорость их вращения, достигающая на быстроходных конвейерах 500—800 об/мин. С увеличением диаметра роlikов несколько уменьшается коэффициент сопротивления качению ленты, но возрастает их вес и стоимость. Указанными соображениями руководствуются, устанавливая диаметр роlikов. Принят следующий ряд наружных диаметров роlikов: 108, 127, 159, 194 и 219 мм.

К роlikам предъявляют следующие требования: минимальное и стабильное при разных условиях эксплуатации сопротивление вращению; обеспечение прочности и долговечности, определяемой не менее чем трехгодичным сроком работы без ремонта; минимальный уход при эксплуатации; технологичность и ограниченная стоимость изготовления в условиях массового производства. Трудности, связанные с осуществлением этих требований, обусловили большое разнообразие конструкций роlikов, выпускаемых машиностроительными заводами. Однако на основе опыта эксплуатации ленточных конвейеров и изменений, внесенных в последнее время в технологию их производства, выявились некоторые общие прогрессивные направления в конструировании роlikов, к которым в первую очередь относятся расположение шарикоподшипников и способ их смазки.

На практике применяют три конструктивных типа роликов: на цапфах (полуосях), сделанных заодно с фланцами; со сквозной вращающейся вместе с роликом осью (в обоих случаях с подшипниками, расположенными вне ролика) и с неподвижной осью и подшипниками, расположенными внутри ролика. Наилучшие эксплуатационные качества показал третий тип. Он является сейчас преобладающим в практике конвейеростроения. Этот тип ролика позволяет также упростить станину роликостроения и расположить на ней ролики с меньшими зазорами (в которых может прогибаться и заклиниваться лента). В подвесных шарнирных роликостроениях этот тип является по существу единственным практически возможным.

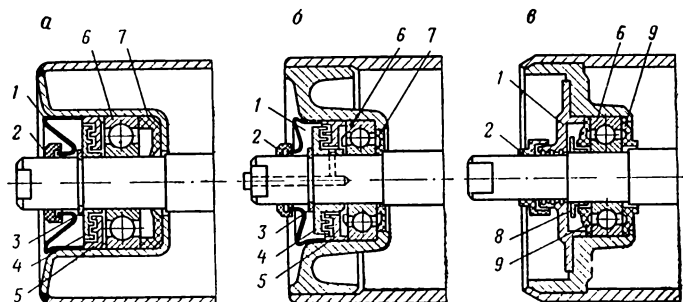


Рис. IV.21. Подшипниковые узлы роликов:

а — с закладной смазкой; б — с возобновляемой смазкой; в — конструкции УкрНИИПроекта

Другим направлением является отказ от весьма трудоемкой при эксплуатации конвейеров системы периодически возобновляемой смазки и применение (как основной) системы смазки, закладываемой на весь срок службы ролика (или до его ремонта). Реализация этого направления связана с созданием новых эффективных уплотнительных устройств, обеспечивающих высокую герметичность и не вызывающих заметного увеличения сопротивления вращению роликов. Этим требованиям удовлетворяют применяемые в различных сочетаниях лабиринтные уплотнения и упругие защитные кольца. Лабиринтные уплотнения изготовляют штамповкой и прессованием преимущественно из синтетических материалов, обладающих антифрикционными свойствами, мало истирающихся и не дающих абразивного продукта истирания. Упругие (мембранные) кольца изготовляют такими же способами из специальной тонколистовой стали или из упругих пластмасс, а иногда из маслостойкой резины.

На рис. IV.21, а показан подшипниковый узел в сборе с закладной смазкой, монтируемый в изготовленном глубоким прессованием стакане-фланце и состоящий из крышки 1; упругого невращающегося фасонного кольца 2, образующего вместе с крышкой первую ступень уплотнения; установочного разводного кольца 3, закладываемого в выточку валика; вращающегося 5 и невращающегося 4 колец

двухступенчатого торцового лабиринта; шарикоподшипника 6 и уплотняющего упругого кольца 7. На рис. IV. 21, б показан подшипниковый узел такого же типа с подводимой по осевой канавке в валике возобновляемой смазкой и с другой технологией изготовления и крепления стакана-фланца.

На рис. IV. 21, в показан новый хорошо себя зарекомендовавший тип подшипникового узла с закладной смазкой конструкции института УкрНИИПроект, состоящий из резинового кольца 2 первой ступени уплотнения; крышки 1 с жировыми канавками; невращающегося уплотнительного кольца 8 и шарикоподшипника 6, защищенного с обеих сторон фасонными уплотнительными кольцами 9 из капрона.

Способы центрирования ленты

Для предотвращения сбегаия ленты в сторону и автоматического выравнивания ее хода применяют центрирующие роlikоопоры. Конструктивно они разделяются на две группы: регулируемые и самоцентрирующие. К первой группе относятся роlikоопоры, закрепляемые под некоторым углом к поперечной оси конвейера (обычно $3-4^\circ$); ко второй группе — роlikоопоры, которые реагируют на смещение ленты в сторону и возвращают ее в исходное положение. Большинство передвижных и полустационарных конвейеров оснащены роlikоопорами первой группы (рис. IV. 22, а, б). Роlikоопоры второй группы сложны по конструкции. Их применяют, как правило, на стационарных конвейерах.

На конвейерах Донецкого машиностроительного завода им. Ленинского комсомола Украины нижние роликы (рис. IV. 22, в) устанавливают под углом 5° к горизонтальной оси. На соседних секциях они имеют наклон в разные стороны для образования лотка. Поэтому кронштейны выполнены с пазами, позволяющими перекашивать нижний ролик по ходу ленты. В некоторых конструкциях поворот

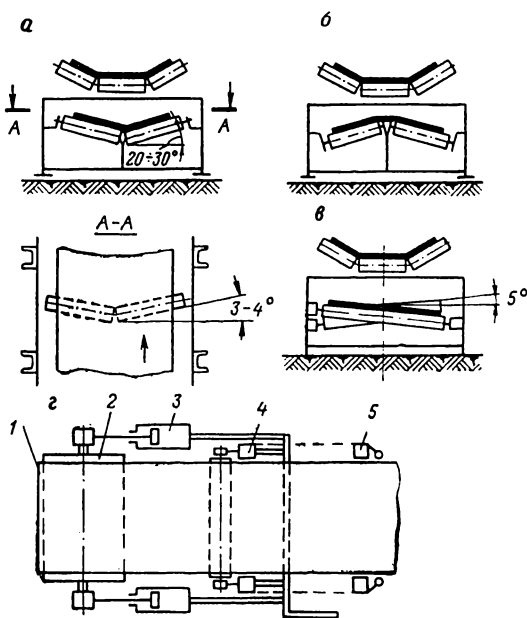


Рис. IV. 22. Схемы центрирующих устройств:

а — роlikоопора порожней ветви ленты нормальной «лотковости»; б — роlikоопора порожней ветви обратной «лотковости»; в — однороликковая опора порожней ветви с переменным наклоном; г — автоматическое устройство с пневматическим приводом

имеют наклон в разные стороны для образования лотка. Поэтому кронштейны выполнены с пазами, позволяющими перекашивать нижний ролик по ходу ленты. В некоторых конструкциях поворот

и фиксация роликоопор осуществляются с помощью винтового устройства. Этот способ центрирования прост и экономичен, что позволяет применить его на каждой роликоопоре для получения суммарного эффекта стабилизации ленты. Однако центрирующее действие отдельных роликоопор невелико, так как смещающие силы от соседних роликов полностью или частично компенсируют друг друга.

Более эффективен способ центрирования ленты поворотом роликоопор под воздействием тягового органа или от самостоятельного привода.

Поворотные опоры (рис. IV.23, а) имеют установленные на рычагах дефлекторные ролики *б*, которые разворачивают роликоопору под действием отклонившейся ленты.

При повороте роликоопоры на угол α относительно ее нормального положения возникает смещающая ленту сила

$$F_{см} = F_{тр. ск} \cos \alpha - F_{тр. кач} \sin \alpha. \quad (IV.29)$$

Величина сопротивления движению ленты при качении ее по ролику

$$F_{тр. кач} = (q_l + q'_p + q) w', \quad (IV.30)$$

где q_l , q'_p , q — соответственно вес ленты, движущихся частей роликоопоры и груза, приходящиеся на центрирующую роликоопору;

w' — коэффициент сопротивления движению ленты по нормально установленной роликоопоре.

Величина сопротивления движению ленты при скольжении ее по ролику

$$F_{тр. ск} = (q_l + q) f_c, \quad (IV.31)$$

где f_c — коэффициент трения скольжения ленты по роликоопоре.

Момента, необходимого для разворота роликоопоры, часто оказывается недостаточно вследствие увеличения сопротивления в шарнире (засорение, заклинивание, коррозия и пр.), и роликоопора не центрирует ленту, а лишь приспособляется к движению последней.

Для увеличения этого момента применяют принудительный разворот путем подтормаживания роликов (рис. IV.23, б). К боковому кронштейну поворотной балки *5* крепят механизм торможения подерживающего ролика *3*, представляющий собой двулучий рычаг, на одном конце которого установлен дефлекторный ролик *б*, на другом — тормозные колодки *8*. Дефлекторный ролик и тормозные колодки связаны между собой пружиной кручения. Пружина *9* удерживает тормозные колодки от соприкосновения с роликом при нормальной работе.

При воздействии кромки ленты *1* на дефлекторный ролик последний поворачивается, деформируя пружину кручения, в результате

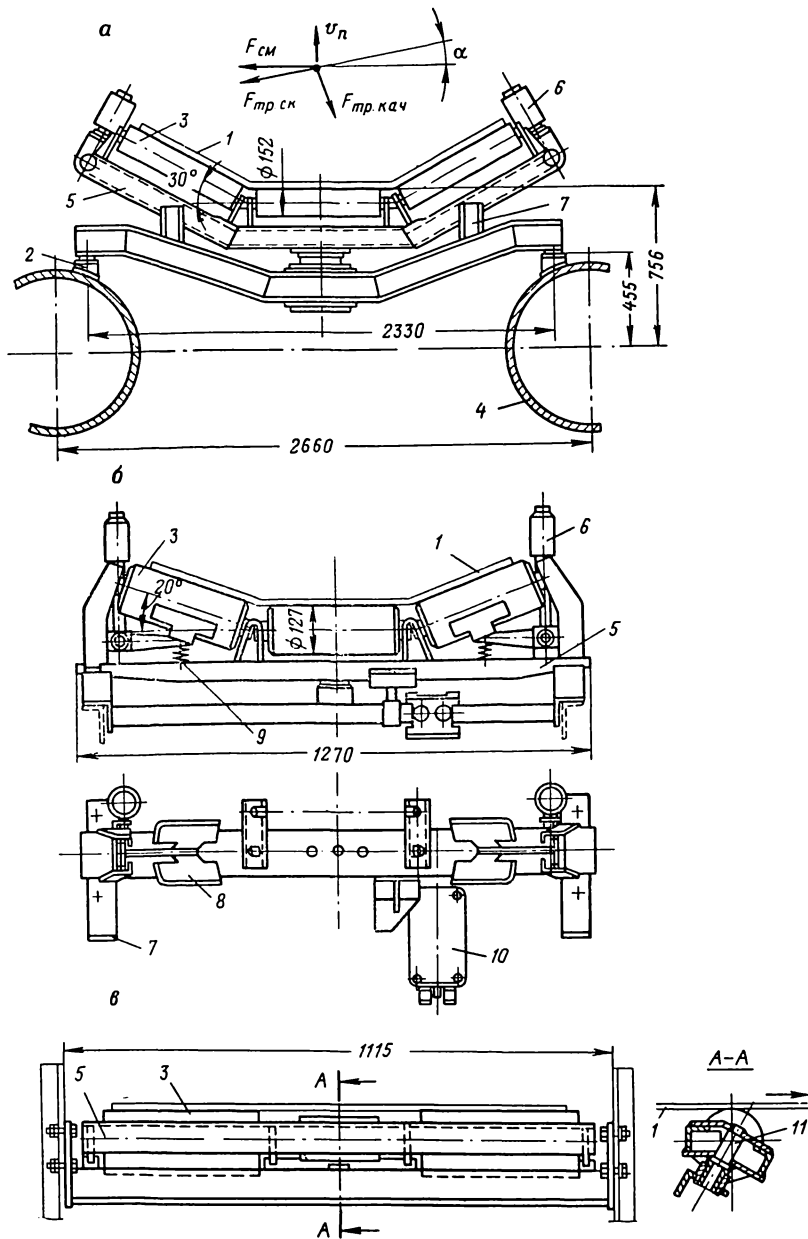


Рис. IV.23. Конструкции самоцентрирующих роликоопор:

а — поворотных; б — с тормозами рычажного типа; в — качающегося типа; 1 — лента; 2 — кронштейн; 3 — поддерживающий ролик; 4 — несущая балка; 5 — поворотная опора; 6 — дефлекторный ролик; 7 — ограничительный упор; 8 — тормозные колодки; 9 — возвратная пружина; 10 — конечный выключатель; 11 — ось

тормозные колодки затормаживают поддерживающий ролик. Поскольку скорость ленты постоянна, ролик *б* увлекается ею в направлении движения, поворачивая роликкоопору на некоторый угол и смещает ленту в противоположную сторону. Тормозное усилие и соответственно угол поворота роликкоопоры зависят от силы давления кромки ленты на дефлекторный ролик.

Для ограничения поворота роликкоопоры предназначены упоры *7*. Конечный выключатель *10*, связанный с неподвижной частью роликкоопоры, служит сигнализатором схода ленты. В электрической схеме предусмотрена выдержка во времени срабатывания, что предохраняет от частых выключений конвейера, так как обычно лента после схода возвращается в исходное положение.

Центрирующее действие роликкоопоры можно увеличить, используя продольную составляющую веса ленты с грузом или для нижней ветви только ленты (рис. IV.23, *в*). Для этого поворотная часть роликкоопоры *5* имеет возможность вращаться вокруг оси *11*, расположенной под углом $15\text{--}30^\circ$ к вертикали в сторону движения ленты. При повороте одна сторона опоры приподнимается (при сходе с нее ленты), а другая, наоборот, опускается под действием веса ленты, двигаясь по ходу ленты.

Описанная конструкция нашла ограниченное применение вследствие значительного износа нижней обкладки ленты.

Для увеличения момента, поворачивающего роликкоопору или концевые барабаны, разработаны устройства, в которых поворот производится от движущейся ленты или индивидуального привода через зубчатые, винтовые и гидравлические передачи. Такое центрирующее устройство с пневматическим приводом [2] (см. рис. IV.22, *г*) служит для поворота концевого барабана *2* с помощью датчиков *5* схода ленты *1*. Датчики схода ленты связаны с золотниками *4*, которые управляют пневмоцилиндрами *3*. Ход поршней пневмоцилиндров обеспечивает необходимый перекося барабана *2* и центрирование ленты.

Применение подобных устройств затруднено их конструктивной сложностью, высокой стоимостью, необходимостью постоянного наблюдения и ухода при эксплуатации.

§ 4. ЗАГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Способы погрузки, помимо конструктивных особенностей конвейера, определяются видом перемещаемого груза и скоростью конвейерной ленты.

На рис. IV.24, *а* показана схема погрузки крупнокускового груза вибрационным или качающимся питателем-грохотом на конвейер, движущийся с ограниченной скоростью, на рис. IV.24, *б* — на быстроходный конвейер с помощью профилированного лотка, на котором происходит формирование грузопотока, сообщение ему скорости, близкой к скорости ленты, а иногда также подсев мелких фракций. Для конвейеров с весьма высокой скоростью, чтобы

предохранить конвейерную ленту от сильного износа на погрузочном пункте, нередко применяют ленточные ускорительные питатели (рис. IV.24, а), на которых грузопотоку сообщается скорость, равная скорости ленты конвейера.

Рассмотрим метод определения рабочей длины l горизонтального питателя и мощности его двигателя.

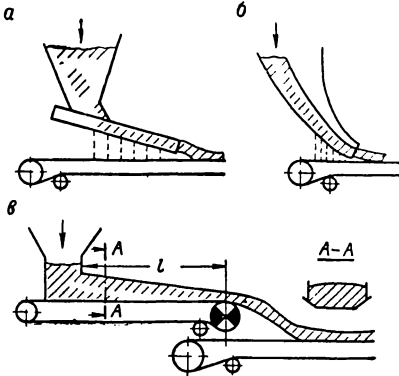


Рис. IV.24. Схемы погрузки на конвейер

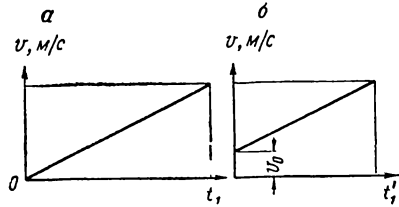


Рис. IV.25. Графики скорости движения груза на ленточном ускорительном питателе

Если груз поступает на питатель со скоростью в направлении движения ленты $v_0 = 0$ и приобретает затем на длине l скорость v , м/с, то при равноускоренном (под действием постоянных сил) движении груза на ленте (рис. IV.25, а) и времени его разгона t , с

$$l = \frac{vt_1}{2}, \text{ м.} \quad (\text{IV.32})$$

Лента, движущаяся с постоянной скоростью v , проходит за этот же период путь

$$s = vt_1 = 2l. \quad (\text{IV.33})$$

Следовательно, путь груза относительно ленты (путь трения о ленту)

$$s - l = 2l - l = l = \frac{vt_1}{2}. \quad (\text{IV.34})$$

В случае поступления грузопотока на ленту питателя со скоростью в направлении хода ленты $v_0 > 0$ ($v_0 < v$) длина рабочей части питателя (рис. IV.25, б)

$$l' = \frac{v+v_0}{2} t' < l \quad (\text{IV.35})$$

и путь груза относительно ленты

$$l'_1 = \frac{v-v_0}{2} t'_1 < l. \quad (\text{IV.36})$$

При движении лежащего на горизонтальной ленте груза весом G , кгс на него действует сила трения о ленту (с коэффициентом трения f)

и о борты конвейера. Величину последней учитываем коэффициентом k

$$Gf - Gfk - \frac{G}{g} a = 0. \quad (\text{IV.37})$$

Отсюда ускорение движения груза

$$a = gf(1 - k), \text{ м/с}^2. \quad (\text{IV.38})$$

Продолжительность периода разгона при $v_0 = 0$

$$t_1 = \frac{v}{a} = \frac{v^2}{gf(1 - k)}, \text{ с}, \quad (\text{IV.39})$$

а требующаяся рабочая длина питателя

$$l = \frac{vt_1}{2} = \frac{v^2}{2gf(1 - k)}, \text{ м}. \quad (\text{IV.40})$$

В связи с тем, что скорость груза на ленте питателя возрастает от 0 до v с постоянным ускорением, средняя скорость груза

$$v_{\text{ср}} = \frac{v}{2}, \text{ м/с}. \quad (\text{IV.41})$$

Нагрузка на 1 м ленты, обратно пропорциональная скорости груза, уменьшается от максимальной у погрузочной воронки до минимальной в головной части питателя. Средняя нагрузка на 1 м ленты при производительности питателя Q , тс/ч

$$q_{\text{ср}} = \frac{Q}{3,6v_{\text{ср}}} = \frac{2Q}{3,6v} = \frac{Q}{1,8v}, \text{ кгс/м}. \quad (\text{IV.42})$$

При этом сила трения, действующая на ленту,

$$F = q_{\text{ср}}lf = \frac{Qlf}{1,8v}, \text{ кгс} \quad (\text{IV.43})$$

и мощность двигателя, затрачиваемая на разгон груза и преодоление возникающих при этом сил трения,

$$N' = \frac{Fv}{102} = \frac{Qlf}{1,8 \cdot 102} \approx \frac{Qv^2}{3600(1 - k)}, \text{ кВт}. \quad (\text{IV.44})$$

Общая мощность питателя

$$N = \frac{N' + N_0}{\eta}, \text{ кВт},$$

где N_0 — мощность на валу барабана, подсчитанная для питателя как для конвейера производительностью Q и длиной l ;
 η — к. п. д. привода.

В технологических схемах работы горнотранспортных комплексов возможны случаи, когда необходима погрузка транспортируемого материала на ленту забойного или отвального конвейера в зоне приводной станции, куда не может подойти перегрузочная тележка

или самоходный бункер. В таких случаях бункер устанавливают на раму приводной станции. Для предохранения от разлета груза и увеличения срока службы ленты в нижней части бункера закрепляют резиновые полосы из конвейерной ленты или из более мягкой резины, при помощи которых можно регулировать зазор между несущей лентой и стенками бункера.

На раме приводной станции обычно устанавливают разгрузочную воронку (рис. IV.26, а) для гашения скорости потока груза и направления его вертикально на ленту или приемный бункер последующего транспортного средства. Воронка состоит из сварного каркаса 1 и направляющих рамок 4, служащих для регулировки положения бункера относительно грузопотока. Для направления груза по центру ленты и сведения до минимума просыпей в нижней части воронки крепится гибкий воротник из конвейерной ленты. Для улавливания груза, просыпающегося в зоне приводной станции, и удаления его предусматривают подборщик просыпей 5 в виде ленточного конвейера с лентой шириной на 10—15% больше, чем у основного конвейера, и малой скоростью (0,25—0,35 м/с).

В более мощных конвейерах и перегружателях необходима установка перед выносным барабаном отбойного щита-экрана (рис. IV.26, б). Эффективность работы щита определяется его формой, расстоянием от разгрузочного барабана 3, скоростью транспортирования и родом груза. Отбойный щит 7 устанавливают на выносном кронштейне 6, связанном с несущей балкой 9 консоли перегружателя. Положение щита регулируется тягами 10 и 11, фиксируется горизонтальной осью 12, вставляемой в вырезы боковины 13. Экран изогнут в вертикальной плоскости и снабжен направляющими бортами, что необходимо для гашения скорости и предотвращения разброса материала в пунктах перегрузки. При сопряжении конвейеров под прямым углом надобность в направляющих бортах отпадает.

Во избежание быстрого износа экранной плиты отбойного щита вследствие ударов о нее груза ее изготавливают из высокопрочной стали, а иногда футеруют пластинами из технической резины.

Усилие, действующее на отбойный щит,

$$P = \frac{\sum m \Delta v}{\Delta t}, \text{ кгс}, \quad (\text{IV.45})$$

где m — масса движущегося груза, кгс·с²/м;

$\Delta t \approx 1$ с — время изменения скорости груза, т. е. торможения при соприкосновении с экраном;

Δv — изменение скорости, м/с.

Так, для отвалообразователя ОШР 5000/95 при угле установки экрана $\alpha = 26^\circ 10'$ к вертикали расчетная величина $P = 535$ кгс. Эта величина является исходной для расчета элементов конструкции отбойного щита на прочность.

При транспорте липких и влажных грузов в местах перегрузки применяют щиты, изготовленные из конвейерной ленты. Для придания

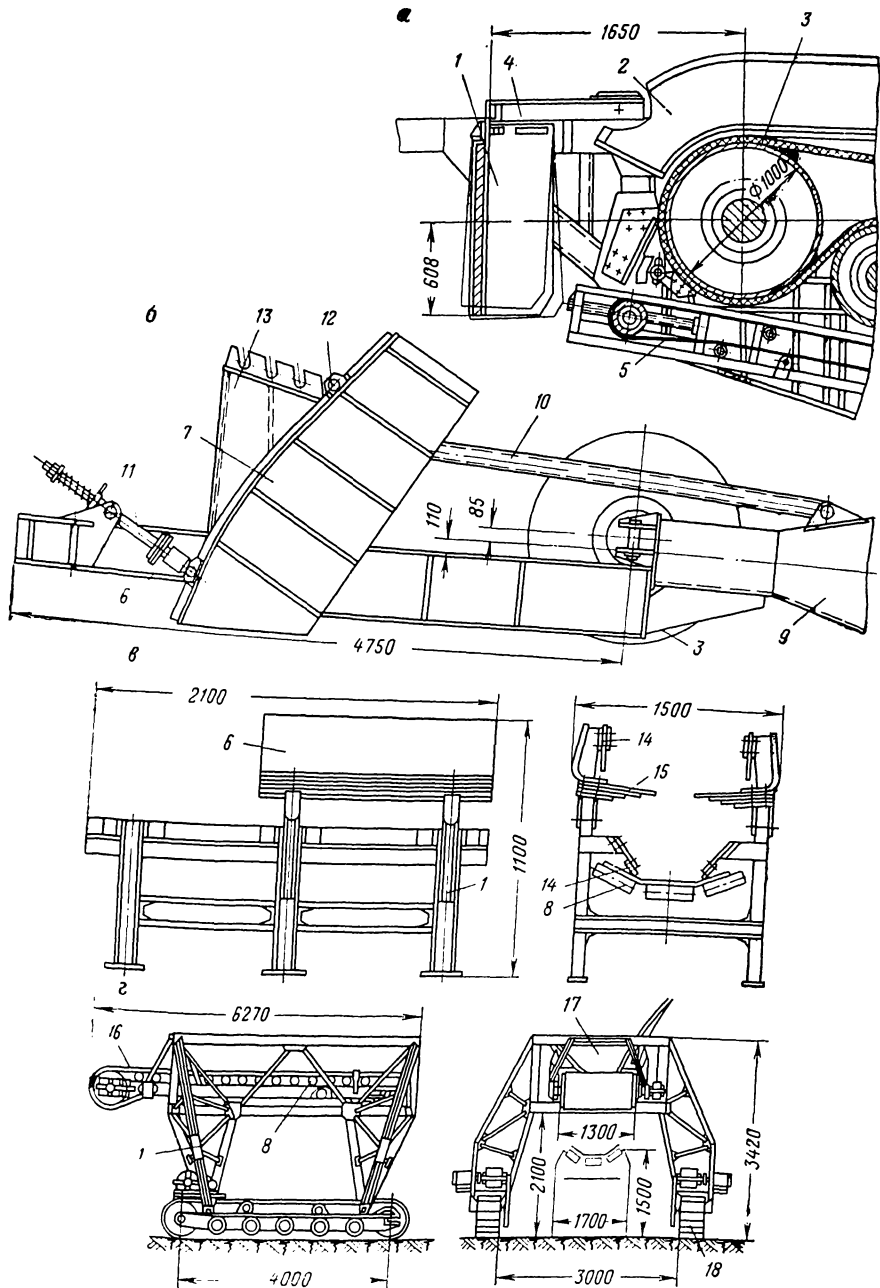


Рис. IV.26. Погрузочные устройства:

1 — каркас; 2 — направляющий борт; 3 — разгрузочный барабан; 4 — направляющая рамка; 5 — подборщик просыпей; 6 — кронштейн; 7 — отбойный щит; 8 — амортизирующая роликоопора; 9 — балка консоли; 10 — тяга; 11 — регулируемая тяга; 12 — ось; 13 — боковина; 14 — отражатель; 15 — гаситель скорости; 16 — ленточный питатель; 17 — приемный бункер; 18 — гусеница с индивидуальным приводом

жесткости щиту с его тыльной стороны шарнирно закрепляют куски рельсов или отрезки цепей.

При работе конвейерных комплексов в зимних условиях необходима борьба с намерзанием груза путем обогрева узлов машин калориферным газом, горячим газом реактивных двигателей, электрообогревом. В мировой практике известны случаи использования инфракрасных лучей. При обогреве ленты в одном месте она сохраняет тепло на всем пути следования, и груз к ней не примерзает.

Для повышения срока службы конвейерных лент и уменьшения измельчения угля большое значение имеет снижение силы его ударов о ленту в местах погрузки. Для этого направляющие борта погрузочного устройства [3] (рис. IV.26, *а*), изготовленные из конвейерной ленты, жестко закрепляют на раме 1, а под ними устанавливают амортизирующие роликоопоры 8. К направляющим бортам крепят отражатели 14 и гасители скорости 15. Гаситель скорости представляет собой рессору, изготовленную из конвейерной ленты небольшой жесткости, стальных канатов, гибкой стали или пружин. Жесткость рессоры определяется размерами кусков и массой транспортируемого груза. При загрузке конвейера материал попадает на гасители и, деформируя их, уменьшает свою скорость. Зазор между гасителями обеспечивает подсев мелочи, благодаря чему на ленте создается амортизирующая подушка.

Для загрузки забойного конвейера в любом месте по его длине материалом, поступающим с отвальной стрелы роторного экскаватора или с перегружателя применяют самоходный бункер (рис. IV.26, *б*). Загрузочный стол бункера состоит из амортизирующих роликов 8 и ленты питателя 16, имеющей шарнирную подвеску, которая способствует центрированию ленты. Конструкция бункера обеспечивает нормальную работу при высоте падения груза до 3 м (погрузка мягкой вскрыши с максимальным размером кусков 400 мм). Скорость передвижения бункера 0,15 м/с. Для большей маневренности и лучшей проходимости по мягким и слабым грунтам гусеницы самоходного бункера снабжены индивидуальным приводом. Электропитание осуществляется с помощью кабельного барабана. Управление бункером дистанционное.

Самоходный бункер может быть выполнен без питателя. При этом ленту конвейера необходимо направить по амортизирующим роликам 8.

Для смягчения ударов падающего груза и предохранения ленты от повреждений в местах погрузки устанавливают амортизирующие роликоопоры, ролики которых обтянуты резиной. Для увеличения податливости роликоопоры также подпружинивают.

Так, роликоопора, изображенная на рис. IV.27, *а*, состоит из трех обтянутых резиной роликов 1, сварной балки 2, коробчатого сечения и двух опорных кронштейнов 3. Балка с роликами опирается на пружины 4, помещенные в опорных кронштейнах. Для смягчения ударов предусмотрены также резиновые амортизаторы 5 и 6. Регулировку пружины производят болтом 7.

Ролики амортизирующей опоры (рис. IV.27, б, в) могут выполняться футерованными резиной 8 или набранными из фигурных резиновых колец 9. Основой ролика служит труба 11 (толщиной не менее 4,5 мм), в которую вмонтированы ось 10, подшипник 12 и

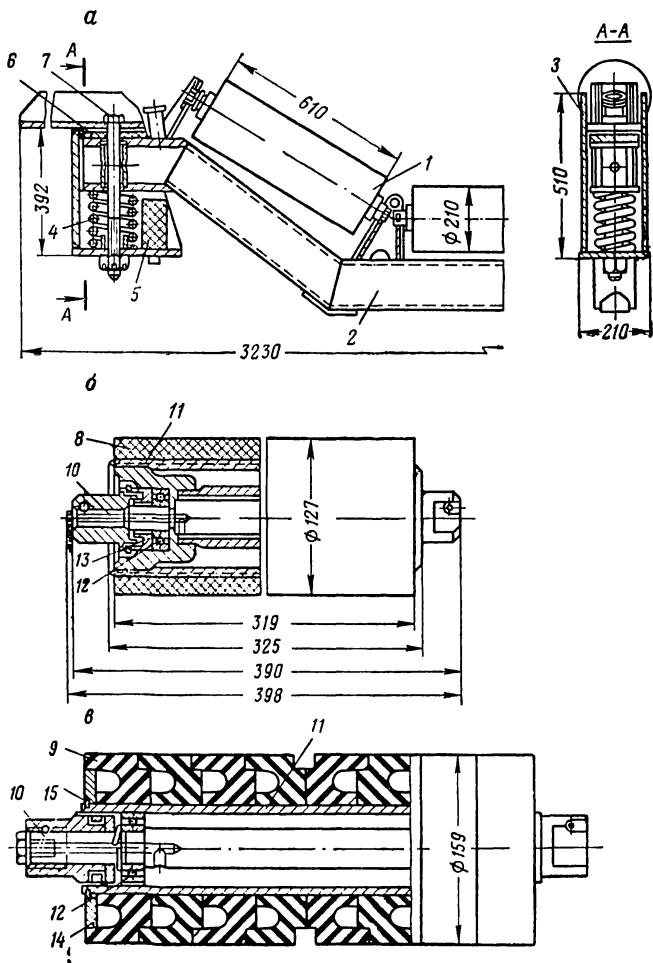


Рис. IV.27. Амортизирующие устройства:

а — ролик-опора; б — ролик, обтянутый резиной; в — ролик с фигурными резиновыми кольцами

лабиринтные уплотнения 13. Резиновые кольца с обоих концов ролика зажимаются стальными дисками 14, которые крепятся пружинными кольцами 15, устанавливаемыми в канавках на концах трубы.

§ 5. НАТЯЖНЫЕ СТАНЦИИ

По способу действия натяжные станции ленточных конвейеров могут быть жесткие, автоматические нерегулируемые и автоматические регулируемые.

Жесткие натяжные станции характеризуются неизменным положением натяжного барабана при работе конвейера. Их основной

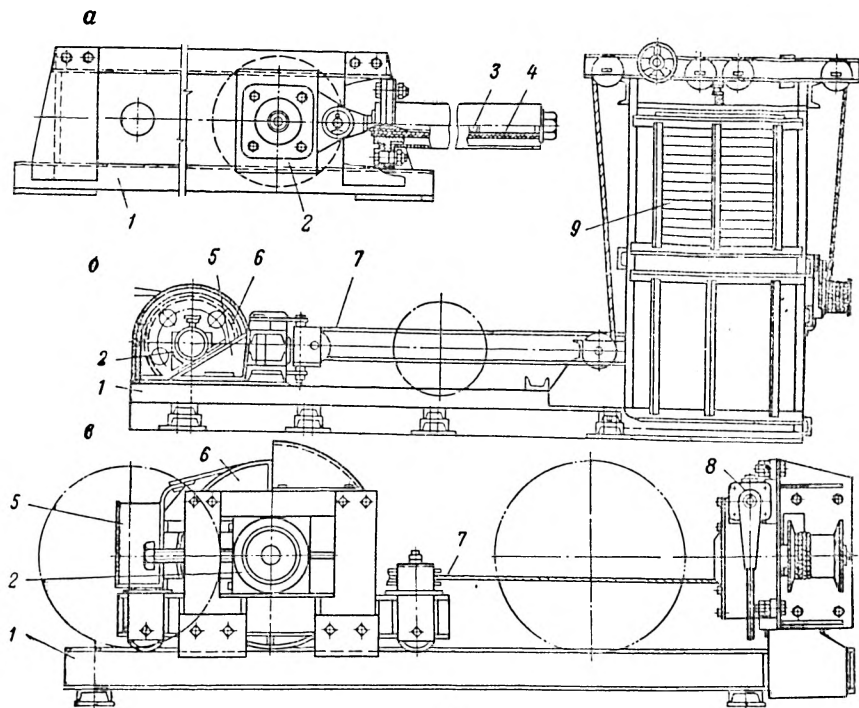


Рис. IV.28. Натяжные устройства ленточных конвейеров:

а — винтовое; *б* — грузовое; *в* — лебедочное; 1 — рама; 2 — корпус подшипника; 3 — натяжной винт; 4 — гайка; 5 — тележка; 6 — натяжной барабан; 7 — полиспастный механизм; 8 — ручной привод; 9 — груз

недостаток — постепенное ослабление натяжения ленты вследствие ее вытяжки.

Станции, устанавливаемые в хвостовой части конвейера, могут иметь ручной привод (винтовое или реечное устройство, а также канатную барабанную лебедку) и электрический — лебедку с самозормозящей 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 барабана может быть небольшим.

На рис. IV.28, *а* показано жесткое натяжное устройство винтового типа, применяемое в ленточных перегружателях и других

конвейерах длиной до 50 м. Такие устройства требуют периодической ручной регулировки натяжения.

Автоматические нерегулируемые натяжные устройства, обычно грузового типа, в отличие от жестких устройств, обеспечивают постоянное натяжение ленты. На рис. IV.28, б показано натяжное устройство конвейера КРУ-260, в котором постоянное натяжение обеспечивается грузом 9. Эксплуатация подобных устройств сложна в связи с их громоздкостью и большим весом груза. Кроме того, ленты конвейеров, оснащенных такими устройствами, излишне натянута при недогрузке конвейера.

Для возможности изменения натяжения ленты на определенную величину ΔS_n необходимо, чтобы силы сопротивления передвижению натяжной тележки (т. е. на блоках и колесном ходу тележки) были не больше этой величины:

$$\Delta S_n \geq i G_{гр} \left(\frac{1}{\eta^n} - 1 \right) + F_T, \text{ кгс}, \quad (\text{IV.46})$$

где i — число подвижных блоков полиспаста;

$G_{гр}$ — вес груза натяжного устройства, кгс;

η — к. п. д. одного блока;

n — общее число блоков, огибаемых канатом;

F_T — сила, необходимая для перемещения тележки, кгс.

Частично указанные недостатки устранены в натяжных устройствах конвейеров с резинотросовой лентой (ЛБ100, 2Л100, 3Л100), где применены жесткие натяжные устройства лебедочного типа (рис. IV.28, в). Натяжение ленты здесь достигается перемещением на катках тележки 5 с натяжным барабаном 6 по раме 1 с помощью ручного привода 8, имеющего червячный редуктор, с которым тележка соединена четырехкратным полиспастом.

Автоматические регулируемые устройства — наиболее совершенный вид натяжных устройств — обеспечивают необходимое постоянное натяжение сбегавшей с привода ветви ленты при установившемся режиме работы и повышенное — при пуске конвейера, чем исключается пробуксовка ленты на приводе в период пуска.

Большие деформации ленты требуют оснащения конвейеров автоматическими натяжными устройствами, быстро реагирующими на изменение сопротивлений и нагрузки на конвейере. На рис. IV.29, а показана схема автоматического натяжного устройства, устанавливаемого на приводных станциях ленточных конвейеров КЛ1, КЛП1, КЛА250. Тележка с натяжным барабаном 3 перемещается по направляющим приводной станции при помощи однобарабанной лебедки 1. Канат 2, состоящий из двух пружин, работающих на сжатие, воздействует на рычаг 6, уравновешивая натяжение каната, действующего на блок 5. Для контроля положения рычага на раме натяжного устройства предусмотрены два концевых выключателя. Система оттарирована таким образом, что при отклонении натяжения более чем на 20% от номинального значения один из двух отбойников,

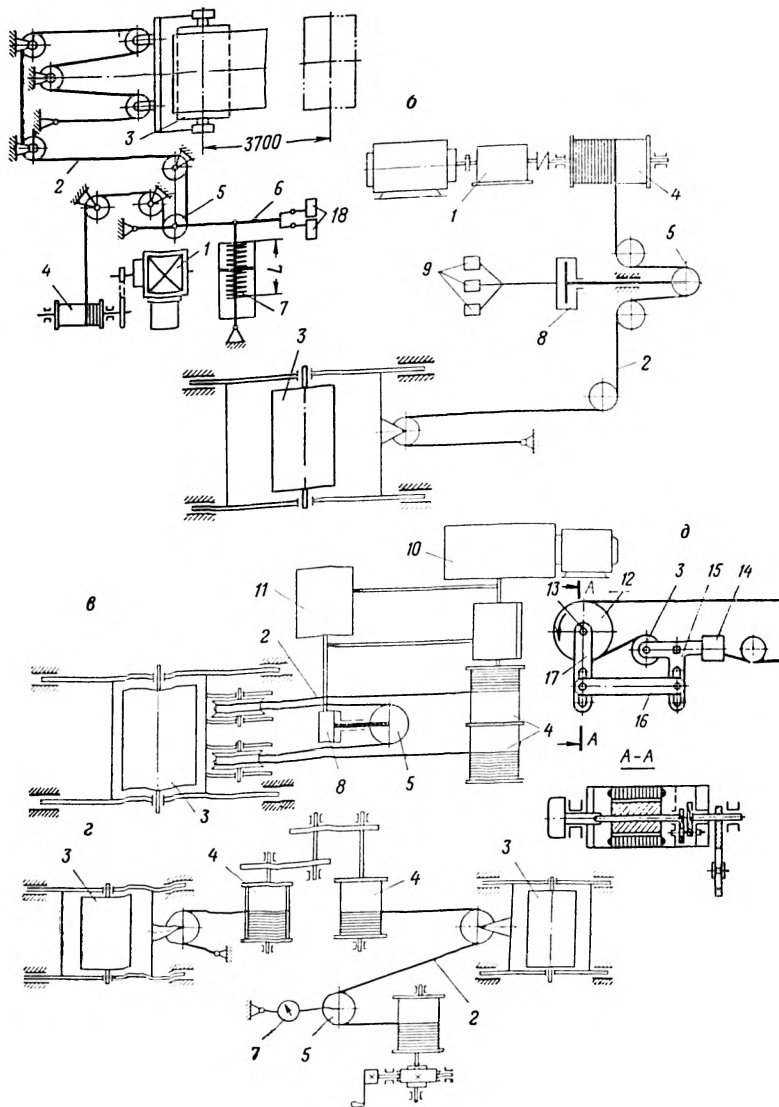


Рис. IV.29. Схемы автоматических натяжных устройств:

а — с пружинным динамометром; **б** — с гидроцилиндром; **в** — с гидрообъемной передачей; **г** — с дифференциальным механизмом; **θ** — без привода; **1** — привод лебедки, **2** — канат; **3** — натяжной барабан; **4** — барабан лебедки; **5** — уравнительный блок; **6** — поворотный рычаг; **7** — динамометр; **8** — гидроцилиндр; **9** — гидротачик; **10** — гидромотор; **11** — панель управления; **12** — приводной барабан; **13** — поворотная ось; **14** — противовес; **15** — балансир; **16** — тяга; **17** — рычаг; **18** — конечный выключатель

имеющихся на рычаге, воздействует на соответствующий выключатель и включает лебедку.

При остановке конвейера затормаживается и натяжное устройство. Благодаря этому исключается откатывание тележки с натяжным барабаном вперед и образование чрезмерного провисания грузовой ветви между роlikоопорами, а следовательно, — пробуксовка ленты на приводном барабане при очередном пуске конвейера.

Для аналогичных условий эксплуатации создано натяжное устройство с гидравлическим датчиком натяжения (рис. IV.29, б), обладающим меньшей инерционностью и большими чувствительностью и стабильностью срабатывания по сравнению с пружинным динамометром. К достоинствам этой конструкции следует отнести самосмазывание трущихся поверхностей в гидропередаче, что обеспечивает надежность и износостойкость конструкции. В данной конструкции при натяжении тягового каната перемещается блок 5 со штоком, отчего повышается давление в замкнутом маслопроводе. Маслопровод соединен с тремя гидродатчиками 9.

В качестве примера конструктивного исполнения этой схемы на рис. IV.30 показано натяжное устройство конвейера 2Л100, устанавливаемое у привода конвейера и связанное с натяжной тележкой четырехкратным полиспастом. Натяжное устройство смонтировано на сварной раме 1. Электродвигатель 3 типа К0-22-4 мощностью 20 кВт соединен с редуктором 4 втулочно-пальцевой муфтой МУВП1-50. Редуктор применен червячный с передаточным отношением $i = 61$. Редуктор соединяется с барабаном 5 муфтой М100.

Узел гидродатчика представляет собой панель 2, на которой смонтированы гидродатчик 6, отклоняющие блоки 7 и гидрореле 8. Гидродатчик выполнен в виде гидроцилиндра, заполненного рабочей жидкостью. С левой стороны гидроцилиндр закрыт резиновой мембраной, в которую упирается шток с отклоняющим блоком 9, с правой стороны гидроцилиндр имеет отверстие, через которое давление передается по трубопроводу в гидрореле. Усилие в канате полиспастного механизма через систему отклоняющих блоков передается на шток и через мембрану — рабочей жидкости.

Натяжное устройство обеспечивает следующие режимы работы: создает предварительное натяжение ленты; в период пуска конвейера выбирает слабую ленту, образующуюся вследствие ее вытяжки; после пуска конвейера уменьшает натяжение ленты до номинальной величины, что обеспечивает нормальную работу конвейера без пробуксовки ленты на приводе и поддерживает натяжение в заданных пределах ($\pm 10\%$). Один гидродатчик — резервный, второй настроен на минимальное давление в гидросистеме, соответствующее максимально установленному натяжению ленты, третий настроен на максимальное давление. При падении натяжения ленты лебедка включается и производит подтягивание натяжного барабана, при чрезмерном натяжении ленты лебедка включается на сматывание каната и уменьшение натяжения.

В приводах описанных натяжных устройств использованы односкоростные лебедки, управляемые датчиками натяжения ленты и работающие в импульсном режиме. Более эффективны приводы

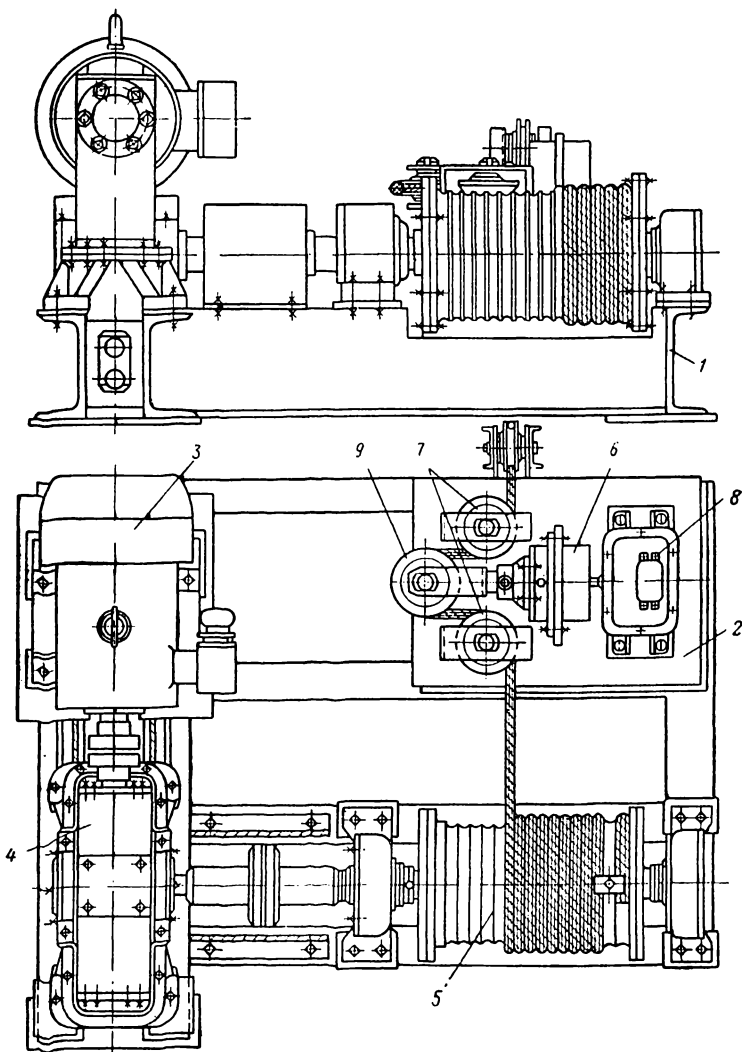


Рис. IV.30. Автоматическое натяжное устройство конвейера 2Л100

непрерывного действия с гидрообъемными высокомоментными двигателями. Такие натяжные устройства обеспечивают режим, при котором скорость перемещения тележки автоматически регулируется в зависимости от натяжения ленты.

Этим свойством обладает автоматическое натяжное устройство Александровского машиностроительного завода (см. рис. IV.29, в). Подвижный блок 5 полиспаста перемещается штоком гидроцилиндра, который служит датчиком-регистратором натяжения каната 2 и, следовательно, натяжения сбегавшей ветви ленты. При изменении давления в гидродатчике происходит соответствующее переключение на панели управления 11, регулирующей поток рабочей жидкости от маслостанции к гидромотору 10.

Недостатком описанной схемы является сложность изготовления и эксплуатации оборудования. Кроме того, малый ход штока гидроцилиндра требует применения лебедки с полиспастным механизмом, что увеличивает потери энергии и снижает чувствительность системы.

Для сохранения при работе конвейера постоянного отношения натяжений набегающей и сбегавшей ветвей, что обеспечивает максимальное использование тяговой силы привода, Донгипроуглемашем разработана конструкция натяжного устройства (см. рис. IV.29, з), в котором один натяжной барабан нагружен двойным натяжением набегающей ветви, а второй — двойным натяжением сбегавшей ветви ленты конвейера.

Каждая из двух тележек связана тросом с барабаном двухбарабанной лебедки, служащей уравнивающим механизмом. Передаточное отношение зубчатой передачи между барабанами равно $e^{m\alpha}$. Один из тросов 2 (на сбегавшей ветви) через блоки связан с ручной лебедкой, устанавливающей предварительное натяжение.

Схема автоматического натяжного устройства, действующего без специального привода, благодаря использованию реактивного момента, возникающего на приводном барабане при работе ленточного конвейера, показана на рис. IV.29, д. Приводной барабан 12 имеет одну из опор в виде поворотной оси 13, соединенной зубчатой передачей с планетарным редуктором, встроенным вместе с двигателем в барабан. Поворачивающийся натяжной барабан 3 и противовес 14 соединены с балансиром 15 и с помощью регулируемой тяги 16 — с рычагом 17, испытывающим воздействие реактивного момента. При работе конвейера возникающий на приводном барабане реактивный момент поворачивает ось 13 в сторону, противоположную вращению барабана. При этом отклоняется рычаг 17 и балансир 15 с натяжным барабаном, который отжимает сбегавшую ветвь ленты. По мере возрастания крутящего момента на барабане увеличивается реактивный момент и, следовательно, усилие натяжения, создаваемого барабаном 3. Таким образом, осуществляется регулирование натяжения ленты в зависимости от передаваемой мощности. К недостаткам описанной схемы следует отнести малый ход натяжного барабана и сложность регулировки системы.

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

Расчет необходимого хода натяжного барабана выполняется обходом по контуру тягового органа с учетом режима работы кон-

вейера. Так, для грузовой ветви конвейера удлинение составляет

$$\Delta L_{гр} = \frac{\varepsilon}{100S_p} \cdot \frac{S_{нб} + S'_{кон}}{2} L, \text{ м}, \quad (IV.47)$$

где ε — относительное удлинение ленты, %;

S_p — разрывная нагрузка ленты, кгс;

$S_{нб}$, $S'_{кон}$ — натяжение ленты в начале и конце рабочей ветви, кгс;

L — длина конвейера, м.

Аналогично для порожней ветви

$$\Delta L_{пор} = \frac{\varepsilon}{100S_p} \cdot \frac{S_{сб} + S''_{кон}}{2} L, \quad (IV.48)$$

где $S_{сб}$, $S''_{кон}$ — натяжение в начале и конце порожней ветви конвейера, кгс.

Полное удлинение ленты

$$\Delta L_{л} = \Delta L_{гр} + \Delta L_{пор}. \quad (IV.49)$$

Длина хода каретки

$$S = \frac{\Delta L_{л}}{2}. \quad (IV.50)$$

Г л а в а V

ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

§ 1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Пластинчатые конвейеры применяют в подземных наклонных и горизонтальных выработках, а также в отдельных случаях в забоях. Основными узлами пластинчатых конвейеров (рис. V.1) являются: головная 1 и промежуточные 2 приводные станции, пластинчатое полотно 3, опорные конструкции 4 и направляющие пластинчатого полотна; натяжная станция 5; уравнивающие устройства 6 и ловители наклонных конвейеров; загрузочное устройство 7; тяговые цепи; тормозные и очистные устройства; комплекс средств управления и контроля; приспособления для перемещения грузонесущего полотна в процессе монтажа, а также при укорачивании цепи, периодически осуществляемом в связи с ее вытяжкой при эксплуатации.

В зависимости от места установки на конвейере приводные станции делят на концевые и промежуточные. Первые устанавливают в голове конвейера или в голове и хвосте одновременно и оборудуют одним или двумя приводами.

Приводные станции горизонтальных конвейеров обычно не имеют самостоятельных фундаментов. На уклонных конвейерах приводные

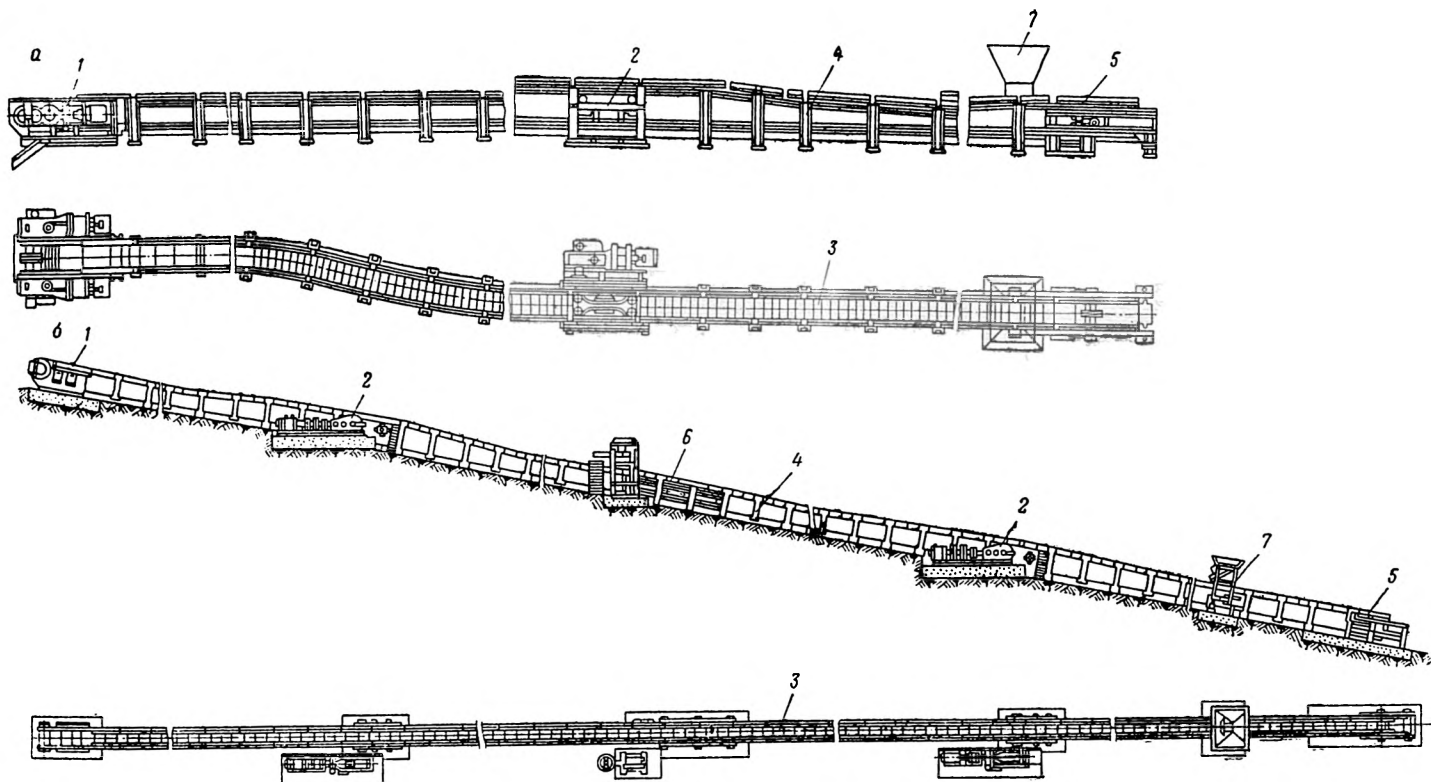


Рис. V.1. Общий вид пластинчатых конвейеров:

а — горизонтального изгибающегося; б — уклонного прямолинейного

станции, уравнительные механизмы и натяжные устройства монтируют на специальных фундаментах (см. рис. V.1, б).

Для конкретных условий эксплуатации в зависимости от криволинейности трассы, ее длины и наклона, а также необходимой производительности пластинчатый конвейер с концевыми приводными станциями монтируют по одной из шести схем сборки. По первой и второй схемам в головной части устанавливают соответственно один или два привода; по третьей и четвертой схемам — по одному или по два привода в голове и хвосте одновременно; по пятой схеме —

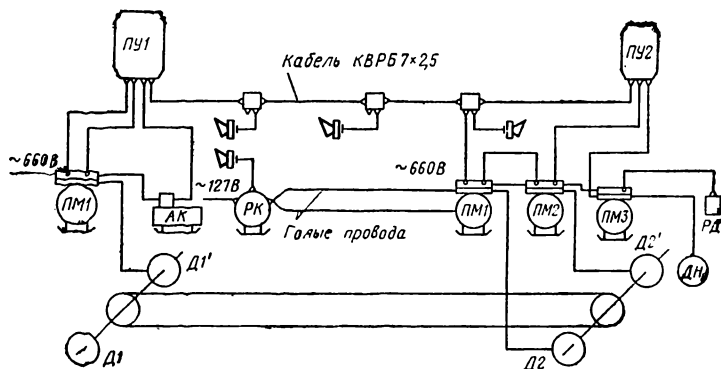


Рис. V.2. Схема расположения электрооборудования горизонтального пластинчатого конвейера:

ПУ1 — главный пост управления, ПУ2 — хвостовой пост управления; Д1 и Д1' — электродвигатели головной приводной станции; Д2 и Д2' — электродвигатели хвостовой приводной станции; ДН — электродвигатель насоса натяжной станции; ПМ1 — пускатель типа ПМВ-1365А; ПМ2 — пускатель типа ПМВ-1357М; ПМ3 — пускатель типа ПМВ-1331; АК — аппарат бесконтактный АБК-2,5; РК — реле контроля сопротивлений типа ИКС-2М

два привода в голове и один в хвосте; по шестой схеме — два привода в хвосте и один в голове.

На участковых штреках угольных шахт, длина которых обычно не превосходит 1000 м, изгибающиеся пластинчатые конвейеры могут работать только с концевыми приводными станциями.

Опыт эксплуатации пластинчатого конвейера П-50 на шахте № 40 «Кураховка» (Донбасс) показал, что при длине конвейера 602 м, уклоне в сторону движения груза 9,5‰ и 30 поворотах выработки с суммарным углом поворота 162° конвейер нормально работал с тремя двигателями (два в голове и один в хвосте) при номинальной мощности каждого 22 кВт. При производительности 90 т/ч суммарная активная мощность трех двигателей, измеренная с помощью самопишущих ваттметров, составила 24 кВт.

Промежуточные приводные станции применяют на горизонтальных конвейерах, имеющих длину более 1000 м при искривленной трассе.

На рис. V.2 приведена электрическая схема соединений горизонтального пластинчатого конвейера, снабженного концевыми

приводными станциями. Сигнализация осуществляется с помощью реле контроля сопротивления ИКС-2м и протянутых вдоль конвейера двух проводов без изоляции или троса, воздействующего на контакты реле.

Головной, хвостовой и промежуточные приводы обычно питаются напряжением 660 В, а аппаратура автоматической натяжной станции — 127 В.

Схема предусматривает автоматическую подачу звукового предупредительного сигнала перед каждым пуском; дистанционное и местное управление; предупусковое натяжение тяговой цепи и поддержание рабочего натяжения в заданных пределах с помощью магнитоупругих датчиков, вмонтированных в опоры приводного вала хвостового привода; автоматический последовательный пуск хвостового и головного привода; остановку конвейера из любой точки его трассы.

§ 2. ПРИВОДНЫЕ СТАНЦИИ

Концевые приводные станции

Головные приводные станции (рис. V.3) содержат один или два приводных блока. Для получения компактной и технологической конструкции приводные блоки соединяют на фланцах с боковыми листами рамы.

Хвостовые приводные станции монтируют на колесной тележке, которую можно перемещать по направляющим неподвижной рамы с помощью натяжного механизма (рис. V.4).

Конструкция приводных блоков головной и хвостовой станций одинакова. Блок содержит редуктор, турбомуфту с проставкой и электродвигатель. Приводной блок может быть отключен специальным механизмом, встроенным в выходной вал редуктора.

В зависимости от степени загрузки конвейера целесообразно регулировать скорость движения несущего полотна, так как при этом уменьшается износ рабочих элементов и повышается срок службы конвейера. Применительно к пластинчатым конвейерам перспективны гидравлические приводные устройства (статические гидропередачи), которые обеспечивают возможность автоматического и плавного регулирования скорости.

При использовании в приводных блоках планетарных передач можно получить четыре скорости движения несущего полотна: для первой и второй скоростей включают первый или второй электродвигатели, для третьей и четвертой — одновременно включают два электродвигателя с вращением роторных шестерен в одном или разных направлениях.

Пользуясь планами скоростей, определяем угловую скорость $\omega_{зв}$ ведущей звездочки (рис. V.5, а) приводного блока в зависимости от числа зубьев шестерен z и угловых скоростей роторных шестерен ω_1 и ω_2 :

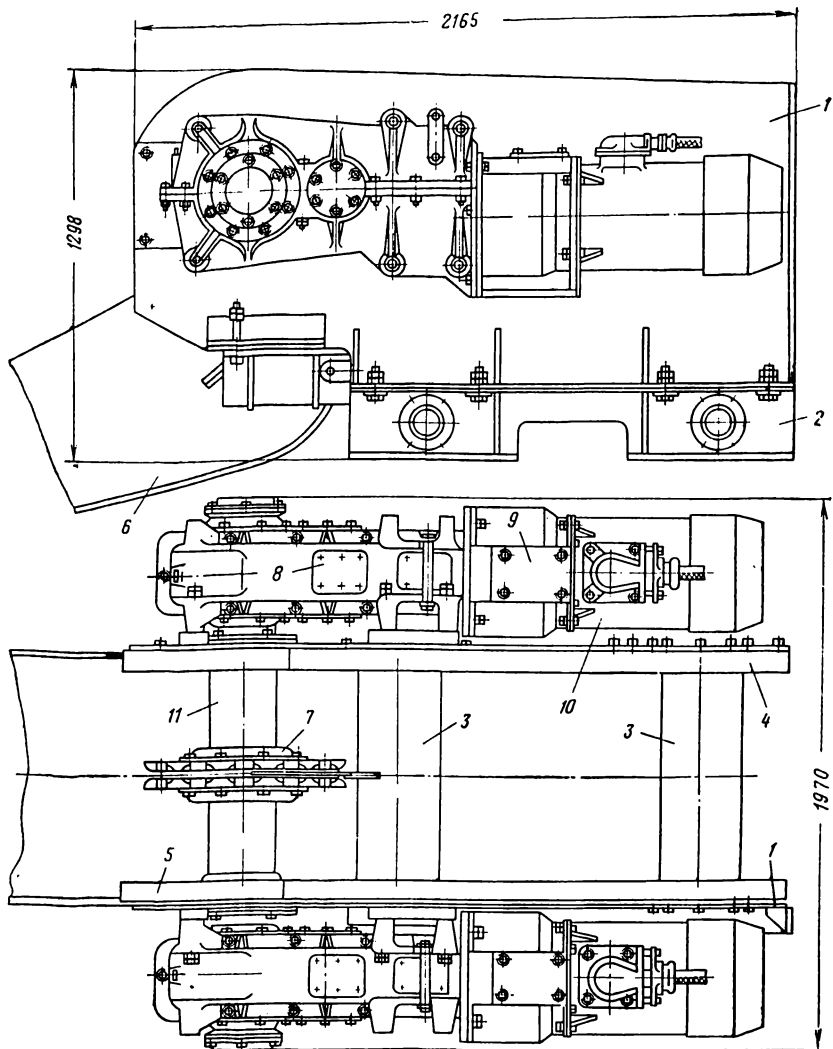


Рис. V.3. Головная приводная станция с двумя приводными блоками пластинчатого конвейера П-65:

1 — боковые листы; 2 — рама; 3 — трубы жесткости; 4 — опорные направляющие; 5 — криволинейные направляющие; 6 — разгрузочный желоб; 7 — приводная звездочка; 8 — редуктор; 9 — турбомуфта с проставкой; 10 — электродвигатель; 11 — вал звездочки

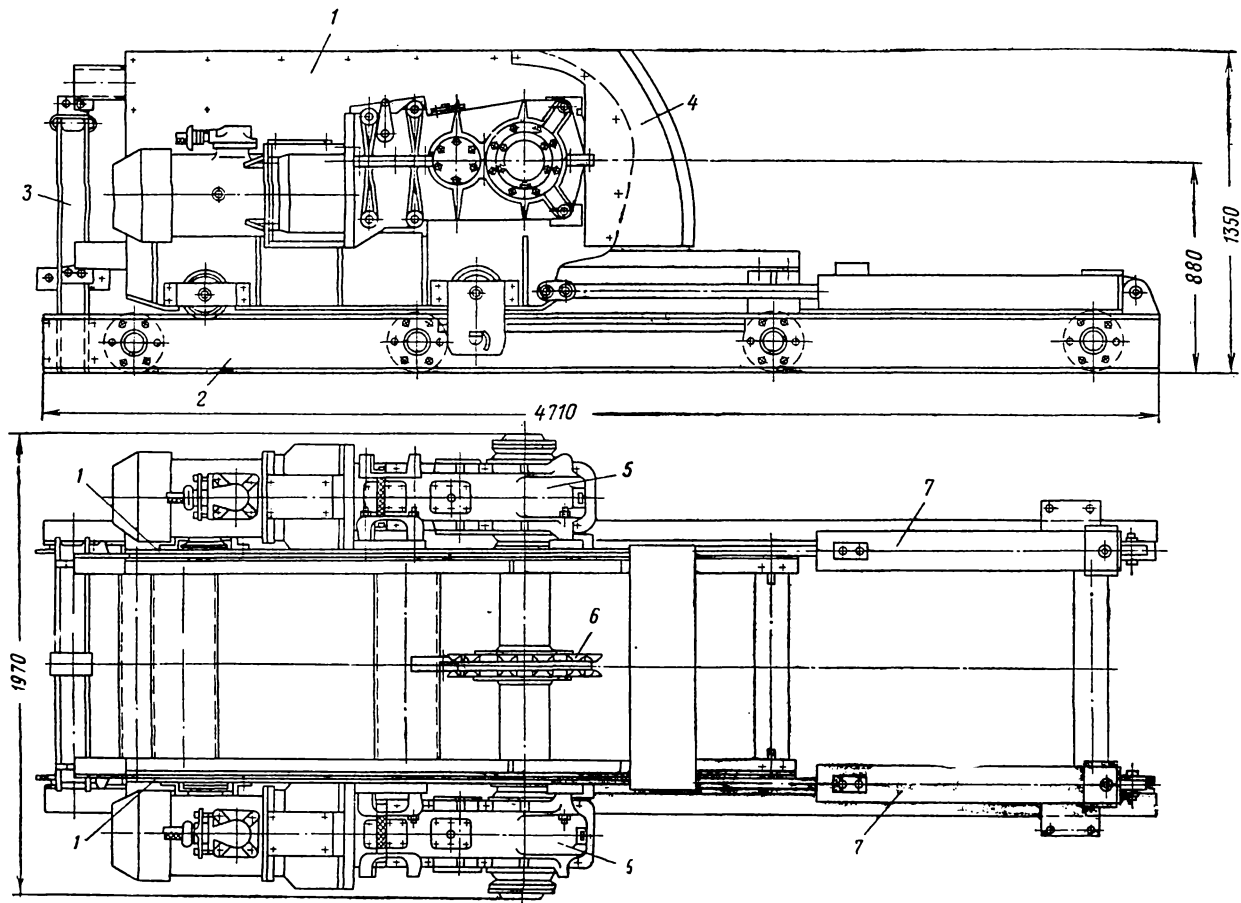


Рис. V.4. Хвостовая приводная станция пластинчатого конвейера П-65:

1 — боковые листы; 2 — неподвижная рама; 3 — опорная стойка; 4 — предохранительный кожух; 5 — приводные блоки; 6 — приводная звездочка; 7 — гидроцилиндры натяжного устройства

1) включены оба двигателя, и роторные шестерни 1 и 5 вращаются в одном направлении (рис. V.5, б):

$$\omega_{зв 1} = \frac{(\omega_1 z_1 z_4 - \omega_5 z_3 z_5) z_6 z_8}{2(z_1 + z_2) z_4 z_7 z_9} ; \quad (V.1)$$

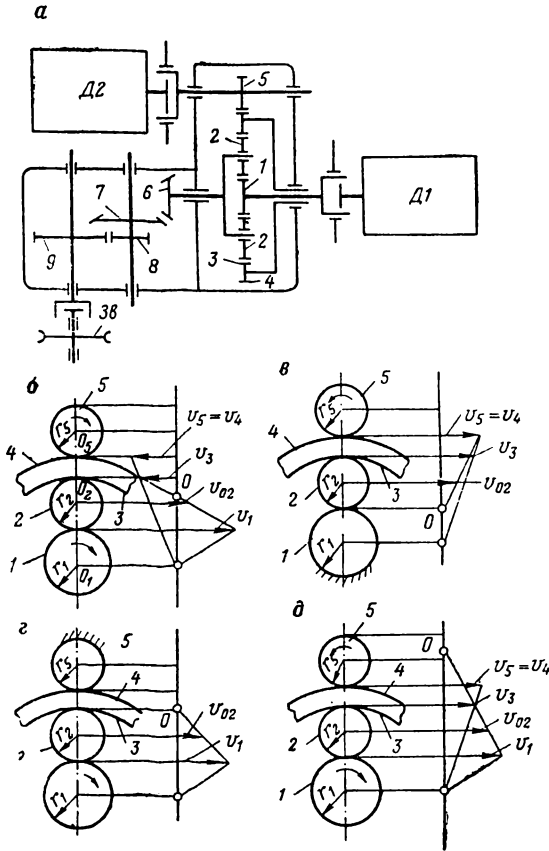


Рис. V.5. Схема приводного блока с планетарной передачей (а) и планы скоростей элементов передач (б, в, г, д) при различных комбинациях включения двигателей:

1—9 — шестерни

2) двигатель Д2 включен, а Д1 — заторможен (рис. V.5, в):

$$\omega_{зв 2} \approx \frac{\omega_5 z_3 z_5 z_6 z_8}{2(z_1 + z_2) z_4 z_7 z_9} ; \quad (V.2)$$

3) двигатель Д1 включен, а Д2 — заторможен (рис. V.5, г):

$$\omega_{зв 3} = \frac{\omega_1 z_1 z_6 z_8}{2(z_1 + z_2) z_7 z_9} ; \quad (V.3)$$

4) включены оба двигателя, и роторные шестерни 1 и 5 вращаются в разных направлениях (рис. V.5, *д*):

$$\omega_{зв 4} = \frac{(\omega_1 z_1 z_4 + \omega_5 z_3 z_5) z_6 z_8}{2(z_1 + z_2) z_4 z_7 z_9}. \quad (V.4)$$

Справедливо неравенство

$$\omega_{зв 1} < \omega_{зв 2} < \omega_{зв 3} < \omega_{зв 4}.$$

Соотношение между скоростями движения несущего полотна следует устанавливать по арифметической прогрессии с разностью, равной первому члену, т. е. $v_1 : v_2 : v_3 : v_4 = 1 : 2 : 3 : 4$.

Первый член прогрессии обычно принимают равным 0,3—0,4 м/с. Назначая соответствующие величины скоростей, по приведенным уравнениям подбирают числа зубьев планетарного редуктора.

Промежуточные приводы

Промежуточные приводы имеют рабочие органы, которые передают движение тяговым цепям зацеплением или трением (рис. V.6). Возможна 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 (часто они представляют собой одно целое 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* (аналогичным зацеплению зубчатого колеса с рейкой). Такие приводы снабжают одной или двумя (реже тремя) 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 двигатели. Рабочий участок профиля зуба звездочки очерчивается по эвольвенте основной окружности или логарифмической спирали.

При проектировании промежуточных приводов с цепочным зацеплением величину шага цепи следует назначать меньше шага звездочки в соответствии с допустимым износом шарниров и зубьев. Чтобы избежать при этом неравномерности движения тяговой цепи, нужно применять 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

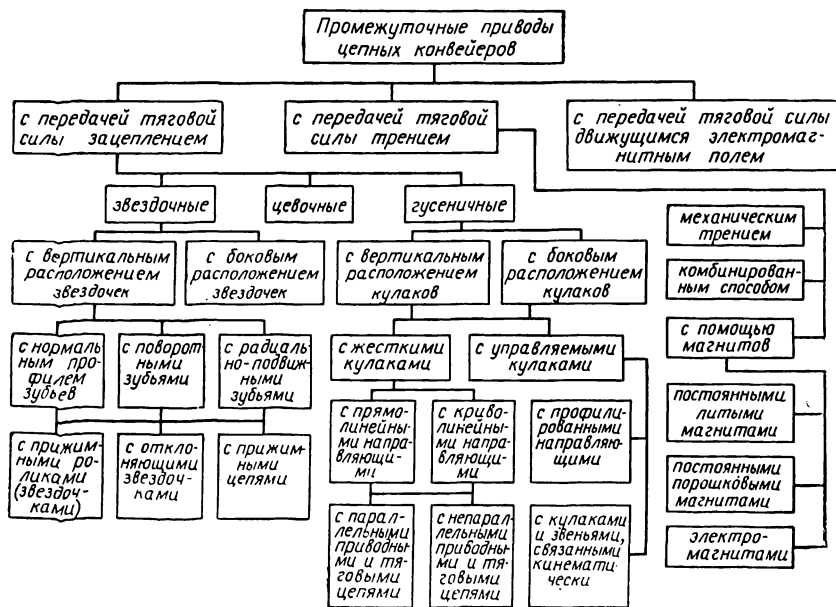


Рис. V.6. Классификация промежуточных приводов

примевают фланкирование зубьев, т. е. очерчивание профиля головки до кривой, отличной от эвольвенты основной части профиля (срезанный профиль головки зуба) [21].

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. V.7) состоят из ведущих кулаков и цепного обвода, включающего приводные цепи, направляющие шины и звездочки.

В качестве приводных применяют втулочные, втулочно-роликовые и ратковые цепи. Их шаг принимают равным или кратным шагу тяговых цепей конвейера.

При наличии в гусеничном приводе 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 зацепления которых с шарнирами (звеньями) тяговой цепи лежат в плоскости приводных цепей. Это уменьшает неравномерность

жс

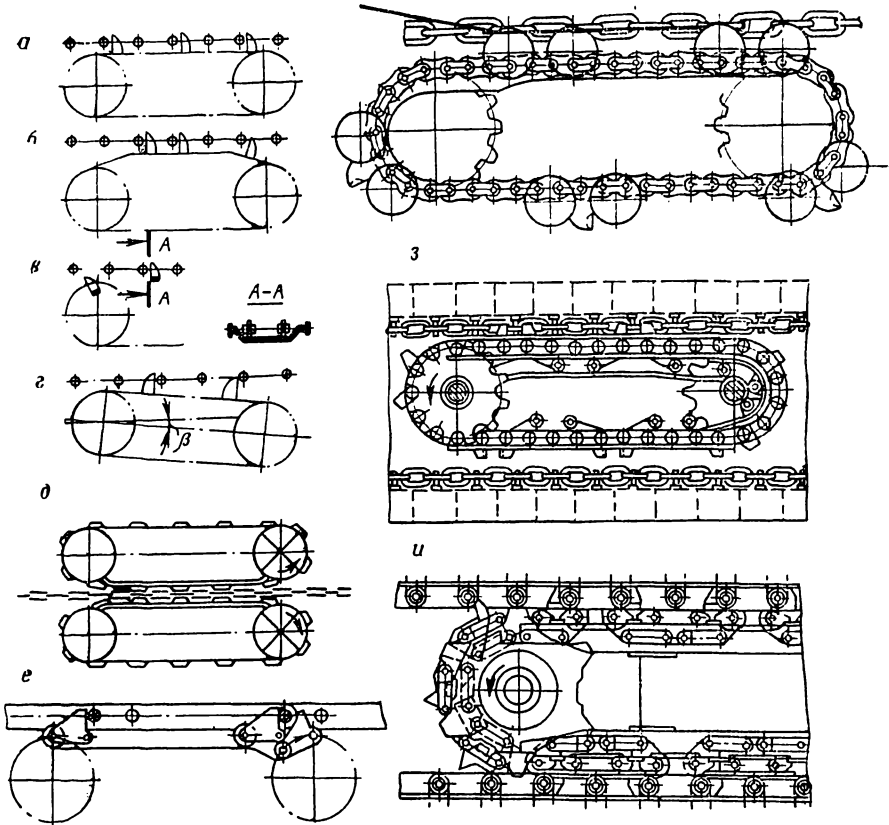


Рис. V.7. Схемы гусеничных промежуточных приводных устройств:

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

движения тяговой цепи и устраняет опрокидывающие моменты на кулаках. Применяются кулаки с приволинейным и прямолинейным очертаниями рабочих граней.

На приводных цепях кулаки крепят жестко (рис. V.7, *a—д*) или шарнирно (рис. V.7, *е—и*). 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. V.7, а—з) или боковое (рис. V.7, д) положение. 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 применяют, как и во многих звездочных приводах, направляющие шины, цепные контуры и звездочки.

Для роликowych 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. V.7, а) или под углом к ним (рис. V.7, з). 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 (обычно 3—4°), применяют для предотвращения отжима втулочной тяговой цепи и обеспечения свободного выхода кулаков из зацепления.

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, снабженные неуправляемыми кулаками, имеют звездочки разного диаметра. Направляющие воспринимают отжимающие усилия, действующие на кулаки со стороны тяговой цепи конвейера.

Максимальная величина поперечного перемещения h приводной цепи при отсутствии направляющих составляет

$$h = \frac{l_n}{2} \left(\frac{1}{\sin \alpha_0} - \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_0} \right) = \frac{l_n}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} \quad (\text{V.5})$$

где l_n — шаг приводной цепи;

$\alpha_0 = 180^\circ/z$ — половина центрального угла, соответствующего шагу звездочки;

z — число зубьев звездочки.

При малом числе зубьев поперечное перемещение h может достигать значительной величины. Например, при $z = 11$ и $l_n = 100$ мм $h = 7,2$ мм. Такая величина поперечного перемещения приводной цепи превосходит допустимую (1,5—2 мм), и привод надо оборудовать направляющими.

Ось ветви приводной цепи, движущейся по направляющей, должна совпадать с касательными к начальным окружностям концевых звездочек (рис. V.8). Длину направляющих обычно принимают равной расстоянию между осями звездочек.

Число зубьев приводной и натяжной звездочек принимают одинаковыми. Оно может быть четным и нечетным. В зависимости от

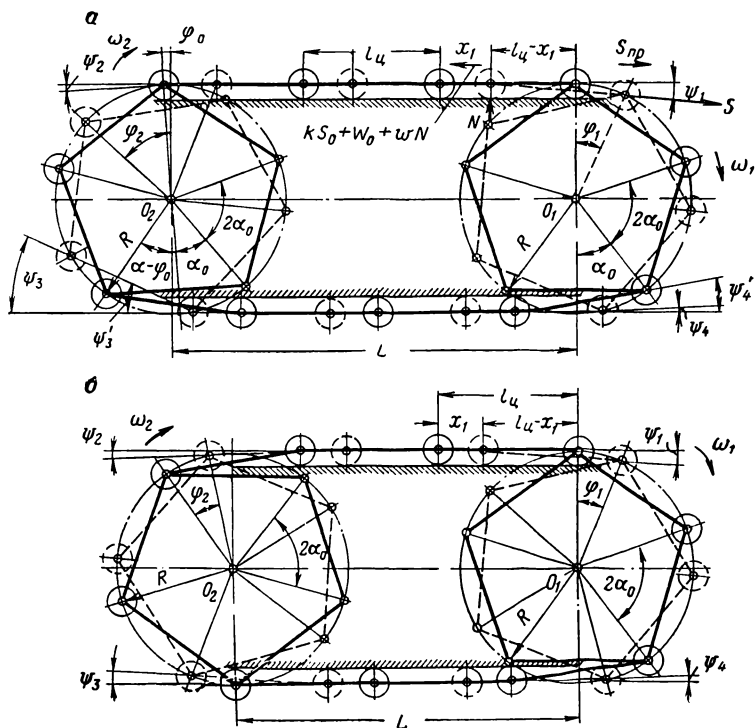


Рис. V.8. Схема гусеничных приводов с прямолинейными направляющими при синфазном (а) и антифазном (б) расположении звездочек

четности числа звеньев приводной цепи концевые звездочки цепного обвода могут располагаться между собой синфазно (рис. V.8, а) или противофазно (рис. V.8, б).

Синфазное расположение звездочек применяется при четных числах зубьев звездочек и звеньев замкнутого контура приводной цепи. При нечетном числе зубьев звездочек и четном числе звеньев приводной цепи со специальным переходным звеном концевые звездочки повернуты между собой на угол α_0 (занимают противофазное положение).

Необходимое взаимное положение звездочек устанавливается автоматически при натяжении цепи перемещением натяжной звездочки, которая при этом свободно поворачивается относительно своей

оси. Звездочки устанавливаются при натяжении цепи так, что расстояния между их осями по верхней и нижней ветвям приводной цепи, определяемое как сумма проекций звеньев ветвей цепи на прямолинейные направляющие, оказываются одинаковыми. С допустимым для расчетов приближением ветви цепи принимают нерастяжимыми.

Точного синфазного положения концевых звездочек цепного обвода практически быть не может. Например, при вертикальном положении ведущего луча приводной звездочки соответствующий луч натяжной звездочки будет расположен под некоторым углом φ_0 к вертикали (рис. V.8, а).

Шаг установки кулаков, который равен определенному числу шагов звеньев приводной цепи, кратному их общему числу в цепном контуре, должен быть согласован с шагом звеньев тяговой цепи или с шагом выступов несущего полотна.

При установившемся режиме работы конвейера с допустимой погрешностью можно принять угловую скорость ведущих звездочек не изменяющейся во времени.

Ветви приводной цепи в пределах прямолинейных направляющих движутся поступательно. За время поворота ведущей звездочки на угол φ_1 , независимо от четности числа ее зубьев, рабочая ветвь приводной цепи пройдет путь x_1 , который определяется из уравнения (см. рис. V.8)

$$l_{\text{ц}} - x_1 = l_{\text{ц}} \cos \psi_1 - R \sin \varphi_1 = R (2 \sin \alpha_0 \cos \psi_1 - \sin \varphi_1).$$

Отсюда

$$x_1 = R (2 \sin \alpha_0 - 2 \sin \alpha_0 \cos \psi_1 + \sin \varphi_1). \quad (\text{V.6})$$

Пределы изменения угла φ_1

$$0 \leq \varphi_1 \leq 2\alpha_0.$$

Скорость движения рабочей ветви цепи в направляющих

$$v_{\text{ц}} = \frac{dx_1}{dt} = R \left(2 \sin \alpha_0 \sin \psi_1 \frac{d\psi_1}{dt} + \omega_1 \cos \varphi_1 \right). \quad (\text{V.7})$$

Из рис. V.8 видно, что

$$\sin \psi_1 = \frac{1 - \cos \psi_1}{2 \sin \alpha_0}. \quad (\text{V.8})$$

Дифференцируя (V.8), получим

$$\frac{d\psi_1}{dt} = \frac{\omega_1}{2 \sin \alpha_0} \cdot \frac{\sin \varphi_1}{\cos \psi_1}. \quad (\text{V.9})$$

После подстановки (V.9) в (V.7) и простых преобразований имеем

$$v_{\text{ц}} = \omega_1 R (\sin \varphi_1 \operatorname{tg} \psi_1 + \cos \varphi_1). \quad (\text{V.10})$$

Из (V.8) получаем

$$\operatorname{tg} \psi_1 = \frac{1 - \cos \varphi_1}{\sqrt{4 \sin^2 \alpha_0 - (1 - \cos \varphi_1)^2}}. \quad (\text{V.11})$$

При

$\varphi_1 = 2\alpha_0$, $x_1 = l_{\text{ц}}$ и $\psi_1 = \alpha_0$ будем иметь

$$v_{\text{ц}} = \omega_1 R.$$

Ускорение движения рабочей ветви цепи в направляющих

$$j = \frac{dv_{\text{ц}}}{dt} = \omega_1^2 R \left[\cos \varphi_1 \operatorname{tg} \psi_1 + \frac{\sin^2 \varphi_1}{2 \sin \alpha_0 \cos^3 \psi_1} - \sin \varphi_1 \right]. \quad (\text{V.12})$$

При

$$\varphi_1 = 2\alpha_0 \quad j = \omega_1^2 R \operatorname{tg} \alpha_0.$$

При наличии прямолинейных направляющих неравномерность движения цепи в значительной степени уменьшается (рис. V.9).

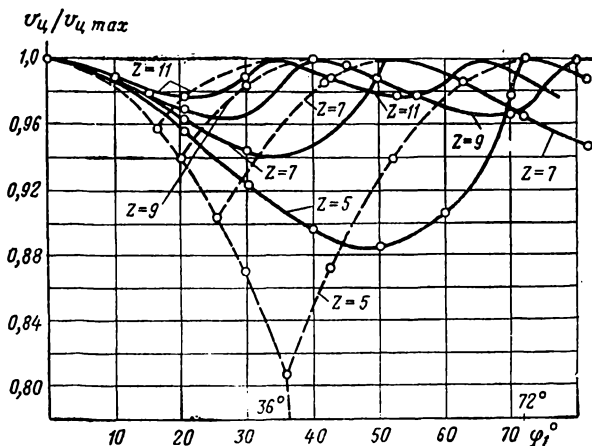


Рис. V.9. Графики зависимости скорости приводной цепи от угла поворота приводной звездочки

Сплошные линии соответствуют наличию направляющих, пунктирные — их отсутствию.

Звенья приводной цепи безударно входят в зацепление с зубьями ведущей звездочки. Ускорение цепи при наличии направляющих изменяется более плавно (рис. V.10; сплошные кривые), чем при отсутствии направляющих (пунктирные кривые).

Статическое натяжение рабочей ветви приводной цепи $S_{\text{пр}}$ у ведущей звездочки обусловлено монтажным натяжением S_0 , движущей силой W_0 , развиваемой приводом и передаваемой кулаками тяговой цепи конвейера, и сопротивлениями на направляющей от дополнительного давления N .

Как видно из рис. V.8,

$$S_{np} = kS_0 + W_0 + wN = S \cos \psi_1 = \frac{N}{\operatorname{tg} \varphi_1};$$

$$N = S \sin \psi_1 \frac{(kS_0 + W_0) \operatorname{tg} \psi_1}{1 - w \operatorname{tg} \psi_1}; \quad (\text{V.13})$$

$$S = \frac{kS_0 + W_0}{\cos \psi_1 - w \sin \psi_1}; \quad (\text{V.14})$$

$$S_{np} = \frac{kS_0 + W_0}{1 - w \operatorname{tg} \psi_1}, \quad (\text{V.15})$$

где w — коэффициент сопротивления движению цепи по направляющим (для втулочно-роликовых и катковых цепей $w = 0,10 \div 0,12$);
 $k = 1,04$ — коэффициент, учитывающий сопротивления на хвостовой звездочке и на направляющих холостой ветви.

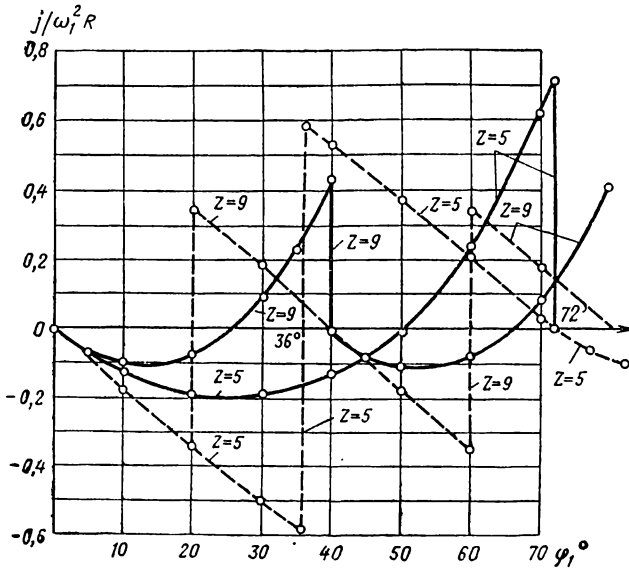


Рис. V.10. Графики зависимости ускорения приводной цепи от угла поворота приводной звездочки

Для снижения давления N роликов приводной цепи на направляющие и уменьшения неравномерности движения цепи следует принимать звездочки с большим числом зубьев (более 10).

С учетом (V.10) и (V.15) крутящий момент на приводной звездочке с достаточной точностью можно принять равным

$$M = \frac{S_{np} - S_0}{\omega_1} v_{ц} = \frac{[S_0 (k' + w \operatorname{tg} \psi_1) + W_0] R \cos (\varphi_1 - \psi_1)}{\cos \psi_1 - w \sin \psi_1}, \quad (\text{V.16})$$

где $S_0 \approx 100$ кгс — первоначальное натяжение приводной цепи;
 $k' = k-1 \approx 0,04$.

На гусеничных приводах с боковым захватом тяговой цепи применяют два цепных контура с жестко закрепленными на них кулаками. Контуры располагают под углом 30° к горизонту. Работают они синхронно благодаря жесткой кинематической связи между ними, осуществляемой с помощью конических зубчатых передач.

Холостые ветви цепей в опытных образцах таких приводов направляющих не имели, и в процессе промышленных испытаний на шахтах Донбасса («Пролетарская-Глубокая» и № 40 «Кураховка») наблюдались их значительные поперечные колебания. В связи с этим на холостых ветвях приводных цепей следует также применять направляющие.

Для обеспечения нормального зацепления кулаков со звеньями тяговой круглозвенной цепи положение направляющих регулируют болтами.

Симметричная конструкция кулаков в приводах с боковым захватом обеспечивает возможность реверсирования конвейера.

При движении приводных цепей с кулаками по пазам направляющих возникают значительные силы трения, снижающие коэффициент полезного действия приводного устройства (к. п. д. составляет всего лишь 0,5—0,6).

Общими недостатками всех разновидностей гусеничных приводов с жестким креплением кулаков на приводных цепях являются их повышенная чувствительность к колебанию шага звена тяговой цепи и значительная неравномерность движения несущего полотна.

Эти недостатки в значительной степени устранены в гусеничных приводных устройствах, снабженных кулаками, управляемыми в процессе зацепления (см. рис. V.7, $e-u$). Такие кулаки без ударов входят в зацепление с тяговой цепью у хвостовой звездочки гусеничного привода и свободно выходят из зацепления у приводной звездочки.

Гусеничные приводы с управляемыми кулаками могут применяться для тяговых цепей, расположенных как сбоку несущего полотна конвейера, так и под ним.

Рабочие грани кулаков обычно имеют криволинейную (крючкообразную) форму. Кулаки шарнирно закреплены на приводных цепях. Их удлиненные хвостовики снабжены роликами, которые при движении приводной цепи перекатываются по профилированным направляющим (рис. V.7, $e-z$ и V.11). Корпуса кулаков изготовляются из стали 45Л, пластины приводной цепи — из стали 30ХГСА, оси и втулки цепи — из стали 20Х2Н4А или 12ХНЗА.

Для реверсирования и торможения конвейера и для предотвращения возможного обгона кулаков тяговой цепью на многоприводных конвейерах применяют кулаки симметричной конструкции или одновременно с рабочими устанавливают противостоящие кулаки (рис. V.11).

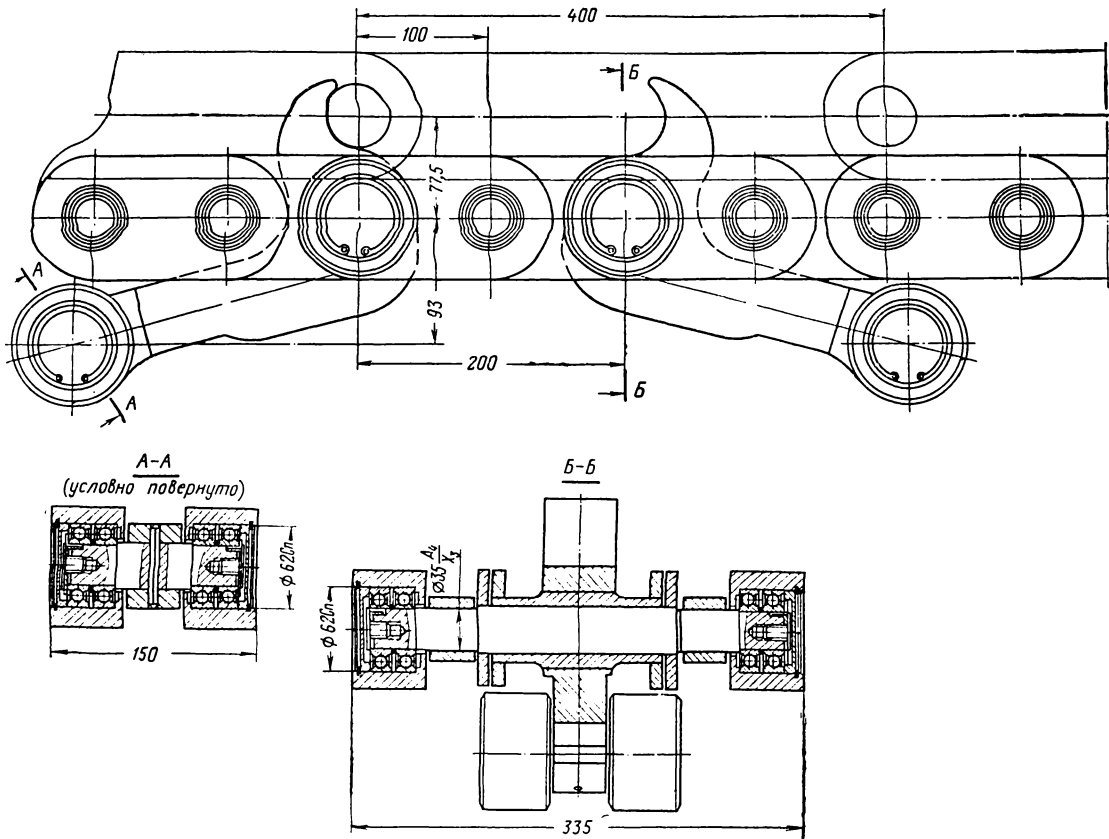


Рис. V.11. Приводная цепь с крючкообразными кулаками

Гусеничные приводы с крючкообразными управляемыми кулаками оправдали себя в эксплуатации и являются основным типом промежуточного привода для пластинчатых конвейеров.

Для обеспечения плавного входа и выхода кулака из зацепления профиль нижних направляющих для роликов кареток кулаков очерчивают по расчетной кривой (рис. V.12).

В точке O каретка шарнирно крепится к приводной цепи. В процессе выхода кулака из зацепления с тяговой цепью он поворачивается вокруг точки O на угол φ , передние ролики выходят на верхнюю наклонную направляющую, а задние — на криволинейную нижнюю.

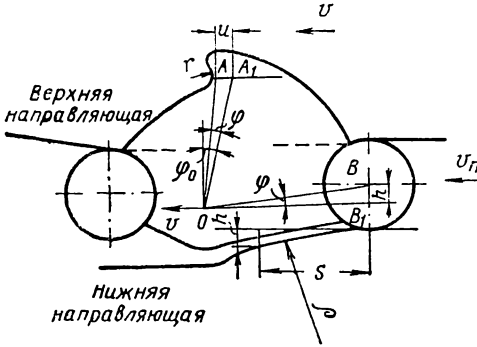


Рис. V.12. Профиль управляемого кулака гусеничного привода и направляющих

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{u}{OA};$$

$$h = OB_1 \operatorname{tg} \varphi = u \frac{OB_1}{OA} = \frac{at^2}{2} \mu,$$

где u — отставание точки контакта кулака от соответствующей точки шарнира тяговой цепи;

a — замедление точки контакта кулака относительно тяговой цепи, движущейся со скоростью v ;

$$\mu = \frac{OB_1}{OA}.$$

Путь центра кулака

$$S = v_n t,$$

где v_n — скорость приводной цепи.

Величина опускания заднего ролика при движении по криволинейной нижней направляющей

$$h = \frac{a\mu}{2v_n^2} S^2.$$

Радиус кривизны криволинейного участка нижней направляющей

$$\rho = \frac{[1 + (\dot{h})^2]^{3/2}}{\ddot{h}} \frac{\left[1 + \left(\frac{dh}{dS}\right)^2\right]^{3/2}}{\frac{d^2h}{dS^2}} \cong \frac{v_n^2}{a\mu} \operatorname{const}.$$

Разность шагов кулаков и тяговой цепи

$$u_0 = \frac{at^2}{2}.$$

Зная u_0 и приняв t , можно определить замедление a и радиус дуги криволинейного участка нижней направляющей.

Крючкообразный кулак имеет четыре ролика. Кулаки входят в зацепление с тяговой цепью на прямолинейном участке грузовой ветви приводной цепи, т. е. после прохода ими хвостовой звездочки привода. В период зацепления кулаки удерживаются от опрокидывания верхней и нижней направляющих. У головной звездочки привода с помощью направляющих, имеющих в этом месте специальный профиль, кулаки поворачиваются относительно своих осей и выходят из зацепления с тяговой цепью.

На двух приводных втулочно-роликовых цепях гусеничного привода закреплено пять кулаков. В зацеплении в каждый момент времени находится только один кулак, который передает всю движущую силу от привода тяговой цепи конвейера.

С помощью цепной муфты электродвигатель привода связан с турбомуфтой. Турбомуфта соединена с выходным валом цилиндрикоконического редуктора зубчатой муфтой, которая имеет колодочный тормоз с электромагнитным или электрогидравлическим приводом.

При установке на конвейере нескольких гусеничных приводов, передающих движущую силу обоим ветвям тяговой цепи, расстояние между приводами в процессе работы конвейера должно изменяться в определенных пределах, что достигается установкой приводов на подвижных тележках. При фиксированном расстоянии между приводами, воздействующими одновременно на обе ветви тяговой цепи, из-за неодинакового удлинения и провесов верхней и нижней ветвей нарушается равномерное распределение нагрузок между приводами и тяговая цепь может чрезмерно натянуться.

Подвижность привода на горизонтальных и слабонаклонных конвейерах обеспечивает также выравнивание движущихся сил, передаваемых приводом грузовой и порожней ветвям тяговой цепи, или позволяет перераспределять эти силы в заданном соотношении, например пропорционально сопротивлениям движению грузовой и порожней ветвей несущего полотна конвейера.

При неравенстве движущих сил на грузовой и порожней ветвях тяговой цепи подвижную тележку с приводом снабжают уравновешивающими устройствами с контргрузом, пневмогидравлическими, пружинными и пр.

На привод с подвижной тележкой со стороны ветвей тяговой цепи через кулаки действуют силы, направленные против движения цепи (рис. V.13).

Если сопротивление движению грузовой (верхней) ветви больше сопротивления движению порожней (нижней) ветви, то привод должен передать большую силу $W_{0,в}$ грузовой ветви, чем порожней $W_{0,п}$.

Если $W_{0,в} = W_{0,п}$, подвижная тележка с приводом не требует уравновешивающей силы T . Это равенство автоматически поддерживается благодаря подвижности привода. При $W_{0,в} > W_{0,п}$ их

разность следует компенсировать силой T , создаваемой уравновешивающим устройством (например, весом груза):

$$T = W_{o, в} - W_{o, н} + G_{пр} (w' \cos \beta + \sin \beta), \quad (V.17)$$

где $G_{пр}$ — вес тележки с приводом;

w' — коэффициент сопротивления движению тележки по направляющим;

β — угол наклона конвейера.

Расстояние между приводами, снабженными уравновешивающими устройствами,

$$L_{пр} = \frac{W_{o, в}}{w_{у, в}} = \frac{W_{o, н}}{w_{у, н}}, \quad (V.18)$$

где $W_{у, в}$ и $W_{у, н}$ — сопротивления движению соответственно верхней и нижней ветвей тяговой цепи, отнесенные к 1 м длины конвейера (удельные сопротивления).

Общее тяговое усилие W_o , развиваемое приводом,

$$W_o = W_{o, в} + W_{o, н}. \quad (V.19)$$

Для наклонных конвейеров, имеющих на одной из ветвей тягового органа отрицательное сопротивление движению (на уклоне — это порожняя ветвь, на бремсберге — груженная), можно с помощью подвижного привода, воздействующего на обе ветви тяговой цепи, передать неуравновешенную продольную составляющую веса движущейся вниз ветви несущего полотна на другую ветвь и этим снизить усилия в цепи. Как видно из рис. V.13, б, спускающаяся вниз ветвь тяговой цепи тормозится приводом.

Со стороны ветвей тяговой цепи на привод действуют силы $W_{o, н}\eta$, $W_{o, в}$ и $W_{o, н}$, суммарное влияние которых должно компенсироваться силой T , создаваемой уравновешивающим устройством:

$$T = W_{o, н}\eta + W_{o, в} + W_{o, н}, \quad (V.20)$$

где $W_{o, н}$ — неуравновешенная составляющая веса нижней ветви на участке между приводами, передаваемая на верхнюю ветвь цепи;

η — к. п. д. гусеничного привода;

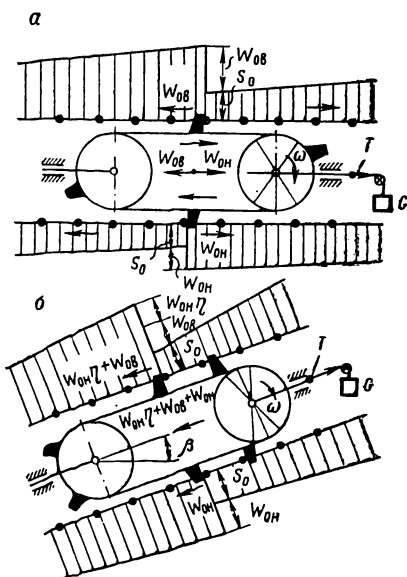


Рис. V.13. Схемы гусеничных приводов, воздействующих на обе ветви тяговой цепи конвейера:

а — привод горизонтального конвейера;
б — привод наклонного конвейера (нисходящая ветвь несущего полотна имеет отрицательное сопротивление)

$W_{о.в}$ — движущая сила, передаваемая кулаками на грузовую верхнюю ветвь цепи и создаваемая двигателем привода;

$$W_{о.н} = q_0 L_{пр} (\sin \beta - w' \cos \beta), \quad (V.21)$$

q_0 — вес 1 м несущего полотна;
 $L_{пр}$ — расстояние между приводами;
 w' — коэффициент сопротивления движению полотна.

Цепной контур, снабженный кулаками, одновременно входящими в зацепление с верхней и нижней ветвями тяговой цепи и не имеющий двигателя, на наклонном конвейере может выполнять роль уравновешивающего механизма. Уравновешивающая сила

$$T = W_{о.н} (1 + \eta) = q_0 L_{пр} (\sin \beta - w' \cos \beta) (1 + \eta). \quad (V.22)$$

Расстояние между уравновешивающими механизмами наклонного конвейера зависит от допустимой силы $S_{доп}$ натяжения спускающейся ветви тяговой цепи:

$$L_{уп} = \frac{S_{доп} - S_0}{q_0 (\sin \beta - w' \cos \beta)}, \quad (V.23)$$

где $S = 800 \div 1200$ кгс — первоначальное натяжение тяговой цепи.

Достоинства приводов гусеничного типа: возможность передачи движущей силы одной или обоим ветвям тяговой цепи одновременно без перегиба цепи и интенсивного износа ее шарниров.

Приводы фрикционного типа устраняют основной недостаток гусеничных приводов, передающих движущую силу зацеплением, — их чувствительность к колебаниям размеров шагов звеньев тяговой цепи.

Фрикционная связь рабочих элементов привода непосредственно с тяговой цепью, имеющей сложную конфигурацию, практически невыполнима. Для передачи движущих сил трением требуются гладкие рабочие поверхности, образуемые с помощью дополнительных деталей, закрепленных на тяговом органе или непосредственно на элементах грузонесущего полотна.

Одним из видов фрикционного привода является магнитофрикционный, снабженный двумя ведущими цепными контурами, расположенными с двух сторон тяговой цепи (рис. V.14, а; на участке привода грузонесущее полотно снято).

Рабочими элементами привода служат магнитные блоки, шарнирно закрепленные на приводных цепях.

Магнитный блок, разработанный в Донецком политехническом институте (рис. V.14, б), состоит из четырех плоских постоянных оксидно-барьерных магнитов и пяти магнитопроводов (трех внутренних и двух внешних). Внутренние магнитопроводы (полюсники) представляют собой плоские пластины из магнитомягкой стали (сталь 20, Ст. 3 и др.). У основания полюсники имеют выступы, которыми они входят в пазы щек корпуса блока. Две щеки и перемишка корпуса изготовлены из немагнитной стали.

Вследствие зазоров в местах крепления магнитных блоков к тяговому органу блоки имеют некоторую подвижность, обеспечивающую надежное контактирование их рабочих поверхностей с элементами тяговой цепи или несущего полотна конвейера.

Удельная сила отрыва стальной пластины от рабочей поверхности магнитных блоков зависит от чистоты и ровности контактирующих поверхностей. На промышленных образцах блоков сила отрыва составляет 2,5—4,4 кгс/см².

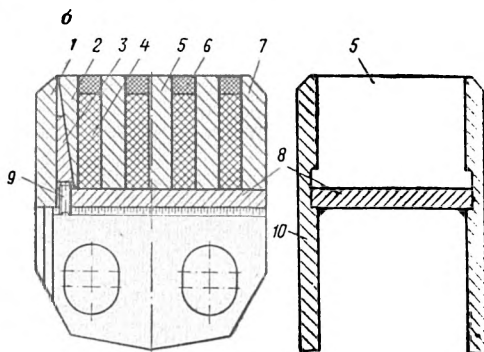
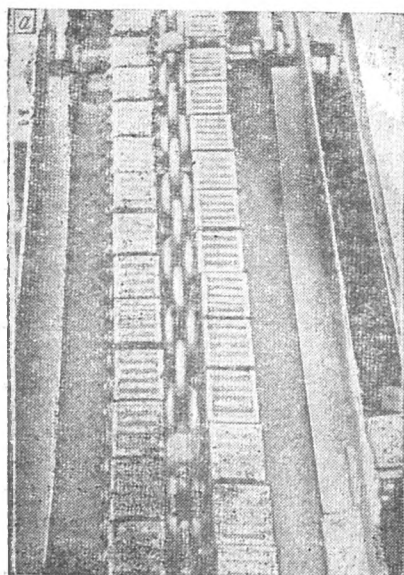


Рис. V.14. Магнитно-фрикционный привод:

а — общий вид; б — магнитный блок: 1 — упорная стенка; 2 — клиновидный полюсник; 3 — клин; 4 — плоский оксидно-бариевый магнит (типа 2БА); 5 — внутренний полюсник; 6 — фрикционная вставка; 7 — наружный полюсник; 8 — переключатель корпуса; 9 — винт; 10 — щетка

Тяговая сила (сила сдвига) одного магнитного блока с площадью рабочей поверхности 57 см² достигает 70 кгс.

Рассмотренные приводные устройства находят применение в пластинчатых и ленточно-цепных конвейерах.

§ 3. ПЛАСТИНЧАТОЕ ПОЛОТНО

Пластинчатое полотно (рис. V.15) состоит из пластин роликовых 1 и безроликовых 2, роликов 8 и узлов крепления 3 и 4 пластин к цепи.

Пластины конвейеров для транспортирования угля чаще всего изготавливают горячей штамповкой из листовой стали толщиной 4 мм. Для железорудных и других конвейеров, перемещающих грузы, имеющие большой насыпной вес и крупные куски, толщина пластин больше 5—8 мм, вследствие чего пластины изготавливают с применением сварки.

Жесткость пластин достигается наличием выштампованных ребер (зигов) жесткости. В некоторых конвейерах эти ребра одновременно служат для предотвращения скольжения груза по полотну (при угле наклона конвейера до 26°). При больших углах наклона конвейера ($45\text{--}60^\circ$) пластины снабжают поперечными перегородками.

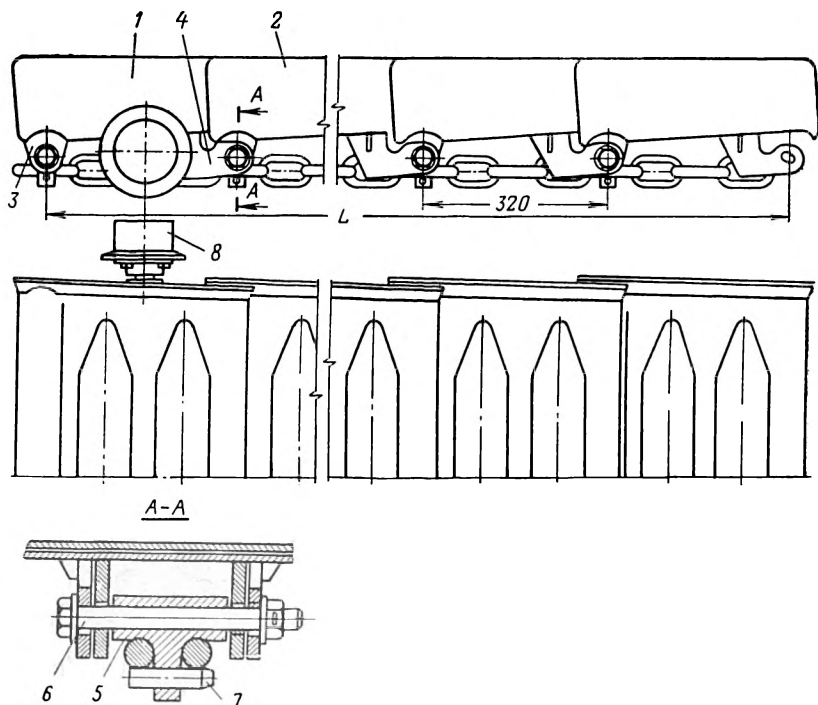


Рис. V.15. Пластинчатое полотно конвейера П-65

На шахте «Пролетарская-Глубокая» (Донбасс) успешно прошли испытания пластины, изготовленные из стекловолокна АГ-4С методом горячего прессования. Эти пластины устойчивы против кислот и щелочей и обладают высокими упругими свойствами. Пластины крепят к тяговой цепи впрессованными в их тело стальными деталями. Вес полотна при этом на 30% меньше веса стального полотна, а сила сцепления мелких фракций влажного угля с поверхностью пластин в 2—3 раза меньше.

По форме поперечного сечения различают пластины (рис. V.16): трапециевидные (а), прямоугольные (б), скругленные (в), прямоугольно-трапециевидные (г) и ступенчатые (д).

Помимо прочности, жесткости и износостойкости к пластинам предъявляют требования минимальных металлоемкости и налипания транспортируемого груза, хорошей устойчивости, удобства крепления

цепей и роликов, удобства сопряжения пластин между собой, простоты изготовления.

Наивыгоднейшей формой пластины, исходя из минимальной металлоемкости, будет та, которая при равной площади сечения F дает минимальную длину развертки P .

Если считать, что заполнение пластины происходит до верхнего края бортов, то для скругленной формы (рис. V.16, в)

$$P = \sqrt{2\pi F} = 2,51\sqrt{F}, \quad (V.24)$$

что соответствует минимально возможной длине развертки.

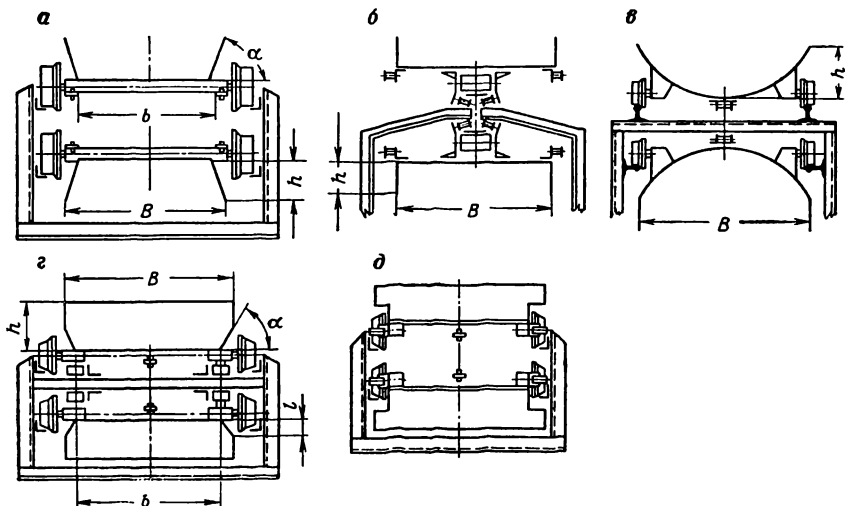


Рис. V.16. Поперечные сечения штрековых и уклонных пластинчатых конвейеров

Однако скругленная форма не получила заметного распространения в связи с усложнением узла крепления роликов. Наиболее часто применяют пластины прямоугольной и особенно трапециевидной формы.

Площадь сечения прямоугольной пластины (рис. V.16, б)

$$F = \frac{P-B}{2} B. \quad (V.25)$$

Определим ширину пластины, при которой площадь сечения будет максимальной. Имеем уравнение

$$\frac{\partial F}{\partial B} = \frac{P}{2} - B = 0.$$

Следовательно,

$$B = \frac{P}{2}; \quad F = \frac{P^2}{8}; \quad P = 2,83\sqrt{F} \quad (V.26)$$

Площадь сечения трапециевидной пластины (рис. V.16, а)

$$F = \left(\frac{P-b}{2} \cos \alpha + b \right) \frac{P-b}{2} \sin \alpha. \quad (V.27)$$

Для определения параметров пластины, при которых площадь сечения будет наибольшей, необходимо решить следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial \alpha} &= \left(\frac{P-b}{2} \right)^2 (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) + b \frac{P-b}{2} \cos \alpha = 0; \\ \frac{\partial F}{\partial b} &= -\frac{P}{2} \cos \alpha \sin \alpha + \frac{b}{2} \cos \alpha \sin \alpha + \frac{P}{2} \sin \alpha - b \sin \alpha = 0. \end{aligned} \right\} \quad (V.28)$$

Решая систему, получим

$$\alpha = 60^\circ; \quad b = \frac{P}{3}; \quad F = \frac{P^2}{6,93}; \quad P = 2,63 \sqrt{F}. \quad (V.29)$$

Для прямоугольно-трапециевидной пластины (рис. V.16, з)

$$F = (b + 2l \cos \alpha) \frac{P-b-2l}{2} + (b + l \cos \alpha) l \sin \alpha. \quad (V.30)$$

Исследуя эту функцию на максимум по α , b и l , получим

$$\alpha \approx 45^\circ; \quad b = \frac{P}{4}; \quad l = \frac{P}{4}; \quad F = \frac{P^2}{6,63}; \quad P = 2,57 \sqrt{F} \quad (V.31)$$

Из выражений (V.24), (V.26), (V.29) и (V.31) следует, что по сравнению со скругленной прямоугольная пластина имеет металлоемкость больше на 13%, трапециевидная — на 5% и прямоугольно-трапециевидная — на 2,4%.

Наименьшую ширину имеет прямоугольная пластина, наибольшую — скругленная. Прямоугольно-трапециевидная форма по сравнению со скругленной дает наименьшее увеличение металлоемкости, в то же время она удобна для изготовления и крепления роликов, а также благодаря отсутствию острых и прямых углов не создает условий для налипания груза. Поэтому применение пластин такой формы перспективно.

Сопряжения пластин подземных конвейеров выполняют внахлестку. В процессе эксплуатации конвейеров через неплотности пластинчатого полотна в местах сопряжения пластин мелкие фракции груза просыпаются на холостую ветвь полотна и транспортируются ею к хвостовой звездочке. Это приводит к засорению натяжной станицы. Так, на конвейере П-50 на шахте № 40 «Кураховка» (Донбасс) у хвостовой звездочки за смену накапливалось около 250 кг штыба. В связи с этим необходимо следить за плотностью сопряжения пластин.

Различают пластины короткие и длинные. Шаг установки коротких пластин равен шагу звеньев пластинчатой цепи или двойному шагу звеньев круглозвенной цепи.

Достоинства длинных пластин по сравнению с короткими: несколько большая их устойчивость, меньший вес полотна (в связи с меньшей величиной суммарной нахлестки) и меньшее число мест сопряжений; достоинства коротких пластин; простота конструкций и легкость прохода закруглений.

Короткие пластины крепят в одной точке, при применении круглозвенной цепи — к вертикальному ее звену. Длинные пластины крепят в одной или двух точках.

Пример крепления пластины в двух точках показан на рис. V.15. К каждой пластине приварены два кронштейна: задний 3 и передний

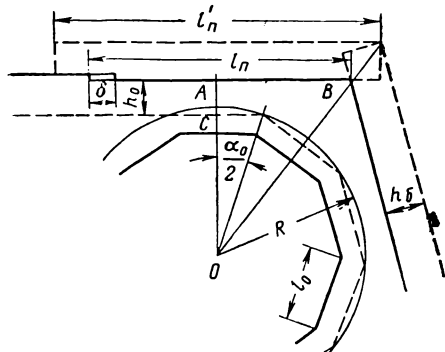


Рис. V.17. Схема сопряжения пластин при огибании звездочки

В большинстве конвейеров тяговые цепи расположены под пластинами (см. рис. V.16, а, в, г, д), но в некоторых конвейерах специальных типов они расположены по бокам пластин (см. рис. V.16, б).

Отсутствие просыпания груза на стыке пластин при их развороте на звездочке является одним из условий, определяющих требуемую величину нахлестки пластин δ (рис. V.17).

Применительно к круглозвенной цепи длина короткой пластины

$$l_n = 2AB = 2AO \operatorname{tg} \alpha_0, \quad (\text{V.32})$$

где α_0 — центральный угол, соответствующий одной грани звездочки.

Но

$$AO = CO + CA = R \cos \frac{\alpha_0}{2} + h_0,$$

где R — радиус начальной окружности звездочки;

h_0 — расстояние днища пластины от оси цепи.

Отсюда

$$l_n = 2 \left(R \cos \frac{\alpha_0}{2} + h_0 \right) \operatorname{tg} \alpha_0. \quad (\text{V.33})$$

При недостаточной длине пластин между их бортами (при огибании звездочки) появляются клиновидные щели, что может вызвать преждевременное высыпание груза и засорение привода. Чтобы избежать этого, длина пластины должна быть не менее, чем

$$l'_n = 2 \left(R \cos \frac{\alpha_0}{2} + h_0 + h_6 \right) \operatorname{tg} \alpha_0. \quad (\text{V.34})$$

Таким образом, длина пластины зависит от высоты бортов h_6 , которая для штрековых конвейеров обычно равна 120—150 мм, а для уклонных 150—200 мм.

Веерообразное расположение пластин на закруглении трассы конвейера также оказывает влияние на требуемую величину нахлестки пластин. При коротких пластинах и круглозвенной тяговой цепи звенья располагаются в виде многоугольника с вершинами (шарнирами цепи) в точках A, B, C, D (рис. V.18). Из треугольника OCE можно определить половину центрального угла γ_0 , соответствующего одному звену цепи,

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma_0}{2} = \frac{CE}{OE} = \frac{l_0}{2R}, \quad (\text{V.35})$$

где l_0 — шаг звеньев цепи;

R — радиус окружности, вписанной в многоугольник цепи.

Угол взаимного поворота пластин

$$\gamma = 2\gamma_0. \quad (\text{V.36})$$

Из треугольника OFH получим

$$l_n = 2 \left(R + \frac{b}{2} \right) \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}. \quad (\text{V.37})$$

Для того чтобы осуществлялось перекрытие пластин, одна из них (на рисунке левая) должна иметь большую ширину, чем другая, на величину ΔB .

Необходимая величина ΔB определяется следующим образом. Из треугольника KMN имеем

$$KM = MN \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} = b \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}. \quad (\text{V.38})$$

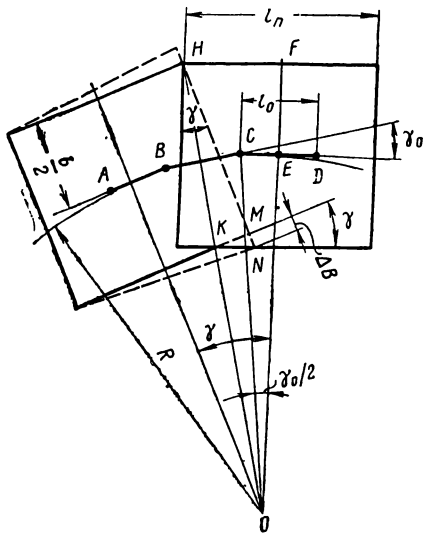


Рис. V.18. Схема сопряжения пластин на закруглении трассы

Из треугольника KMN с учетом (V.38) получим

$$\Delta B = KM \operatorname{tg} \gamma = b \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \operatorname{tg} \gamma. \quad (\text{V.39})$$

Грасса конвейера может иметь изгибы в обе стороны. Следовательно, ширина пластины должна быть увеличена на ΔB также и с другой стороны относительно цепи. Таким образом, в изгибающемся конвейере каждая пластина имеет форму трапеции с размерами оснований B и $B + 2\Delta B$.

Ходовые ролики пластинчатого полотна крепят к роликовым пластинам с помощью сквозных или консольных осей. Ролики обычно

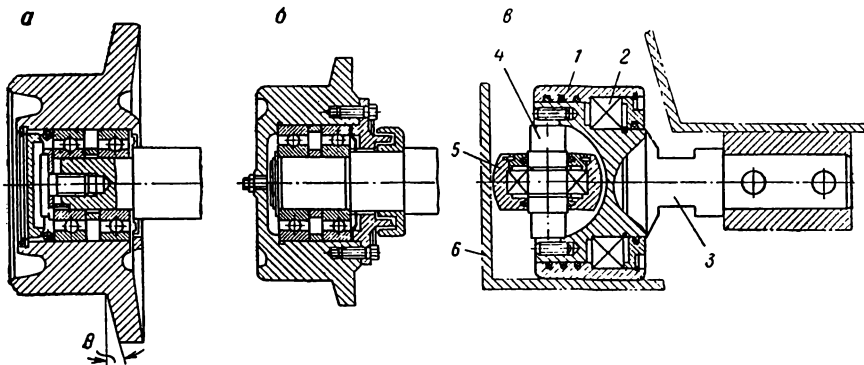


Рис. V.19. Ролики пластинчатого полотна

устанавливают на двух шарикоподшипниках. Конструкция роликов закрытая для защиты подшипников от загрязнения. При этом большое значение имеет конструкция уплотнений. Лабиринтные уплотнения отличаются простотой, но они плохо защищают подшипники от влаги и пыли.

Примером неудачного решения может служить ролик фирмы «Демаг» (ФРГ), в котором для уплотнения применены латунные кольца (рис. V.19, а). Как показал опыт эксплуатации конвейера фирмы «Демаг» в Караганде, через 6—8 месяцев подшипники заштыбовывались.

Находят применение комбинированные уплотнения, сочетающие лабиринты и различные уплотняющие металлические или пластмассовые кольца. Подобное уплотнение использовано, например, в ролике конвейера П-65 (рис. V.19, б). Однако и эти уплотнения не обеспечивают надежной защиты подшипниковых узлов от влаги и пыли.

Имеются сведения о применении роликов на подшипниках скольжения из специальной пластмассы. Чтобы уменьшить вес и создать резервуар для масла, ролик выполнен пустотелым.

Крепление роликов к пластинам наиболее целесообразно разъемное, позволяющее быстро заменять поврежденные ролики.

Диаметр ходовых роликов принимают равным 80—120 мм, что обеспечивает сравнительно небольшое сопротивление движению и в то же время незначительное увеличение веса грузонесущего полотна.

Поверхность катания роликов может быть цилиндрической (обычно механически обработанной), конической (с технологическим уклоном при изготовлении штамповкой) и сферической (у конвейеров, работающих при малых радиусах закругления).

Для центрирования пластинчатого полотна в колее направляющих ходовые ролики в большинстве случаев снабжены ребордами.

Высоту реборд принимают равной 20—25 мм.

Ширина поверхности катания ролика определяется из конструктивных соображений (необходимость размещения внутри ролика двух шарикоподшипников, уплотнений и пр.). Обычно она составляет 0,4—0,6 диаметра.

Расстояние между ходовыми роликами по длине конвейера должно ограничивать стрелу провеса, чтобы она не превышала $\frac{1}{4}$ расстояния от нижней точки пластинчатого полотна до элементов опорной конструкции или почвы выработки.

Для ограничения сил, действующих на ролики на закруглениях трассы, расстояния между ходовыми роликами принимают тем меньшими, чем меньше радиус закругления.

При использовании в качестве тягового органа круглозвенной цепи шаг установки роликов обычно составляет 0,8—1,6 м.

В конвейерах П-50 и П-65 при минимальном допустимом радиусе изгиба трассы 20 м шаг установки роликов 1,28 м. При сближении на отдельных участках пластинчатого полотна (обычно длиной 2—3 м) ходовых роликов до расстояния, равного одному-двум шагам тяговой цепи, эти участки можно использовать для транспортирования штучных грузов. Так, в конвейерах П-50 и П-65 при шаге роликов 0,32 м допускается транспортирование материалов и оборудования массой до 0,5 т.

При радиусе кривизны трассы менее 20 м устанавливают дополнительные направляющие ролики на вертикальных осях (см. рис. V, 16, з). При этом ходовые ролики могут быть с ребордами и без них.

В первом случае дополнительные направляющие устанавливают только на закруглениях трассы, во втором — по всей длине конвейера.

Применение направляющих роликов на вертикальных осях хотя и повышает устойчивость полотна и уменьшает коэффициент сопротивления его движению на закруглении, однако утяжеляет и удорожает конструкцию.

Удачно использована уголкообразная направляющая одновременно для ходовых и направляющих роликов в комбинированной роликоопоре, показанной на рис. V.19, в. Ходовой ролик 1 с шарикоподшипником 2 установлен на полуоси 3, прикрепленной к пластине. В выемке торцевой части оси жестко укреплен вертикальный ролик 4

направляющего ролика 5. Роликоопора воспринимает одновременно вертикальные и радиальные нагрузки. При этом не требуется дополнительных шин для направляющих роликов. Радиальные усилия воспринимаются вертикальной полкой уголкового направляющей 6, по горизонтальной полке которой перемещаются ходовые ролики. Это обеспечивает устойчивое движение пластинчатого полотна на закруглениях троссы.

§ 4. ОПОРНЫЕ РАМЫ

Опорные рамы штрековых и уклонных конвейеров состоят из линейных, поворотных и переходных секций. Линейные секции длиной 2,5—3,5 м изготавливаются из стандартного проката (швеллеров и уголков).

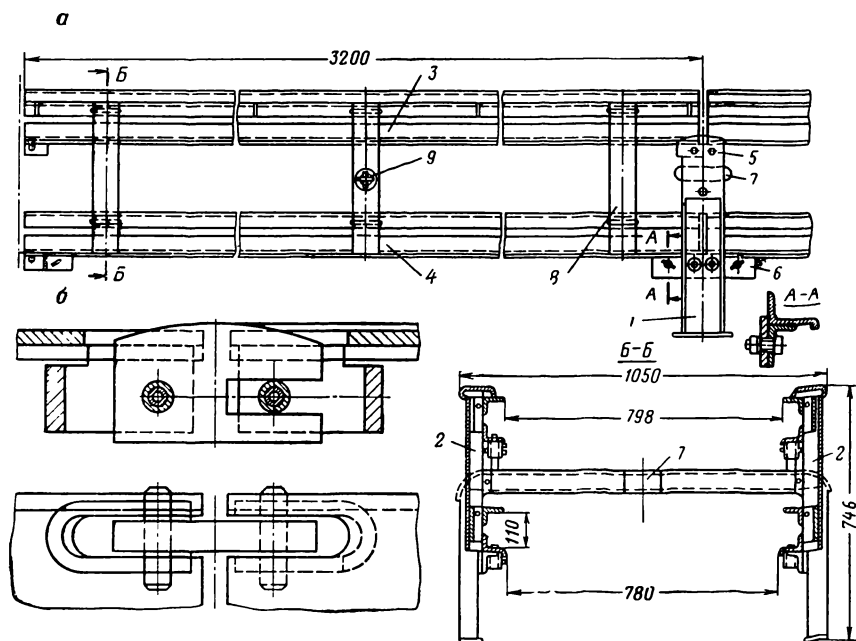


Рис. V.20. Опорная рама конвейера П-65:

а — линейная секция; б — переходной вкладыш

На рис. V.20, а показана характерная для штрековых изгибающихся конвейеров конструкция линейной секции. Секция опирается на стулья 1, к которым прикреплены левый и правый прогоны 2 с направляющими колесами 3 и 4 для ходовых роликов. Сверху прогоны ограждены перилами, которые прикреплены к контрнаправляющим верхней колес.

Стулья имеют сварную конструкцию. Выполнены они из гнutoго швеллера, переходных вкладышей 5 и боковых планок 6. Стулья снабжены обтекателями цепи 7, устраняющими опасность задевания верхней ветви цепи за поперечину. Верхние и нижние направляющие соединены вертикальными связями 8. Для повышения жесткости секций в средней ее части прогоны соединены трубчатой связью 9.

Овальные отверстия в стыковых узлах делают возможным поворот одной секции относительно другой в вертикальной плоскости на угол до 4° .

Для крепления прогонов, период и других элементов вместо болтовых соединений применяются легко устанавливаемые и извлекаемые полые пружинные штифты.

Зазоры в направляющей перекрываются переходными вкладышами, один конец которых закреплен неподвижно в проушине, а другой — для компенсации различия в величинах зазоров зафиксирован в прорези (рис. V.20, б). Такая конструкция устраняет возможные уступы на стыке направляющих.

Для смазки направляющих через каждые 200 м устанавливают специальные устройства, состоящие из бачка с маслом и трубок с капельницами.

Переходные секции являются промежуточными между линейными секциями и концевыми приводами. Они подобны линейным секциям, но имеют разновысокие (переходные) стулья.

Поворотные секции в два раза короче линейных и имеют внутренний прогон более короткий и жесткий, чем наружный. Концы внутреннего и наружного прогонов отогнуты на угол 2° , благодаря чему осуществляется изгиб трассы конвейера с радиусом до 20 м.

Для предотвращения сдвигания или опрокидывания поворотных секций под действием радиальных сил натяжения тяговых цепей эти секции снабжены растяжками, прикрепленными к почве выработки или к специальным стойкам.

Вес 1 м рамы составляет 70—100 кгс (у конвейера П-65 — 86 кгс).

В качестве направляющих для роликов штрековых и уклонных конвейеров используют уголкового и швеллерного проката, а иногда двутавр и рудничные рельсы.

Уголкового направляющие, как наиболее легкие, получили преимущественное распространение. В конвейерах П-50 и П-65 в качестве направляющих использован специальный уголкового профиль с одной отогнутой на конце полкой, что способствует уменьшению износа реборд ходовых роликов и самой направляющей.

Длину направляющих целесообразно выбирать с учетом наименьшего числа одновременно набегающих роликов на стыки, чтобы уменьшить циклическую нагрузку на цепь и привод [1].

Для уменьшения сопротивления движению пластинчатого полотна ширина колеи направляющих должна быть больше ширины роликовой каретки на 10—15 мм с учетом технологических допусков.

При наличии зазоров в местах крепления роликовой пластины к тяговой цепи пластина может быть перекошена в колее направляющих. Причинами, вызывающими перекос, являются различные сопротивления движению правого и левого роликов, неравномерная загрузка пластины по ширине и др.

Большой перекос может вызвать взаимное заклинивание сопряженных пластин, а также образование зазоров между ними (в плане).

Опорные направляющие поворотных секций для простоты конструкции и возможности применения направляющих при закруглениях различного радиуса (который должен быть не менее 20 м) выполняют из прямолинейных отрезков, вписанных в дугу поворота (рис. V.21, а).

На изогнутом участке трассы конвейера появляется горизонтальная радиальная составляющая S_p силы натяжения S тяговой цепи. Эта составляющая передается направляющим через реборды роликов.

Для направляющих, выполненных из прямолинейных отрезков, величина S_p зависит от положения роликовой пластины, достигая максимума при проходе пластины через место сопряжения прямолинейных участков, как это показано на рис. V.21, а:

$$S_p = 2S \sin \frac{\gamma}{2}, \quad (V.40)$$

где $\gamma = 4 \div 8^\circ$ — угол отклонения смежных прямолинейных участков.

При радиусе закругления менее 20 м секции рамы имеют криволинейную форму (рис. V.21, б).

Для этого случая выражение (V.40) сохраняет силу при условии, что под γ понимается центральный угол между смежными роликовыми пластинами, определенный из соотношения

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{l}{2R_s}, \quad (V.41)$$

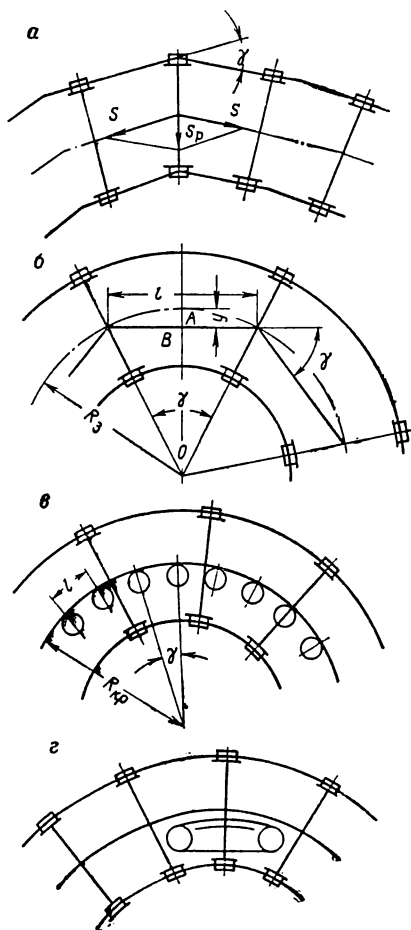


Рис. V.21. Закругления трассы с применением:

а — отрезков прямолинейных направляющих; б — криволинейных направляющих; в — криволинейных направляющих и батарей стационарных роликов; г — криволинейных направляющих и поворотного контура

где l — расстояние между роликовыми пластинами;

R_0 — радиус закругления по средней оси.

Поворот полотна может быть также произведен батареей стационарных роликов, направляющих тяговую цепь по дуге окружности (рис. V.21, в). В этом случае сила S_p не нагружает подвижные роликсопоры, а действует непосредственно на стационарные ролики. Величина этой силы определяется из выражений (V.40) и (V.41), причем в (V.41) l — расстояние между стационарными роликами. Использование стационарных роликов требует специальной конструкции узла крепления пластин к цепи.

Для уменьшения износа тяговой цепи вследствие трения ее о стационарные ролики применяют специальное поворотное устройство, имеющее вид замкнутого цепного контура с кулаками (рис. V.21, г). Это устройство позволяет осуществлять поворот при малых радиусах кривизны [23].

Вследствие того, что тяговая цепь располагается на закруглениях в виде многоугольника, вписанного в дугу окружности оси конвейера, имеет место вылет габарита полотна внутрь кривой на некоторую величину y

$$y = R_0 \left(1 - \cos \frac{\gamma}{2} \right). \quad (V.42)$$

При малых радиусах закруглений увеличение габарита может оказаться ощутимым, что необходимо учитывать при конструировании элементов проגонов рамы, расположенных на уровне пластин.

Радиальная составляющая S_p на закруглении трассы стремится опрокинуть полотно внутрь кривой. Для предотвращения этого на криволинейных участках секции рамы должны быть оборудованы верхними направляющими (контрнаправляющими), как это показано на рис. V.20. Расстояние между рабочими поверхностями опорной направляющей и контрнаправляющей обычно принимают меньше наружного диаметра реборды, что создает конструкцию, исключаящую вползание реборды на направляющую.

Для возможности приподнимания внутренней направляющей на закруглении, а также для регулирования высоты рамы в соответствии с профилем трассы желательны, чтобы стойки ступеней были раздвижными. В некоторых случаях (при поддувании почвы выработки) раму подвешивают на цепях или устанавливают на консольных кронштейнах, заделанных в стенку выработки.

§ 5. НАТЯЖНЫЕ СТАНЦИИ

По способу действия натяжные станции пластинчатых конвейеров делят на жесткие и автоматически регулируемые.

Первые характеризуются фиксированным положением вала звездочек натяжного устройства при работе конвейера. Основным недостатком этих устройств заключается в постепенном ослаблении

натяжения тягового органа из-за его вытяжки, являющейся следствием износа в шарнирах.

Как показывает опыт эксплуатации конвейера П-50 на шахте № 40 «Кураховка», за 369 четырехсменных рабочих дней круглозвенная цепь 80 × 18 мм длиной 1204 м вытянулась на 27,7 м. Поэтому в процессе работы необходимо периодически подтягивать цепь и удалять из контура участки несущего полотна длиной 1,68—2 м, обусловленной ходом натяжной звездочки. Величину натяжения трудно проконтролировать, в связи с чем цепь обычно натягивают с избытком, что вызывает уменьшение срока ее службы.

Рамы натяжных станций снабжают верхними телескопическими направляющими, по которым перемещаются ходовые ролики несущего полотна. Эти направляющие позволяют раздвигать став конвейера на 800 мм и более.

При длине конвейера свыше 500 м следует применять гидравлические или иные автоматически действующие натяжные станции, которые поддерживают 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 (особенно с большими ускорениями) в течение периода неустановившегося движения происходит увеличение натяжения тяговой цепи в точке ее набегания на приводную станцию. Как показали экспериментальные исследования, пусковое натяжение тяговой цепи у приводных звездочек более чем в два раза превосходит первоначальное натяжение. На конвейере П-50 оно достигает 5000—6800 кгс. 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.

Опыты, проведенные институтом Гипроуглемаш, показали, что при длине конвейера 1200 м во избежание чрезмерного провеса полотна при пуске величина первоначального натяжения должна быть не менее 1600 кгс. Таким образом, каждому пуску конвейера должно предшествовать автоматическое натяжение тягового органа до требуемой величины.

Примером автоматического устройства может служить гидравлическая натяжная станция конвейера П-65 (рис. V.22).

При подаче электрической команды на включение двигателей конвейера автоматически происходит пуск двигателя КОМ-21-4 шестеренного насоса АШ-10. Масло из гидробака 1 (емкостью 30 л) через фильтр 11 засасывается насосом 6 и через золотник 2, гидрозамок 10 и делитель потока 3 (синхронизатор) подается к рабочим гидроцилиндрам 4, которые перемещают концевой привод, производя натяжение тягового органа. Раму привода фиксируют два храповых механизма, состоящих из собачек 12 и реек 13. В зафиксированном положении рамы привода гидросистема разгружена от давления.

Делитель потока 3 предназначен для равномерной подачи масла в рабочие полости гидроцилиндров 4 независимо от разности давлений в них, чем обеспечивается синхронное движение обоих цилиндров.

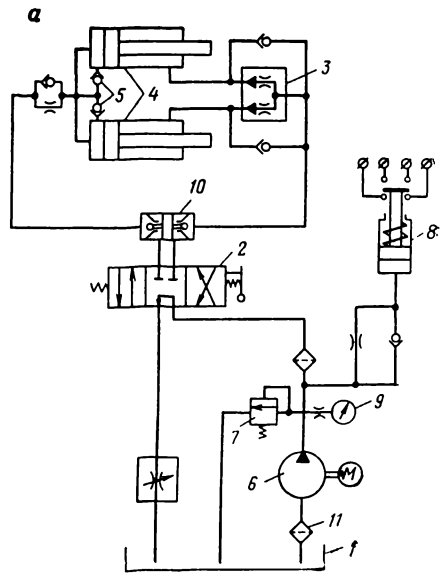
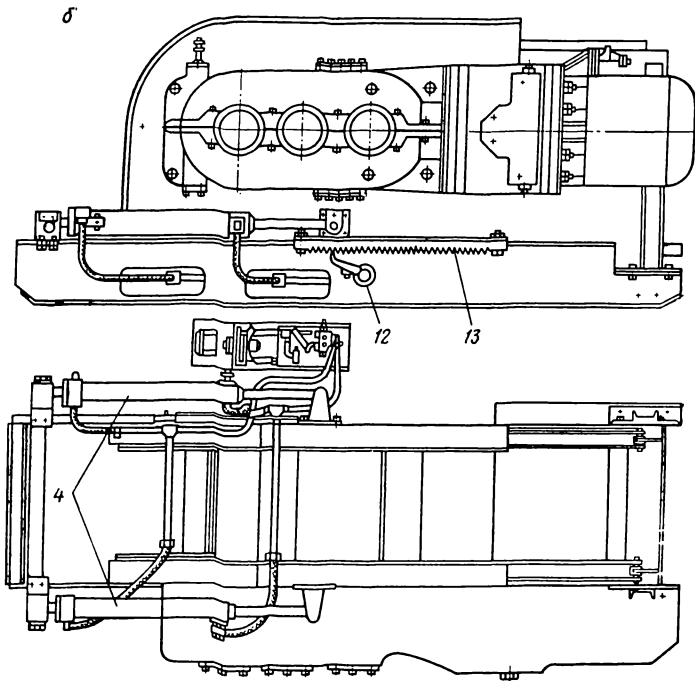


Рис. V.22. Гидравлическое натяжное устройство конвейера П-65:

а — принципиальная схема; б — общий вид



Золотник 2 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 давления 8, последнее размыкает замыкающие контакты цепи управления электродвигателем насоса и отключает его, после чего включаются электродвигатели конвейера. Если двигатель насоса не отключен, их пуск не произойдет.

Манометр 9 контролирует давление в гидросистеме, а предохранительный клапан 7 защищает систему от перегрузки. Давление его срабатывания составляет 135 кгс/см².

Рабочий ход гидроцилиндров 4 равен 1000 мм. Когда поршень занимает крайнее правое положение, нагнетательная линия соединяется со сливной и масло из штоковой полости поступает через обратные клапаны 5 в бак, разгружая гидросистему от давления. Реле давления 8 в данном случае не отключает двигатель насоса 6, что не позволяет пустить двигатели конвейера. Это сигнализирует о ненормальности работы натяжной системы станции.

При установившемся движении конвейера для увеличения срока службы тягового органа, уменьшения износа направляющих и повышения устойчивости полотна на закруглениях величину первоначального натяжения целесообразно уменьшать до 500—600 кгс. Следовательно, величину первоначального натяжения целесообразно регулировать по определенной программе, предусматривающей: предпусковое натяжение тягового органа; плавное снижение натяжения при установившемся движении конвейера; дальнейшее поддержание натяжения в заданных пределах.

Образцы таких автоматических натяжных станций созданы институтом Гипроуглегормаш.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ К РАЗДЕЛУ ПЕРВОМУ

1. А л о т и н Л. М. Выбор оптимальной длины направляющих металлоконструкций пластинчатых конвейеров. Сб. «Вопросы механизации и автоматизации в горной промышленности», вып. 5. КНИУИ, Госгортехиздат, 1960, с. 65—73.
2. Б и л и ч е н к о Н. Я., В ы с о ч и н Е. М., З а в г о р о д н и й Е. Х. Эксплуатационные режимы ленточных конвейеров. Киев, «Техника», 1964. 263 с.
3. В о л о ш е к Н. С., Б а р ы ш е в А. И., О в ч а р о в а Л. И. Загрузочное устройство для ленточных конвейеров. Бюллетень изобретений, № 10, 1968, 177 с.
4. Г а в р и л е н к о Б. А., М и н и н В. А. Гидродинамические муфты М., Оборонгиз, 1959. 338 с.
5. Д а в ы д о в Б. Л., С к о р о д у м о в Б. А. Динамика горных машин. М., Госгортехиздат, 1961. 335 с.
6. Д а в ы д о в Б. Л., С к о р о д у м о в Б. А. Статика и динамика машин. М., «Машиностроение», 1967. 431 с.
7. Д ь я ч е н к о С. К., К и р к а ч Н. Ф., Предохранительные муфты. Киев, Гостехиздат, 1962. 119 с.
8. Е в н е в и ч А. В. Горные транспортные машины. М., Госгортехиздат, 1963. 467 с.

9. Исследование режимов работы забойного ленточного конвейера на Грушевском карьере Никопольмарганец. Реферативная информация о законченных научно-исследовательских работах в вузах УССР, вып. 4, пзд. «Выща школа», 1970, с. 52—53, Авт.: Н. Я. Биличенко, Ю. В. Заболотный и др.

10. Квитко А. К., Гришанов А. Г. Механизмы приводов горно-транспортных машин. М., «Недра», 1966. 179 с.

11. Котов М. А. Подземные магистральные ленточные конвейеры для шахт ближайшего будущего. Институт горного дела АН СССР им. А. А. Скопинского. М., 1967. 14 с.

12. Несущая способность и расчеты деталей машин. М., Машгиз, 1963. 451 с. Авт.: С. В. Серенсен, В. П. Кагаев, Л. А. Козлов, Р. М. Шнейдерович.

13. Подземные конвейерные установки. М., Госгортехиздат, 1960. 479 с. Авт.: А. О. Спиваковский, Н. Д. Самойлюк, Г. И. Солод, Л. Г. Шахмейстер.

14. Правила эксплуатации, хранения и отбора для восстановительного ремонта конвейерных лент. Министерство угольной промышленности СССР, 1968. 102 с.

15. Решетнев Е. К. Исследование и анализ резервов повышения производительности забойных конвейеров. Сб. «Научные основы установления рациональных параметров средств выемки и доставки полезных ископаемых», М., «Наука», 1969, с. 90—106.

16. Самойлюк Н. Д., Кравцов К. И. Забойные скребковые конвейеры. М., «Недра», 1964, 152 с.

17. Самойлюк Н. Д., Френкель Б. Б. Гидропривод на скребковых конвейерах. Угольное и горнорудное машиностроение. М., НИИИнформтяжмаш, 1968, 300 с.

18. Сягалов Л. Н. О влиянии электромагнитной муфты сухого трения на величину усилий при заклинивании тяговой цепи скребкового конвейера. Сб. «Взрывобезопасное электрооборудование», вып. 6. М., «Энергия», 1969, с. 273—283.

19. Скородумов Б. А. Динамика привода скребкового конвейера при резком торможении цепи. Сб. «Горные машины», № 4. М., 1958, с. 116—129.

20. Смирнов В. К., Крот В. П. Экспериментальные исследования динамики установившихся режимов скребковых конвейеров. Сб. «Вопросы рудничного транспорта», вып. 10. М., «Недра», 1967, с. 27—31.

21. Солод Г. И., Чугреев Л. И. Промежуточные приводы конвейеров. М., Машиностроение, 1967. 199 с.

22. Стрельников А. П., Шорин В. Г. Автоматизация рудничного транспорта. М., «Недра», 1965, 435 с.

23. Счастный Е. И. Поворотное устройство для изгибающихся конвейеров. «Горные машины и автоматика», № 64, ЦНИИТЭИ угля, М., «Недра», 1965, с. 96—98.

24. Транспорт на горных предприятиях. М., «Недра», 1969. 655 с. Авт.: Б. А. Кузнецов, А. А. Ренгевич, В. Г. Шорин и др.

25. Ульяновский А. Э., Эйдерман Б. А. Модернизация скребковых конвейеров. М., Госгортехиздат, 1962, 92 с.

26. Центробежные и объемные гидропередачи и перспективы их применения в горной промышленности. М., «Недра», 1964. 370 с. Авт.: А. В. Докукин, В. М. Берман, Ю. Ф. Пономаренко и др.

27. Шахмейстер Л. Г., Зарман Л. Н. Магистральные подземные конвейеры. М., «Недра», 1968. 207 с.

28. Штокман И. Г. Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров. М., Углетехиздат, 1959. 290 с.

29. Штокман И. Г., Ляховицкий С. И. Расчет тяговых цепей конвейеров на усталость. Сб. «Исследование тяговых цепей рудничных конвейеров». Приложение к сборнику «Горные машины», № 4, ЦИТИУгля. М., Углетехиздат, 1959, с. 3—10.

Раздел второй

ОБОРУДОВАНИЕ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТА

Глава VI

ДИНАМИКА РАБОТЫ ПОЕЗДА

§ 1. КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕСНЫХ ПАР РУДНИЧНЫХ ЭЛЕКТРОВЗОВ

Расчетная модель

Рудничные электровозы, изготовлявшиеся до 1957 г., имели индивидуальный привод, осевую подвеску тяговых двигателей и одноступенчатые зубчатые передачи (рис. VI.1, а). Такой конструкции присущи следующие недостатки:

1) в связи с малым клиренсом (51 мм) кожух передачи, служащий масляным резервуаром, часто разрушается, вследствие чего зубчатая передача работает без смазки и преждевременно выходит из строя;

2) одноступенчатая передача исключает применение быстроходных тяговых двигателей с высокой мощностью.

Поэтому были разработаны электровозы новой конструкции с двухступенчатыми передачами и более мощными тяговыми двигателями (рис. VI.1, б), что позволило увеличить клиренс до 115 мм. В результате улучшилась проходимость электровоза. Более благоприятное для смазки размещение зубчатых колес и вкладышей в редукторе повысило срок их службы в 2,5—3 раза. Увеличился также срок службы электродвигателей.

В то же время происходили частые поломки осей колесных пар. Анализ показал, что разрушение осей происходит из-за усталости металла, вызываемой касательными напряжениями от крутильных колебаний.

Тяговый двигатель постоянного тока при постоянных сопротивлениях передает на ось колесной пары постоянный крутящий момент. Следовательно, крутильные колебания возбуждаются в системе при действии внешней силы, не имеющей периодического характера. Такие системы в технике называются автоколебательными, а возмущенные состояния системы — самовозбуждающимися колебаниями (автоколебаниями).

Характерной особенностью автоколебательных систем является пополнение потерь в системе из постоянного источника энергии.

Анализ автоколебательных процессов позволил установить причины поломок осей колесных пар и разработать инженерную методику их расчета на крутильные колебания.

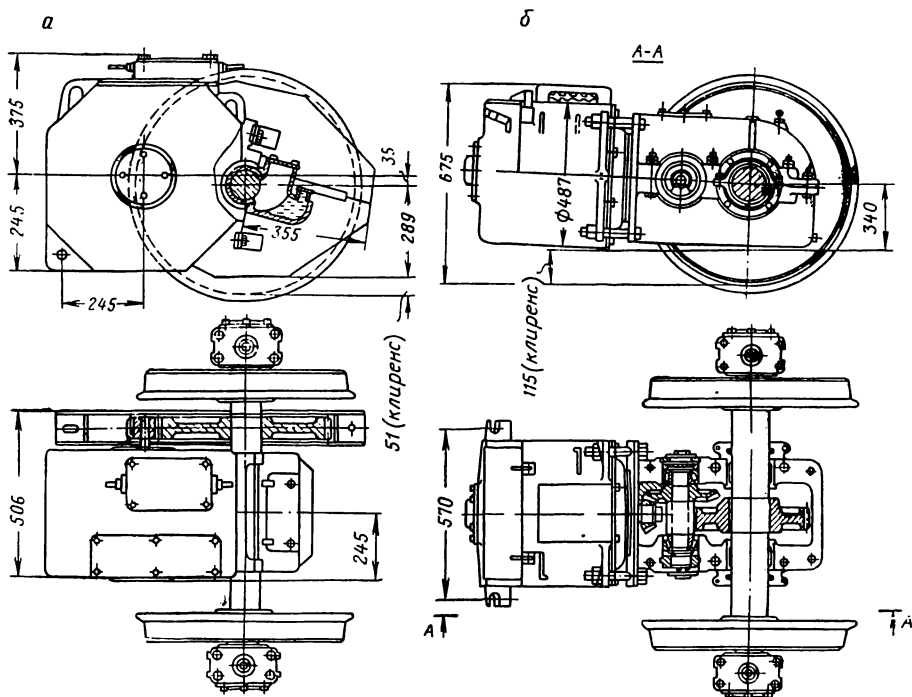


Рис. VI.1. Ходовая часть рудничных электровозов

На рис. VI.2 показана схема колесной пары рудничного локомотива с нецентральной расположением зубчатого колеса на оси.

Условные обозначения:

φ_1 , φ_3 и φ_2 — углы закручивания соответственно двух ведущих колес и зубчатого колеса;

$\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_3$ и $\dot{\varphi}_2$ — скорости ведущих и зубчатого колеса в процессе крутильных колебаний;

J_1 и J_3 — моменты инерции ведущих колес;

J_2 — момент инерции якоря тягового двигателя и зубчатой передачи, приведенный к оси колесной пары;

M — момент тягового двигателя, приведенный к оси колесной пары;

R — радиус ведущего колеса;

l_1 и l_2 — расстояния от вертикальной оси зубчатого колеса до вертикальных осей ведущих колес;
 l — расстояние между ведущими колесами.

В дальнейшем будем рассматривать процесс крутильных автоколебаний при смещении зубчатого колеса в сторону ведущего колеса с моментом инерции J_3 .

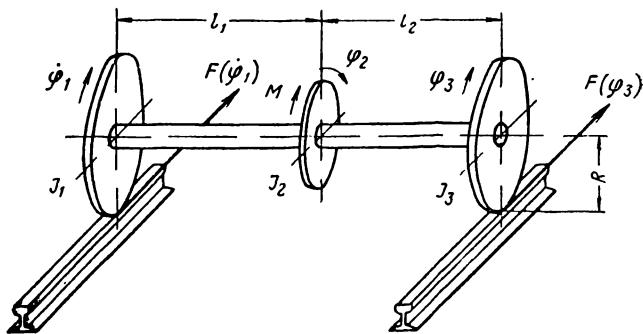


Рис. VI.2. Схема колесной пары с нецентральным расположением зубчатого колеса

Величину смещения будем обозначать через x . Тогда

$$l_1 = \frac{l}{2} + x; \quad l_2 = \frac{l}{2} - x,$$

откуда

$$\frac{2l_1}{l} = 1 + y; \quad \frac{2l_2}{l} = 1 - y, \quad (\text{VI.1})$$

где

$$y = \frac{2x}{l}.$$

Крутильные жесткости участков оси колесной пары обозначим через c_1 и c_2 :

$$c_1 = \frac{GJ_p}{l_1}; \quad c_2 = \frac{GJ_p}{l_2}, \quad (\text{VI.2})$$

где G — модуль сдвига;

J_p — полярный момент инерции оси.

Тяговое усилие, реализуемое ведущими колесами локомотива, ограничивается наибольшей касательной силой $F(\dot{\varphi})$ между колесами и рельсами. Касательная сила тяги (торможения) в зависимости от скорости скольжения ведущего колеса относительно рельса может быть представлена графиками OBC и $OB'C'$ (рис. VI.3, а). С ростом тяговой нагрузки $F(\dot{\varphi})$ вначале увеличивается пропорционально скорости скольжения до предельного значения по сцеплению, равного F_0 (область упругого скольжения). Дальнейшее увеличение тяговой нагрузки приводит к пробуксовыванию, увеличению

относительной скорости скольжения ведущих колес и уменьшению $F(\dot{\varphi})$ (область комбинированного скольжения) [13, 27]. Графики силы тяги и торможения симметричны относительно начала координат. Максимальное значение касательной силы тяги F_0 и угловой коэффициент нисходящего участка BC зависят от нормального давления колеса на рельс и коэффициента сцепления между ними, который, в свою очередь, зависит от состояния поверхности рельсов.

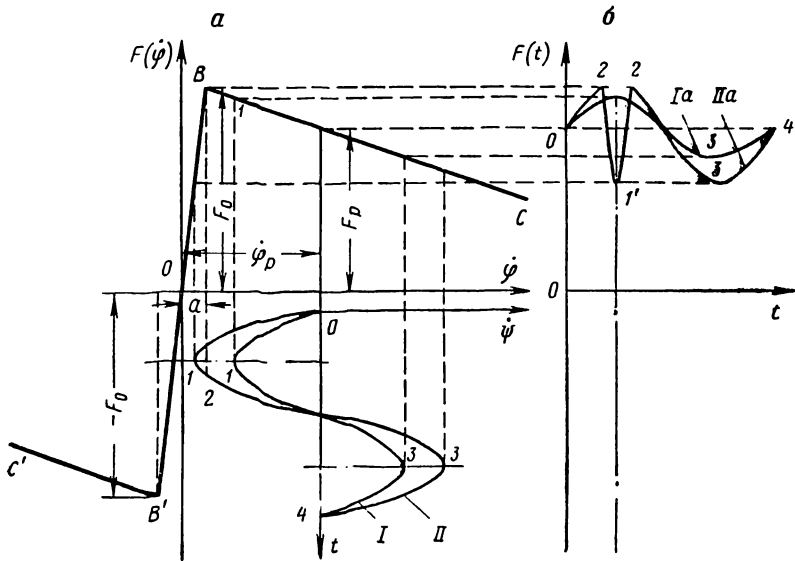


Рис. VI.3. Зависимости касательной силы тяги от относительной скорости скольжения ведущего колеса и времени

Рассмотрим процесс самовозбуждения крутильных колебаний колесной пары [9]. При установившемся движении электровоза его ведущие колеса имеют постоянную угловую скорость, относительное скольжение отсутствует. Момент сил упругости в оси также имеет постоянное значение

$$M = 2F_0R.$$

При попадании электровоза на участок пути с коэффициентом сцепления, меньшим, чем на предыдущем участке, резко возрастает относительная скорость скольжения и касательная сила на ободу колеса электровоза будет равна

$$F(\dot{\varphi}) = F_p < F_0.$$

Момент силы упругости в оси окажется больше момента сил тяги на ободах колес $M_T = 2F_pR$, в результате чего и возникают крутильные колебания колесной пары.

По истечении некоторого времени устанавливаются стационарные крутильные колебания, частота которых равна первой собственной частоте колесной пары как трехмассовой системы. Формы колебаний такой системы (зависимость амплитуд от координаты x рассматриваемого сечения оси для различного смещения зубчатого колеса) показаны на рис. VI.4. При центральном расположении зубчатого колеса $x = 0$; $l_1 = l_2$ (см. рис. VI.2) крайние диски (ведущие колеса) поворачиваются в противоположные стороны на рав-

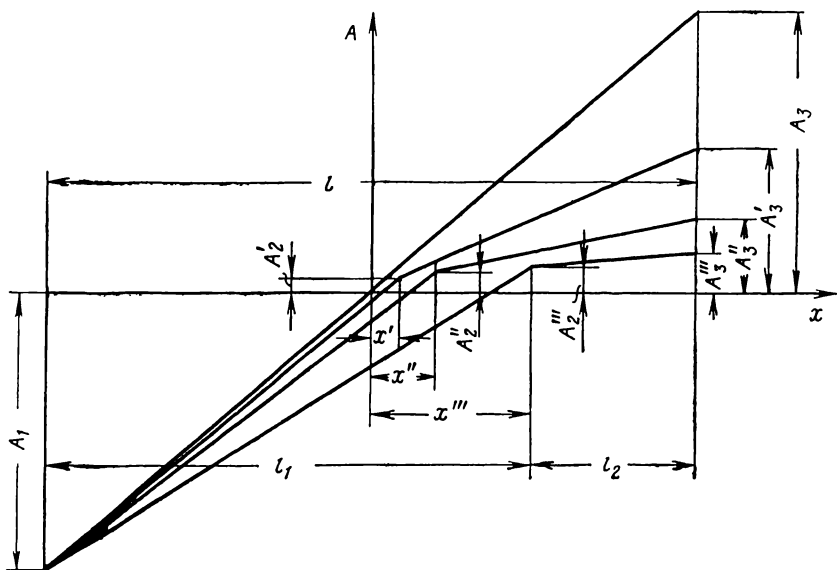


Рис. VI.4. Формы свободных крутильных колебаний колесной пары

ные углы $A_1 = -A_3$. Средний диск, имеющий момент инерции, равный моменту инерции якоря двигателя и зубчатой передачи, приведенным к оси, при этом находится в узле колебаний и не участвует в колебаниях. При увеличении смещения зубчатого колеса ($x' < x'' < x'''$) угол поворота диска, имеющего момент инерции J_3 , уменьшается ($A_3 > A_3' > A_3'' > A_3'''$), а угол поворота среднего диска увеличивается ($A_2' < A_2'' < A_2'''$).

Рассмотрим схему развития колебаний одного ведущего колеса (рис. VI.3, б). Пусть ведущее колесо вращается в режиме чистого буксования с относительной угловой скоростью скольжения, равной φ_p . Предположим, что в связи с наличием возмущения оно также перешло в колебательный режим. Тогда относительная угловая скорость скольжения ведущего колеса электровоза

$$\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_p + \dot{\psi}. \quad (\text{VI.3})$$

где $\dot{\psi}$ — угловая скорость крутильных колебаний.

Выясним, возможен ли режим стационарных крутильных колебаний, если их угловая скорость по модулю $|\dot{\psi}|$ не выходит за пределы нисходящего участка BC графика силы тяги, т. е. $|\dot{\psi}| < \varphi_p - a$.

Построим диаграмму изменения касательной силы тяги (см. рис. VI.3, а) при различных значениях амплитуды A крутильных колебаний, которые, предположим, изменяются по закону

$$\psi = A \cos \omega t. \quad (\text{VI.4})$$

В этом случае

$$\dot{\psi} = -A\omega \sin \omega t \quad (\text{VI.5})$$

и

$$\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_p - A\omega \sin \omega t. \quad (\text{VI.6})$$

Синусоида I построена для угловой скорости крутильных колебаний, амплитуда которых не выходит за пределы участка BC . Каждой точке этой синусоиды соответствует определенная величина касательной силы тяги $F(\dot{\varphi})$.

Полученные значения силы переносим на график (см. рис. VI.3, б) так, как это показано для точек синусоид, отмеченных цифрами 0—4. В результате получим графическое изображение закона изменения силы тяги от времени. Сила тяги состоит из постоянной силы F_p , соответствующей режиму чистого буксования, и переменной составляющей, изменяющейся по синусоидальному закону (кривая Ia). Как видим, в первую половину периода, когда скорость ведущего колеса от крутильных колебаний направлена в сторону, противоположную постоянному вращению, идет снижение относительной скорости скольжения (закручивание оси). При этом тяговое усилие на ободе, а следовательно, и упругий момент возрастают. В следующую половину периода идет сложение скоростей, в результате чего происходит раскручивание оси при действии меньшей силы на ободе колеса. Таким образом, закручивание за каждый цикл колебаний оси происходит с большим моментом, чем торможение раскручивающейся оси, в результате чего амплитуда увеличивается. Если амплитуда скорости по модулю превышает значение $\varphi_p - a$ (кривая II), то соответствующий график касательной силы тяги изобразится кривой IIa . В этом случае касательная сила тяги должна иметь характерный провал ($2-1'-2$) на максимуме. Причиной появления провала является выход амплитуды скорости крутильных колебаний за участок $\varphi - a$, а следовательно, переход зависимости $F(\dot{\varphi})$ с прямой BC на BV' и затем вновь на BC .

Увеличение провала приведет к установлению стационарной амплитуды колебаний. Однако при этом касательные напряжения от крутильных колебаний в зависимости от величины $\dot{\varphi}_p$ могут в несколько раз превышать допускаемые напряжения кручения.

Определим графически работу, совершаемую касательной силой тяги за цикл колебаний на перемещениях, отвечающих чисто

колебательному процессу. Так как элементарная работа силы тяги определяется формулой

$$dW = -FR d\psi = -M_T' d\psi \quad (\text{VI.7})$$

то для графического определения работы необходимо построить график в системе координат M_T, ψ (момент — угол поворота). Выполним это построение для режима колебаний, характеризуемого синусоидой I . Для построения графика необходимо по заданному $\dot{\psi}$

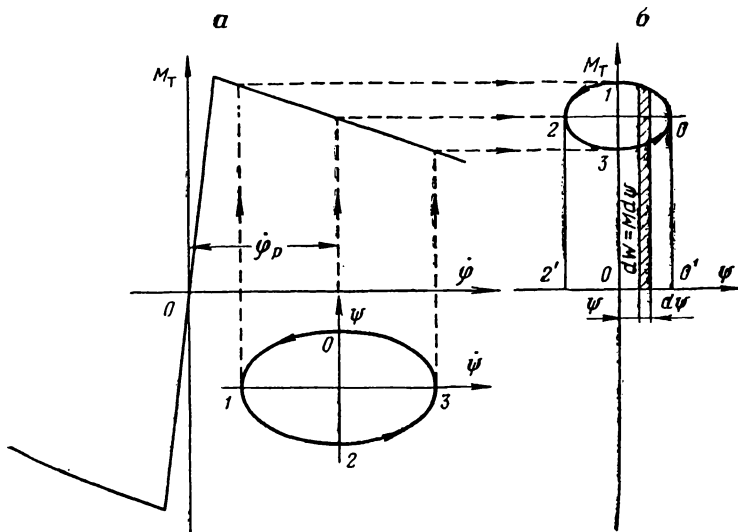


Рис. VI.5. Фазовая диаграмма работы силы тяги на ободе ведущего колеса электровоза

определять ψ , что для графического решения задачи проще всего сделать, построив фазовую диаграмму гармонического колебания. Из уравнений (VI.4) и (VI.5) имеем

$$\frac{\psi^2}{A^2} + \frac{\dot{\psi}^2}{A^2\omega^2} = 1. \quad (\text{VI.8})$$

Фазовая диаграмма гармонического колебания представляет собой эллипс с полуосями $A, A\omega$.

На рис. VI.5 показан порядок построения фазовой диаграммы работы силы тяги, когда колебательное движение соответствует синусоиде I (см. VI.3, а). Построив в масштабе график момента силы тяги $M_T = -FR$ (рис. VI.5, а) в зависимости от ψ , чертим во втором квадранте фазовую диаграмму колебаний так, чтобы начало отсчета ψ (ось $\dot{\psi}$ параллельна оси $\dot{\psi}$) на фазовой диаграмме соответствовало бы точке ϕ_p на диаграмме момента силы тяги. Значения ψ и M_T , соответствующие точкам 0, 1, 2, 3 фазовой диаграммы, пере-

носим на диаграмму момент — угол поворота (рис. VI.5, б). В результате получаем замкнутую фигуру — эллипс. Обход этой фигуры в направлении $0-1-2-3$ совершается против часовой стрелки, а следовательно, работа момента за цикл колебания, равная площади эллипса, положительна.

Докажем это, заметив что элементарная работа $dW = M d\psi$ может быть рассмотрена как площадь элементарной полоски (на рис. 5, б она заштрихована). Этой площади мы будем приписывать соответствующий знак. Момент касательной силы тяги постоянно отрицателен, а перемещение $d\psi$ меняет знак. Так как на участке $0-1-2$ ψ убывает, то $d\psi < 0$ и, следовательно, для этого участка $dW > 0$. Суммарная работа момента силы тяги на участке $0-1-2$, определяемая интегрированием, изображается площадью $0'-0-1-2-2'$ криволинейной трапеции, взятой со знаком плюс. Аналогично на участке $2-3-0$ (ψ возрастает, $d\psi > 0$) эта работа изображается площадью криволинейной трапеции $2'-2-3-0-0'$, взятой со знаком минус. Полная работа момента касательной силы тяги будет равна площади заштрихованного эллипса, взятой со знаком плюс. Отсюда можно сделать заключение о невозможности стационарного крутильного колебания колесной пары, угловая скорость которого $\dot{\psi}$ была бы по модулю меньше $\dot{\psi}_p - a$.

За каждый цикл крутильного колебания упругий вал будет получать положительную энергию, что приведет к увеличению угла закручивания вала, амплитуды колебаний и притока энергии. Любое сколь угодно малое колебание, возникшее вблизи равновесного состояния ($\psi = \psi_p$), начнет нарастать. Энергия, необходимая для развития колебаний, поступает в систему от электродвигателя. Как отмечалось ранее, увеличение амплитуды колебаний не беспредельно. Появление на максимуме касательной силы тяги провала (см. рис. VI,3, б) свидетельствует о поступлении в систему также и отрицательной энергии. Колебания будут развиваться до тех пор, пока не наступит равенство положительной и отрицательной энергии, т. е. энергетический баланс. Колебания, отвечающие энергетическому балансу, называются стационарными.

Из рассмотренной схемы колебаний следует, что для создания системы, не склонной к самовозбуждению крутильных колебаний, необходимо, чтобы в начале их развития отрицательная энергия, поступающая в систему за цикл, была больше положительной.

Исследованиями установлено, что тяговые двигатели обладают демпфирующими свойствами, т. е. свойствами рассеивать энергию. Поэтому источником отрицательной энергии при крутильных колебаниях колесной пары может быть тяговый двигатель.

Из рассмотрения форм колебаний (см. рис. VI.4) следует, что при смещении зубчатого колеса относительно середины оси оно вступает в колебательный процесс. С увеличением смещения амплитуда его крутильных колебаний A_2 возрастает. Колебания зубчатого колеса через зубчатую передачу передаются якорю тягового двигателя

и накладываются на его равномерное вращение. Колебание якоря в магнитном поле вызывает рассеивание энергии. Возникающий при этом демпфирующий момент пропорционален угловой скорости вращения зубчатого колеса (подобно моменту силы вязкого сопротивления). Коэффициент демпфирования устанавливается экспериментально.

Расчет колесных пар на крутильные колебания

Согласно рис. VI.2, запишем дифференциальные уравнения вращения ведущих колес и зубчатого колеса:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 - c_1 (\varphi_2 - \varphi_1) &= -RF (\dot{\varphi}_1); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_1 (\varphi_2 - \varphi_1) - c_2 (\varphi_3 - \varphi_2) &= M; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + c_2 (\varphi_3 - \varphi_2) &= -RF (\dot{\varphi}_3). \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.9})$$

Выражения касательной силы тяги определяются из уравнений прямых участков графика, приведенного на рис. VI.3, а:

$$F(\dot{\varphi}) = \begin{cases} F_0 - k_1 (\dot{\varphi} - a) & \text{при } \dot{\varphi} \geq a; \\ k_2 \dot{\varphi} & \text{при } a > \dot{\varphi} \geq -a; \\ -F_0 - k_1 (\dot{\varphi} + a) & \text{при } \dot{\varphi} \leq -a, \end{cases} \quad (\text{VI.10})$$

где k_1 и k_2 — угловые коэффициенты участков BC , $B'C'$ и $B'B$.

Электромеханическая характеристика тягового двигателя также представляет собой наклонную рабочую часть, тогда тяговый момент двигателя, приведенный к оси колесной пары, может быть представлен в виде

$$M = M_p - k'_2 R (\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_p), \quad (\text{VI.11})$$

где M_p — тяговый момент, отвечающий режиму буксования с относительной угловой скоростью $\dot{\varphi}_p$;

k'_2 — приведенный угловой коэффициент характеристики тягового двигателя (коэффициент демпфирования).

Установлено, что экспериментальное значение k'_2 выше теоретического вследствие деформации характеристики под действием электромагнитной индукции, а также динамических потерь в зубчатых передачах. Для определения параметров демпфирования приводов рудничных электровозов различных типов установлена эмпирическая зависимость

$$k'_2 = \frac{8 \cdot 10^2 N + 11,55 \cdot 10^3 i^2}{R(8,2 \cdot 10^2 + 0,12n)}, \quad (\text{VI.12})$$

где N и n — соответственно мощность и скорость вращения двигателя;

i — передаточное отношение редуктора.

В данной задаче основной интерес представляют крутильные колебания, накладывающиеся на чистое буксование. Чтобы составить дифференциальные уравнения, соответствующие крутильным колебаниям, введем новые переменные:

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_p + \dot{\psi}_1; \quad \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_p + \dot{\psi}_2; \quad \dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_p + \dot{\psi}_3. \quad (\text{VI.13})$$

Подставляя (VI.13) в (VI.9) и (VI.10), а также отбрасывая несущественные для решения задачи постоянные слагаемые, получим систему уравнений:

$$(J_1 = J_3) \left\{ \begin{array}{l} J_1 \ddot{\psi}_1 - c_1 (\psi_2 - \psi_1) = Rk_1 \dot{\psi}_1; \\ J_2 \ddot{\psi}_2 + c_1 (\psi_2 - \psi_1) - c_2 (\psi_3 - \psi_2) = -Rk_2' \dot{\psi}_2; \\ J_1 \ddot{\psi}_3 + c_2 (\psi_3 - \psi_2) = Rk_1 \dot{\psi}_3. \end{array} \right. \quad (\text{VI.14})$$

Введем новую переменную величину

$$\tau = B_0 t, \quad (\text{VI.15})$$

где

$$B_0 = \sqrt{2 \frac{GJ_p}{lJ_1}}. \quad (\text{VI.16})$$

Подставляя (VI.15) в (VI.14), будем иметь:

$$\left. \begin{array}{l} \ddot{\psi}_1 - \frac{G_1}{J_1 B_0^2} (\psi_2 - \psi_1) = \frac{Rk_1 \dot{\psi}_1}{J_1 B_0}; \\ \ddot{\psi}_2 + \frac{c_2}{J_2 B_0^2} (\psi_2 - \psi_1) - \frac{c_1}{J_2 B_0^2} (\psi_3 - \psi_2) = -\frac{Rk_2' \dot{\psi}_2}{J_2 B_0}; \\ \ddot{\psi}_3 + \frac{c_2}{J_1 B_0^2} (\psi_3 - \psi_2) = \frac{Rk_1 \dot{\psi}_3}{J_1 B_0}. \end{array} \right\} \quad (\text{VI.17})$$

Обозначая $m = J_2/J_1$; $a_0 = k_2'/k_1$; $b_0 = Rk_1/J_1 B_0$, а также учитывая выражение (VI.1), в соответствии с чем

$$\frac{c_1}{J_1} = \frac{GJ_p}{J_1 l_1} = B_0^2 \frac{l}{2l_1} = \frac{B_0^2}{1+y}; \quad \frac{c_2}{J_1} = \frac{B_0^2}{1-y};$$

$$\frac{c_2}{J_2} = \frac{B_0^2}{m(1+y)}; \quad \frac{c_1}{J_2} = \frac{B_0^2}{m(1-y)},$$

получим систему Уравнений:

$$\left. \begin{array}{l} \ddot{\psi}_1 + \frac{1}{1+y} (\psi_1 - \psi_2) = b_0 \dot{\psi}_1; \\ \ddot{\psi}_2 - \frac{1}{m} \cdot \frac{1}{1+y} (\psi_1 - \psi_2) + \frac{1}{m} \cdot \frac{1}{1-y} (\psi_2 - \psi_3) = \frac{a_0}{m} b_0 \dot{\psi}_2; \\ \ddot{\psi}_3 - \frac{1}{1-y} (\psi_2 - \psi_3) = b_0 \dot{\psi}_3. \end{array} \right\} \quad (\text{VI.18})$$

В этих уравнениях точками сверху обозначены производные по переменной τ .

Решение системы (VI.18) ищем в виде

$$\psi_1 = z_1 e^{p\tau}; \quad \psi_2 = z_2 e^{p\tau}; \quad \psi_3 = z_3 e^{p\tau}.$$

Подставляя эти значения в выражения (VI.18), будем иметь

$$\left. \begin{aligned} z_1 \left(p^2 - b_0 p + \frac{1}{1+y} \right) - \frac{1}{1+y} z_2 &= 0; \\ -z_1 \frac{1}{m} \cdot \frac{1}{1+y} + z_2 \left(p^2 + \frac{2m}{1+y^2} + \frac{a_0}{m} b_0 p \right) - \frac{1}{m} \cdot \frac{1}{1-y} z_3 &= 0; \\ -z_2 \frac{1}{1-y} + z_3 \left(p^2 - b p + \frac{1}{1-y} \right) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.19})$$

Чтобы приведенная система имела для z_1 , z_2 и z_3 значения, отличные от нулевых, необходимо равенство нулю определителя системы. Раскрывая определитель, после несложных алгебраических преобразований получим характеристическое уравнение системы в виде

$$p^5 + A_1 p^4 + A_2 p^3 + A_3 p^2 + A_4 p + A_5 = 0, \quad (\text{VI.20})$$

где

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= b_0 \left(\frac{a_0}{m} - 2 \right); \\ A_2 &= -b_0^2 \left(2 \frac{a_0}{m} - 1 \right) + \left(1 + \frac{1}{m} \right) \frac{2}{1-y^2}; \\ A_3 &= b_0 \left[\frac{a_0}{m} b_0^2 + \frac{2}{1-y^2} \left(\frac{a_0}{m} - \frac{2}{m} - 1 \right) \right]; \\ A_4 &= \frac{1}{1-y^2} \left[1 + \frac{2}{m} - (a_0 - 1) \frac{2b_0^2}{m} \right]; \\ A_5 &= \frac{b_0}{m} (a_0 - 2) \frac{1}{1-y^2}; \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.21})$$

Корень $p = 0$ отброшен как не представляющий интереса.

Согласно критериям Рауса — Гурвица для динамической устойчивости системы (из условия отсутствия самовозбуждения автоколебаний) необходимо выполнение неравенств

$$\left\{ \begin{aligned} A_1 > 0; \quad A_3 > 0; \quad A_5 > 0; \\ A_1 A_2 - A_3 > 0; \\ (A_1 A_2 - A_3)(A_3 A_4 - A_2 A_5) - (A_1 A_4 - A_5)^2 > 0. \end{aligned} \right. \quad (\text{VI.22})$$

На основании проведенного анализа установлено, что первые четыре неравенства всегда будут выполняться для рудничной локомотивной откатки (т. е. для определенных значений k_1 ; k_2 ; k'_2 ; J_1 ; J_2).

Подставив выражения (VI.21) в неравенство (VI.22), после упрощения получим

$$(a_0 - m^2) c > (1 - y^2) (D^2 - b_0^2 A), \quad (\text{VI.23})$$

где

$$c = a_0 - (m + 1)^2 - 1 - 2b_0^2 (a_0 - 1) (a_0 - m - 2);$$

$$D = a_0 - m - m^2 - b_0^2 (a_0 - 1) (a_0 - 2m);$$

$$A = a_0 (a_0 - 1) (a_0 - m^2) - c (a_0 - m^2).$$

Величина смещения зубчатого колеса, соответствующая режиму, при котором отсутствуют крутильные автоколебания колесной пары, определится из выражения (VI.23)

$$x > \frac{L_{\text{пр}}}{2} \sqrt{1 - \frac{c(a_0 - m^2)}{D^2 - b_0^2 A}}, \quad (\text{VI.24})$$

где $L_{\text{пр}}$ — приведенная длина эквивалентной трехмассовой системы.

Данную методику расчета осей колесных пар на крутильные колебания применяют на заводах угольного машиностроения при проектировании рудничных локомотивов.

На рис. VI.6, а приведена осциллограмма касательных напряжений от крутильных колебаний в оси колесной пары электровоза 10КР-1, имеющего колею 900 мм и центрально расположенное ведущее зубчатое колесо. Частота крутильных колебаний равна 110 Гц, что соответствует собственной частоте колебаний приведенной трехмассовой системы. При относительной скорости скольжения ведущих колес 2,8—3 м/с касательное напряжение достигает 1750 кгс/см², что более чем в 3 раза превышает допустимое напряжение кручения (статическое напряжение кручения, принимаемое при расчетах осей колесных пар, составляет не более 500 кгс/см²).

При смещении зубчатого колеса относительно середины оси на 180 мм (величина смещения определена согласно приведенной выше методике) касательное напряжение от крутильных колебаний не превышает 250 кгс/см² (рис. VI.6, б).

Рудничные электровозы нового параметрического ряда, созданные Дружковским, Александровским и Ясногорским машиностроительными заводами, имеют ходовые части с колесными парами, не склонными к самовозбуждению крутильных автоколебаний. Согласно приведенной методике расчета требуемая величина смещения ведущего зубчатого колеса на оси для электровоза КР10-900 должна быть не менее 200 мм. Принято смещение 207 мм. Для электровоза КР14-900 требуемое смещение должно быть не менее 158 мм. Принято смещение 165 мм. Аналогично выполнены ходовые части аккумуляторных (в том числе и взрывобезопасных) и высокочастотных электровозов.

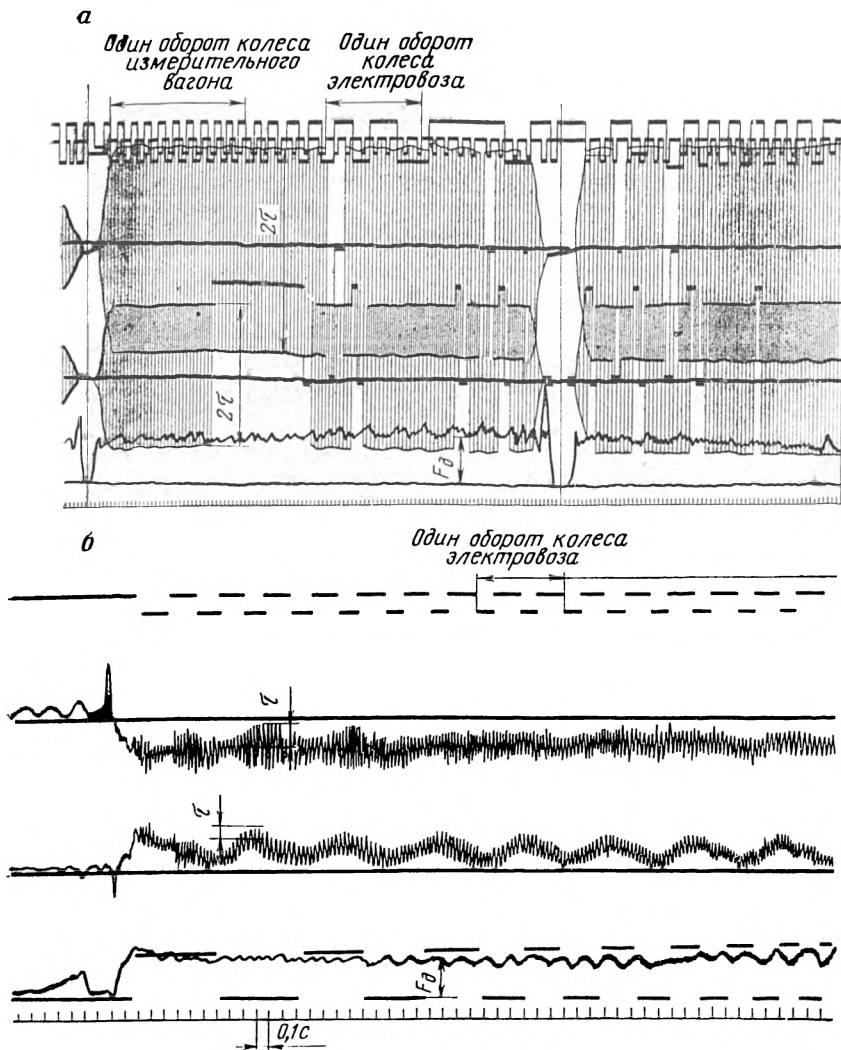


Рис. IV.6. Осциллограммы касательных напряжений от крутильных колебаний оси электровоза 10КР-1;

а — с центральным расположением зубчатого колеса; б — со смещением зубчатого колеса на 180 мм

§ 2. ПРОДОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ПОЕЗДА ПРИ ЛОКОМОТИВНОЙ ОТКАТКЕ

При разработке новых конструкций рудничных электровозов и вагонеток возникает необходимость определить максимальные продольные динамические нагрузки, действующие на буферно-цепные устройства и рамы подвижного состава при его эксплуатации. Исследованием продольной динамики шахтного поезда с использованием электронных цифровых и аналоговых машин посвящен ряд работ. Эти исследования дают высокую точность результатов. Однако их практическое использование в инженерных расчетах при анализе и выборе значительного количества оптимальных параметров новых конструкций связано с определенными трудностями. Исследование продольных динамических нагрузок в буферно-цепных устройствах рудничных локомотивов до настоящего времени не проводилось.

Трогание состава обычно производят после его предварительного осаживания назад, чем обеспечивается одновременное трогание вагонеток.

При трогании сжатого поезда локомотив начинает действовать на первую вагонетку после того, как он выберет некоторую величину свободного хода, вызываемого зазорами между вагонетками. Поэтому воздействие локомотива на первую вагонетку будет носить ударный характер. Такой же ударный характер будет носить и взаимодействие между смежными вагонетками.

В качестве расчетной схемы трогания предварительно сжатого и торможения предварительно растянутого поезда можно принять систему упругих тел, расположенных на колесах и соединенных между собой упругими связями.

Колебания при трогании поезда

Вследствие непрерывного увеличения тягового усилия в цепных устройствах головной части поезда, а также весьма малого времени действия удара (0,17—0,2 с) при определении динамических нагрузок в цепных устройствах приводимых в движение вагонеток головную часть поезда можно рассматривать как единую абсолютно жесткую массу. При этом длиной упругой связи считается расстояние между центрами масс приводимой в движение вагонетки и последней вагонетки головной части поезда.

Для упрощения вывода формул приняты следующие допущения:
пуск состава происходит на горизонтальном пути;
состав состоит из однотипных вагонеток;
сопротивления движению вагонеток и электровоза равны;
расстояние между буферами вагонеток в растянутом поезде равны;
удар вагонеток рассматривается как прямой, центральный;
продольные агрегатные жесткости вагонеток, а также жесткости цепных устройств равны.

Уравнения движения локомотива и первой вагонетки, если принять за начальный момент времени начало их взаимодействия, имеют вид [2]:

$$(1 + \gamma) M \frac{d^2 x_1}{dt^2} = F - P\omega - S_1; \quad (\text{VI.25})$$

$$(1 + \gamma_1) m \frac{d^2 x_2}{dt^2} = S_1 - Q\omega, \quad (\text{VI.26})$$

где γ и γ_1 — коэффициенты, учитывающие инерцию вращающихся частей соответственно локомотива и вагонетки;

M и P — соответственно масса и вес локомотива;

x_1 и x_2 — текущие координаты центров масс соответственно движущейся части поезда и приводимой в движение вагонетки;

F — сила тяги локомотива;

ω — удельное сопротивление движению локомотива и вагонетки;

S_1 — реакция упругой связи между центрами масс локомотива и первой вагонетки;

m и Q — соответственно масса и вес вагонетки.

$$S_1 = c\xi_1, \quad (\text{VI.27})$$

где c — жесткость упругой связи между центрами масс локомотива и первой вагонетки, принимаемая равной жесткости связи между центрами масс соседних вагонеток;

ξ_1 — удлинение упругой связи между центрами масс локомотива и первой вагонетки.

Учитывая, что

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} - \frac{d^2 x_2}{dt^2} = \frac{d^2 \xi_1}{dt^2},$$

из (VI.25) и (VI.26) получим

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \xi_1}{dt^2} = & - \left[\frac{1}{(1 + \gamma) M} + \frac{1}{(1 + \gamma_1) m} \right] c\xi_1 + \frac{F}{(1 + \gamma) M} + \\ & + \frac{Q\omega}{(1 + \gamma_1) m} - \frac{P\omega}{(1 + \gamma) M}. \end{aligned}$$

Так как $MQ\omega = Pm\omega$, а также считая приближенно $\gamma = \gamma_1$, будем иметь

$$\frac{d^2 \xi_1}{dt^2} + \frac{M + m}{(1 + \gamma) M m} c\xi_1 = \frac{F}{(1 + \gamma) M}. \quad (\text{VI.28})$$

Вводя обозначения

$$k_1^2 = \frac{M + m}{(1 + \gamma) M m} c; \quad (\text{VI.29})$$

$$A_1 = \frac{F}{(1 + \gamma) M}, \quad (\text{VI.30})$$

получим однородное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянной правой частью

$$\frac{d^2\xi_1}{dt^2} + k_1^2\xi_1 = A_1. \quad (\text{VI.31})$$

Решение такого уравнения состоит из двух слагаемых: решения ξ_1' однородного уравнения без правой части и частного решения ξ_1'' уравнения с правой частью:

$$\xi_1 = \xi_2' + \xi_1''. \quad (\text{VI.32})$$

Решение однородного уравнения

$$\frac{d^2\xi_1'}{dt^2} + k_1^2\xi_1' = 0 \quad (\text{VI.33})$$

ищем в виде

$$\xi_1'' = c_0 \sin(k_1 t + \varepsilon_0). \quad (\text{VI.34})$$

Частное решение уравнения (VI.31)

$$\xi_1'' = A_0. \quad (\text{VI.35})$$

Подставляя (VI.35) в (VI.31), получим

$$A_0 = \frac{A_1}{k_1^2}. \quad (\text{VI.36})$$

Таким образом, полное решение будет

$$\xi_1 = c_0 \sin(k_1 t + \varepsilon_0) + \frac{A_1}{k_1^2}. \quad (\text{VI.37})$$

Постоянные c_0 и ε_0 определяются при начальных условиях:

$$t = 0; \quad \xi_1 = 0; \quad \frac{d\xi_1}{dt} = v_1, \quad (\text{VI.38})$$

где v_1 — скорость локомотива перед началом взаимодействия с первой вагонеткой.

Из (VI.37) и (VI.38) составляем систему уравнений

$$c_0 \sin \varepsilon_0 = -\frac{A_1}{k_1^2};$$

$$c_0 \cos \varepsilon_0 = \frac{v_1}{k_1},$$

откуда

$$c_0 = \sqrt{\frac{A_1^2}{k_1^4} + \frac{v_1^2}{k_1^2}}; \quad (\text{VI.39})$$

$$\varepsilon_0 = -\text{arccotg} \frac{v_1 k_1}{A_1}.$$

После подстановки (VI.29), (VI.30), (VI.39) в (VI.37) получим

$$\xi_1 = \frac{mF}{(M+m)c} + \sqrt{\left[\frac{mF}{(M+m)c} \right]^2 + \frac{(1+\gamma)Mm}{(M+m)c} v_1^2 \sin(k_1 t + \varepsilon_0)}. \quad (\text{VI.40})$$

Равенство (VI.40) показывает, что максимальное значение функции ξ_1 в конце первой фазы удара независимо от значения постоянной ε_0 будет иметь вид

$$\xi_{1 \max} = \frac{mF}{(M+m)c} + \sqrt{\left[\frac{mF}{(M+m)c} \right]^2 + \frac{(1+\gamma)Mm}{(M+m)c} v_1^2}. \quad (\text{VI.41})$$

Уравнения движения локомотива и первых двух вагонеток, если принять за начальный момент времени момент начала взаимодействия первой вагонетки со второй, будут иметь вид соответственно:

$$(1+\gamma)M \frac{d^2 x_1}{dt^2} = F - P\omega - S_1 \quad (\text{VI.42})$$

$$(1+\gamma)m \frac{d^2 x_2}{dt^2} = S_1 - Q\omega - S_2; \quad (\text{VI.43})$$

$$(1+\gamma)m \frac{d^2 x_3}{dt^2} = S_2 - Q\omega, \quad (\text{VI.44})$$

где S_2 — реакция связи между центрами масс первой и второй вагонетки;

x_3 — текущая координата центра масс второй вагонетки.

$$S_2 = \sigma \xi_2, \quad (\text{VI.45})$$

где ξ_2 — удлинение упругой связи между центрами масс первой и второй вагонетки.

При рассмотрении первой фазы удара, когда локомотив и первая вагонетка движутся с одинаковой скоростью, а к сцепному устройству приложено достаточное усилие, уравнения (VI.42) — (VI.44) можно заменить двумя уравнениями:

$$(1+\gamma)(M+m) \frac{d^2 x_1}{dt^2} = F - P\omega - Q\omega - S_2 \quad (\text{VI.46})$$

и

$$(1+\gamma)m \frac{d^2 x_3}{dt^2} = S_2 - Q\omega. \quad (\text{VI.47})$$

Так как

$$\frac{d^2 x_2}{dt^2} - \frac{d^2 x_3}{dt^2} = \frac{d^2 \xi_2}{dt^2},$$

из (VI.46) и (VI.47) с учетом (VI.45) получим

$$\frac{d^2\xi_2}{dt^2} = - \left[\frac{1}{(1+\gamma)(M+m)} + \frac{1}{(1+\gamma)m} \right] c\xi_2 + \frac{F}{(1+\gamma)(M+m)} - \frac{P\omega}{(1+\gamma)(M+m)} + Q\omega \left[-\frac{1}{(1+\gamma)(M+m)} + \frac{1}{(1+\gamma)m} \right].$$

Принимая $\gamma_1 = \gamma$ и учитывая, что $MQ\omega = Pm\omega$, имеем

$$\frac{d^2\xi_2}{dt^2} + \frac{M+2m}{(1+\gamma)(M+m)m} c\xi_2 = \frac{F}{(1+\gamma)(M+m)}. \quad (\text{VI.48})$$

Введем обозначения:

$$k_2^2 = \frac{M+2m}{(1+\gamma)(M+m)m} c^2 \quad (\text{VI.49})$$

$$A_2 = \frac{F}{(1+\gamma)(M+m)}. \quad (\text{VI.50})$$

Подставляя (VI.49) и (VI.50) в (VI.48), получим дифференциальное уравнение с правой частью

$$\frac{d^2\xi_2}{dt^2} + k_2^2\xi_2 = A_2.$$

Применяя для решения формулы (VI.37) и (VI.39), получим

$$\xi_2 = \sqrt{\frac{A_2^2}{k_2^4} + \frac{v_2^2}{k_2^2}} \sin(k_2 t + \varepsilon'_0) + \frac{A_2}{k_2^2}, \quad (\text{VI.51})$$

где v_2 — скорость первой вагонетки перед началом взаимодействия со второй вагонеткой.

Подставляя (VI.49) и (VI.50) в (VI.51) и принимая $\sin(k_2 t + \varepsilon'_0) = 1$, получим максимальное значение функции ξ_2 в конце первой фазы удара:

$$\xi_{2 \max} = \frac{mF}{(M+2m)c} + \sqrt{\left[\frac{mF}{(M+2m)c} \right]^2 + \frac{(1+\gamma)[M+m]m}{(M+2m)c} v_2^2}. \quad (\text{VI.52})$$

На основании (VI.41) и (VI.52) запишем общую формулу максимального удлинения упругой связи между центрами масс последней вагонетки головной части поезда и приводимой в движение i -ой вагонетки:

$$\xi_{i \max} \approx \frac{mF}{(M+im)c} + \sqrt{\left[\frac{mF}{(M+im)c} \right]^2 + \frac{(1+\gamma)[M+(i-1)m]m}{(M+im)c} v_i^2}, \quad (\text{VI.53})$$

где i — целые и положительные числа ($i = 1, 2, 3 \dots$).

Полученное выражение может быть использовано, если известна скорость v_i головной части поезда, в состав которой входят локомотив и $i - 1$ вагонетка в момент начала ее взаимодействия с i -ой вагонеткой.

Найдем общее выражение кинетической энергии головной части поезда в момент начала воздействия на очередную трогаящуюся с места вагонетку.

Перед ударом кинетическая энергия локомотива

$$K_1 = \frac{(1+\gamma) M v_1^2}{2} - (F - P\omega)H, \quad (\text{VI.54})$$

где v_1 — скорость локомотива перед ударом;

H — расстояние между буферами единиц подвижного состава в растянутом состоянии.

После удара первая вагонетка придет в движение, однако часть энергии будет потеряна на удар. Величина потерянной энергии

$$\Delta K_1 = \frac{(1+\gamma) M m}{2(M+m)} v_1^2 = K_1 \frac{m}{M+m}. \quad (\text{VI.55})$$

Оставшаяся после удара кинетическая энергия

$$K' = K_1 - \Delta K_1. \quad (\text{VI.56})$$

Подставляя (VI.54) и (VI.55) в (VI.56), получим

$$K' = K_1 \frac{M}{M+m}. \quad (\text{VI.57})$$

Удар в сцепном устройстве второй вагонетки произойдет после того, как электровоз и первая вагонетка пройдут путь H , а кинетическая энергия головной части поезда составит

$$K_2 = \frac{(1+\gamma)(M+m)}{2} v_2^2 = (F - P\omega)H - Q\omega H + K' \quad (\text{VI.58})$$

где v_2 — скорость локомотива и первой вагонетки перед ударом.

Из (VI.54) и (VI.57) будем иметь

$$K_2 = K_1 - Q\omega H + K_1 \frac{M}{M+m} = K_1 \frac{2M+m}{M+m} - Q\omega H. \quad (\text{VI.59})$$

После второго удара потеря кинетической энергии по аналогии с (VI.55) составит

$$\Delta K_2 = \frac{(1+\gamma)(M+m)m}{2[(M+m)+m]} v_2^2 = K_2 \frac{m}{M+2m}, \quad (\text{VI.60})$$

а остаток кинетической энергии

$$K = K_2 - \Delta K_2. \quad (\text{VI.61})$$

Подставляя в (VI.61) значения (VI.59) и (VI.60), получим

$$K = K_1 \frac{2M+m}{M+2m} - \frac{M+m}{M+2m} Q\omega H. \quad (\text{VI.62})$$

Перед третьим ударом кинетическая энергия движущейся части поезда по аналогии с (VI.58) будет

$$K_3 = \frac{(1+\gamma)(M+2m)}{2} v_3^2 = (F - P\omega)H - 2Q\omega H + K'', \quad (\text{VI.63})$$

где v_3 — скорость электровоза и первых двух вагонок перед ударом.

Отсюда с учетом (VI.54) и (VI.62) получим

$$K_3 = K_1 \frac{3M+3m}{M+2m} - \frac{3M+5m}{M+2m} Q\omega H. \quad (\text{VI.64})$$

Потеря кинетической энергии после третьего удара

$$\Delta K_3 = \frac{(1+\gamma)(M+2m)m}{2[(M+2m)+m]} v_3^2 = K_3 \frac{m}{M+3m}, \quad (\text{VI.65})$$

а остаток кинетической энергии после третьего удара

$$K''' = K_3 - \Delta K_3 = K_3 \frac{M+2m}{M+3m}. \quad (\text{VI.66})$$

Перед четвертым ударом

$$K_4 = K_1 - 3Q\omega H + K''' \quad (\text{VI.67})$$

Подставляя (VI.64) и (VI.66) в (VI.67), получим

$$K_4 = K_1 \frac{4M+6m}{M+3m} - \frac{6M+14m}{M+3m} Q\omega H. \quad (\text{VI.68})$$

Из выражений (VI.59), (VI.64) и (VI.68) можно заметить, что коэффициент при m в числителе первого слагаемого может быть записан в общем виде как отношение

$$\frac{i(i-1)}{2}.$$

Числитель второго слагаемого может быть представлен зависимостью

$$\frac{i(i-1)}{2} \left[M + \frac{m}{3} (2i-1) \right].$$

Таким образом, анализ выражений кинетической энергии головной части поезда для первых четырех ударов дает возможность записать общее выражение кинетической энергии перед i -ым ударом

$$K_i = \frac{K_1 \left[iM + \frac{i(i-1)}{2} m \right] - \frac{i(i-1)}{2} \left[M + \frac{m}{3} (2i-1) \right] Q\omega H}{M + (i-1)m}. \quad (\text{VI.69})$$

Кинетическая энергия головной части поезда может быть определена по формуле

$$K_i = \frac{(1+\gamma)[M + (i-1)m]v_i^2}{2}. \quad (\text{VI.70})$$

Приравняв (VI.69) и (VI.70) и выполнив преобразования с учетом (VI.54)₂ получим

$$v_i^2 = \frac{iH \left\{ (F - P\omega) [2M + (i-1)m] - (i-1) \left[M + \frac{m}{3} (2i-1) Q\omega \right] \right\}}{(1+\gamma) [M + (i-1)m]^2}. \quad (\text{VI.71})$$

Введя обозначение

$$\alpha = \frac{M}{m} \quad (\text{VI.72})$$

и подставив выражения (VI.71) и (VI.72) в (VI.53), получим

$$\xi_{i \max} = \frac{F}{(\alpha+i)c} + \sqrt{\left[\frac{F}{(\alpha+i)c} \right]^2 + \frac{iH \left[(F - P\omega) (2\alpha+i-1) - Q\omega (i-1) \left(\alpha + \frac{2i-1}{3} \right) \right]}{(\alpha+i-1)(\alpha+i)c}}. \quad (\text{VI.73})$$

На основании (VI.27), (VI.45) и (VI.73) получим закон изменения динамических нагрузок, возникающих в буферно-сцепных устройствах вагонеток при трогании предварительно осажженного состава:

$$S_i = \frac{F_i}{\alpha+i} + \sqrt{\left(\frac{F_i}{\alpha+i} \right)^2 + \frac{iHc \left[(F_i - P\omega) (2\alpha+i-1) - Q\omega (i-1) \left(\alpha + \frac{2i-1}{3} \right) \right]}{(\alpha+i-1)(\alpha+i)}}. \quad (\text{VI.74})$$

Усилие в сцепном устройстве локомотива при трогании с места предварительно растянутого состава определится из условий:

$$i = 1; \quad H = 0; \quad \alpha = \frac{M}{\sum m},$$

где $\sum m$ — масса состава.

Тогда

$$S_1 = 2F \frac{1}{\frac{M}{\sum m} + 1}.$$

В результате получаем формулу Н. Е. Жуковского для определения усилий в сцепном устройстве локомотива при трогании с места поезда со сквозной упряжью [7]. В случае $\sum m \gg M$ из предыдущей формулы имеем

$$S_1 = 2F,$$

т. е. максимальное усилие в сцепке не превысит двойной силы тяги.

При достаточно большом значении i , полагая равным нулю первое слагаемое выражения (VI.74), пренебрегая сопротивлениями движению локомотива и вагонеток, а также приближенно считая $\alpha + i - 1 \approx i$, $2\alpha + i - 1 \approx i$, $\alpha + i \approx i$, получаем формулу Н. Е. Жуковского для определения максимальных усилий в сцепных устройствах предварительно осажённого поезда со сквозной упряжью

$$S_i = \sqrt{cHF}.$$

Экспериментальными исследованиями работы шахтного подвижного состава установлено, что сила тяги, реализуемая локомотивом в процессе трогания предварительно сжатого состава, не является постоянной. В начале трогания по мере увеличения массы, а следовательно, и сопротивления движению головной части поезда сила тяги монотонно возрастает и после 7—10-й вагонетки достигает предельного значения по сцеплению.

Аналитическое выражение силы тяги в период трогания состава может быть представлено в виде

$$F_t = F_0(1 - e^{-\varphi t}), \quad (\text{VI.75})$$

где F_0 — предельное значение силы тяги по сцеплению;
 $\varphi = 0,3 \div 0,5$ — коэффициент интенсивности нарастания нагрузки, устанавливаемый экспериментально.

Аналогичные выражения силы тяги получены при исследованиях магистральных локомотивов железных дорог.

Колебания при торможении поезда

При торможении предварительно растянутого поезда уравнения движения локомотива и первой вагонетки будут иметь вид соответственно

$$(1 + \gamma)M \frac{d^2x_1}{dt^2} = -F_T - P\omega + S_1; \quad (\text{VI.76})$$

$$(1 + \gamma_1)m \frac{d^2x_2}{dt^2} = -S_1 - Q\omega, \quad (\text{VI.77})$$

где F_T — тормозная сила локомотива.

Учитывая, что в данном случае между центрами масс единиц подвижного состава идет процесс сжатия, имеем

$$\frac{d^2\xi_1}{dt^2} = \frac{d^2x_2}{dt^2} - \frac{d^2x_1}{dt^2}. \quad (\text{VI.78})$$

Преобразуя подобно тому, как это сделано для трогания предварительно сжатого поезда, получим

$$\frac{d^2\xi_1}{dt^2} + \frac{M+m}{(1+\gamma)Mm} c\xi_1 = \frac{F_T}{(1+\gamma)M}. \quad (\text{VI.79})$$

Уравнение (VI.79) совпадает с (VI.28), если в последнем силу тяги F заменить тормозной силой F_{τ} .

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что максимальное сжатие упругой связи между центрами масс головной части поезда (рассматриваемой как единая масса) и i -ой вагонетки в общем виде определяется по формуле (VI.53), в которой сила тяги F должна быть заменена тормозной силой локомотива F_{τ} , а скорость при трогании v_i — относительной скоростью при торможении $v_{i\tau}$.

Выведем общую формулу относительной скорости головной части поезда и i -ой вагонетки перед ударом при торможении. Общая скорость локомотива и первой вагонетки в конце первой фазы удара определится из закона сохранения энергии

$$u_1 = \frac{Mv_1 + mv'_1}{M+m}, \quad (\text{VI.80})$$

где v_1 и v'_1 — скорость перед ударом соответственно локомотива и вагонетки.

Изменение скорости вагонетки в процессе удара составит

$$v'_1 - u_1 = v'_1 - \frac{Mv_1 + mv'_1}{M+m} = \frac{M}{M+m} (v'_1 - v_1). \quad (\text{VI.81})$$

Отсюда

$$v'_1 - v_1 = v_{1\tau} = \frac{M+m}{M} (v'_1 - u_1), \quad (\text{VI.82})$$

где $v_{1\tau}$ — относительная скорость перед первым ударом.

Относительная скорость перед вторым ударом

$$v_{2\tau} = \frac{M+2m}{M+m} (v'_2 - u_2). \quad (\text{VI.83})$$

По аналогии с вышеприведенным получим относительную скорость перед i -ым ударом

$$v_{i\tau} = \frac{M+im}{M+(i-1)m} (v'_i - u_i), \quad (\text{VI.84})$$

где v'_i — скорость i -ой вагонетки перед ударом;

u_i — скорость в конце первой фазы удара головной части поезда и i -ой вагонетки.

Скорость вагонетки перед ударом может быть установлена по заданному замедлению

$$v'_i = v_0 - \frac{Q\omega}{(1+\gamma)m} T_i, \quad (\text{VI.85})$$

где v_0 — скорость поезда перед началом торможения;

T_i — время от начала торможения до соударения i -ой вагонетки с $(i-1)$ -ой;

$$T_i = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_i = \sum_{n=1}^i t_n,$$

t_1 — время от начала торможения до соударения первой вагонетки с локомотивом;

t_2, t_3, \dots, t_i — время между соударениями соответствующих вагонеток.

Подставляя в (VI.80) выражения скоростей локомотива и вагонетки перед первым ударом:

$$v_1 = v_0 - \frac{F_T + P\omega}{(1+\gamma)M} t_1;$$

$$v'_1 = v_0 - \frac{Q\omega}{(1+\gamma)m} t_1,$$

получим

$$u_1 = v_0 - \frac{(F_T + P\omega) + Q\omega}{(1+\gamma)(M+m)} t_1.$$

Аналогично получим скорость головной части после второго удара

$$u_2 = v_0 - \frac{(F_T + P\omega) + 2Q\omega}{(1+\gamma)(M+2m)} (t_1 + t_2).$$

В общем случае скорость головной части

$$u_i = v_0 - \frac{(F_T + P\omega) + iQ\omega}{(1+\gamma)(M+im)} T_i. \quad (\text{VI.86})$$

Подставляя (VI.85) и (VI.86) в (VI.84), получим

$$v_i = \frac{(F_T + P\omega)m - Q\omega M}{(1+\gamma)[M + (i-1)m]} T_i. \quad (\text{VI.87})$$

Таким образом, решение заключается в определении суммарного времени от начала торможения до i -го удара.

С момента начала торможения до соударения с первой вагонеткой локомотив пройдет путь замедления

$$v_0 t_1 - \frac{(F_T + P\omega) t_1^2}{2(1+\gamma)M}. \quad (\text{VI.88})$$

За это время вагонетка пройдет путь

$$v_0 t_1 - \frac{Q\omega t_1^2}{2(1+\gamma)m}. \quad (\text{VI.89})$$

Разность этих путей равна расстоянию между буферами перед началом торможения, т. е.

$$\frac{(F_T + P\omega) t_1^2}{2(1+\gamma)M} - \frac{Q\omega t_1^2}{2(1+\gamma)m} = H. \quad (\text{VI.90})$$

Отсюда

$$t_1 = \sqrt{\frac{2HMm(1+\gamma)}{m(F_T + P\omega) - Q\omega M}}. \quad (\text{VI.91})$$

До второго удара локомотив и первая вагонетка пройдут путь

$$u_1 t_2 - \frac{(F_{\tau} + P\omega) + Q\omega}{2(M+m)(1+\gamma)} t_2^2. \quad (\text{VI.92})$$

Путь второй вагонетки до удара

$$v_2' t_2 - \frac{Q\omega}{2m(1+\gamma)} t_2^2. \quad (\text{VI.93})$$

Согласно (VI.85)

$$v_2' = v_0 - \frac{Q\omega}{(1+\gamma)m} t_1. \quad (\text{VI.94})$$

Из (VI.92)—(VI.94) получим квадратное уравнение для определения t_2 :

$$\left[\frac{(F_{\tau} + P\omega) + Q\omega}{2(1+\gamma)(M+m)} - \frac{Q\omega}{2(1+\gamma)m} \right] t_2^2 + \left[\frac{(F_{\tau} + P\omega) + Q\omega}{(1+\gamma)(M+m)} - \frac{Q\omega}{(1+\gamma)m} \right] \times t_1 t_2 = H. \quad (\text{VI.95})$$

Аналогично предыдущему получим общий вид квадратного уравнения для определения t_i :

$$\left\{ \frac{(F_{\tau} + P\omega) + (i-1)Q\omega}{2(1+\gamma)[M+(i-1)m]} - \frac{Q\omega}{(1+\gamma)(i-1)m} \right\} t_i^2 + \left\{ \frac{(F_{\tau} + P\omega) + (i-1)Q\omega}{(1+\gamma)[M+(i-1)m]} - \frac{Q\omega}{(1+\gamma)m} \right\} t_{i-1} t_i = H. \quad (\text{VI.96})$$

Графики $t_i = f(i)$, построенные по уравнению (VI.96), аппроксимируются зависимостью

$$t_i = \sqrt{\frac{H(M+im)m(1+\gamma)}{i[m(F_{\tau} + P\omega) - Q\omega M]}}. \quad (\text{VI.97})$$

Тогда

$$T_i = \sqrt{\frac{Hm(1+\gamma)}{m(F_{\tau} + P\omega) - Q\omega M}} \sum_{n=1}^i \sqrt{\frac{M+im}{n}}. \quad (\text{VI.98})$$

Подставляя (VI.98) в (VI.87) и возводя в квадрат, получим

$$v_{i\tau}^2 = \frac{H[(F_{\tau} + P\omega)m - Q\omega M]}{(1+\gamma)[M+(i-1)m]^2 m} \left(\sum_{n=1}^i \sqrt{\frac{M+nm}{n}} \right)^2 \quad (\text{VI.99})$$

Из (VI.53), (VI.72) и (VI.99) получим

$$\xi_{i\tau \max} = \frac{F_{i\tau}}{(\alpha+i)c} + \sqrt{\left[\frac{F_{i\tau}}{(\alpha+i)c} \right]^2 + \frac{H[(F_{i\tau} + P\omega) - Q\omega\alpha]}{(\alpha+i)(\alpha+i-1)c} \left(\sum_{n=1}^i \sqrt{\frac{\alpha}{n} + 1} \right)^2} \quad (\text{VI.100})$$

Динамические нагрузки сцепных устройств при торможении поезда

$$S_{i\tau} = \frac{F_{i\tau}}{\alpha + i} + \sqrt{\left(\frac{F_{i\tau}}{\alpha + i}\right)^2 + \frac{Hc[(F_{i\tau} + P\omega) - Q\omega\alpha]}{(\alpha + i)(\alpha + i - 1)} \left(\sum_{n=1}^i \sqrt{\frac{\alpha}{n} + 1}\right)^2} \quad (\text{VI.101})$$

Величина тормозной силы $F_{i\tau}$ принимается максимальной по сцеплению. Выражение (VI.101) позволяет определить максимальные значения ударных нагрузок для любой вагонетки состава при торможении поезда.

§ 3. ПРОДОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СОСТАВА ПРИ КАНАТНОЙ ОТКАТКЕ

Поскольку тяговый канат обладает свойством упругости, при его неустановившемся движении возникают колебания состава вагонеток и, следовательно, динамические нагрузки в канате.

Для аналитического определения этих нагрузок можно принять следующие основные допущения:

длина каната L постоянна;
канат является упругой нитью постоянной жесткости c_k ;
деформация состава, инерция направляющих шкивов и роликов и вредные сопротивления движению каната отсутствуют.

Ввиду того, что масса состава вагонеток значительно больше массы тягового каната, последней обычно пренебрегают, однако для бóльшей точности можно к массе состава добавить $1/3$ массы каната [20].

В качестве расчетной схемы принимаем сосуд, колеблющийся без сопротивлений по наклонной плоскости и подвешенный на упругой невесомой нити (рис. VI.7). Колебания сосуда происходят около положения статического равновесия O .

Установив начало координат в этой точке и приняв направление оси x по ходу движения сосуда при опускании, запишем уравнение его движения

$$\frac{(1 + \gamma_1) G_c}{g} \ddot{x} = -c_k x, \quad (\text{VI.102})$$

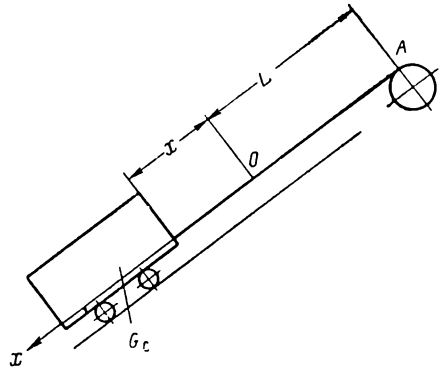


Рис. VI.7. Расчетная схема к исследованию колебаний состава при канатной откатке

где γ_1 — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей вагонеток;

G_c — вес сосуда;

x — ускорение при упругих колебаниях.

Полагая

$$k^2 = \frac{c_{кг}}{(1 + \gamma_1) G_c}, \quad (\text{VI.103})$$

получим

$$\ddot{x} + k^2 x = 0. \quad (\text{VI.104})$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$x = x_0 \cos kt + \frac{v_0}{k} \sin kt, \quad (\text{VI.105})$$

где x_0 и v_0 — соответственно начальное смещение сосуда от положения равновесия и начальная скорость.

Амплитуда колебаний

$$a = \sqrt{x_0^2 + \frac{v_0^2}{k^2}}. \quad (\text{VI.106})$$

Динамическая нагрузка, действующая на канат и состав,

$$S_{\text{дин}} = c_k a. \quad (\text{VI.107})$$

Пусть сосуд опускается со скоростью v и в некоторый момент происходит резкое торможение лебедки. Тогда закон движения сосуда имеет вид

$$x = \frac{v}{k} \sin kt. \quad (\text{VI.108})$$

Амплитуда колебаний

$$a = \frac{v}{k}. \quad (\text{VI.109})$$

Другим опасным случаем можно считать начало движения сосуда при предварительном ослабленном канате, что обычно и имеет место на практике. В этом случае к моменту начала трогания состава скорость каната достигнет некоторой величины v_0 . Амплитуда колебаний определяется по (VI.109) путем замены v на v_0 .

§ 1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ
И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

По конструкции кузова и способу разгрузки в соответствии с ГОСТ 15174—70 различают следующие типы грузовых вагонеток: несаморазгружающиеся с глухим кузовом, жестко закрепленным на раме (рис. VII.1, а); с опрокидным кузовом, снабженным откидной боковой стенкой (рис. VII.1, б); с кузовом, имеющим откидные днища (рис. VII.1, в); с глухим опрокидным кузовом (рис. VII.1, г).

Грузовые вагонетки содержат следующие основные элементы: 1 — кузов; 2 — раму; 3 — ходовую часть; 4 — подвагонный упор; 5 — ударные (буферные) приборы; 6 — сцепные приборы.

При отсутствии подвагонного упора воздействие на вагонетку толкателем или компенсатором высоты производится через буфер или ось колесной пары, а иногда через кузов.

Саморазгружающиеся вагонетки имеют дополнительные элементы, необходимые для опрокидывания кузова или открывания клапанов днища.

В кузове людских вагонеток размещены сиденья. На горизонтальных выработках эти вагонетки оборудованы тормозами, а на наклонных — парашютными устройствами для улавливания и последующего плавного торможения при обрыве тягового каната или сцепки.

Важнейшими показателями конструктивного совершенства вагонеток являются устойчивость, коэффициент тары и коэффициент использования объема.

Устойчивость вагонетки против опрокидывания характеризуется коэффициентом устойчивости, равным отношению восстанавливающего момента к максимальному опрокидывающему. Устойчивость, которая должна быть выдержана как в продольном, так и в поперечном направлении, обеспечивается в том случае, когда результирующая всех действующих на вагонетку сил проходит внутри контура, образованного соединением точек касания колес и рельсами.

Помимо этого должна быть обеспечена устойчивость против схода вагонетки с рельсов [6]. Опасность потери устойчивости возникает при движении вагонетки по закруглениям, по путям с большим уклоном, при неравномерной односторонней загрузке вагонетки и при ее резкой остановке.

Как пример рассмотрим условие устойчивости вагонетки, перемещающейся вниз по рельсовому пути и застопоренной с некоторым замедлением (рис. VII.2, а).

Опрокидывающий момент M_0 создается продольной составляющей $G \sin \beta$ веса вагонетки G и силой инерции $(G/g) a$, т. е.

$$M_0 = G \left(\sin \beta + \frac{a}{g} \right) h, \quad (\text{VII.1})$$

где a — ускорение;

h — высота центра тяжести вагонетки над осями полускатов.

Восстанавливающий момент при жесткой базе S

$$M_b = G \frac{S}{2} \cos \beta. \quad (\text{VII.2})$$

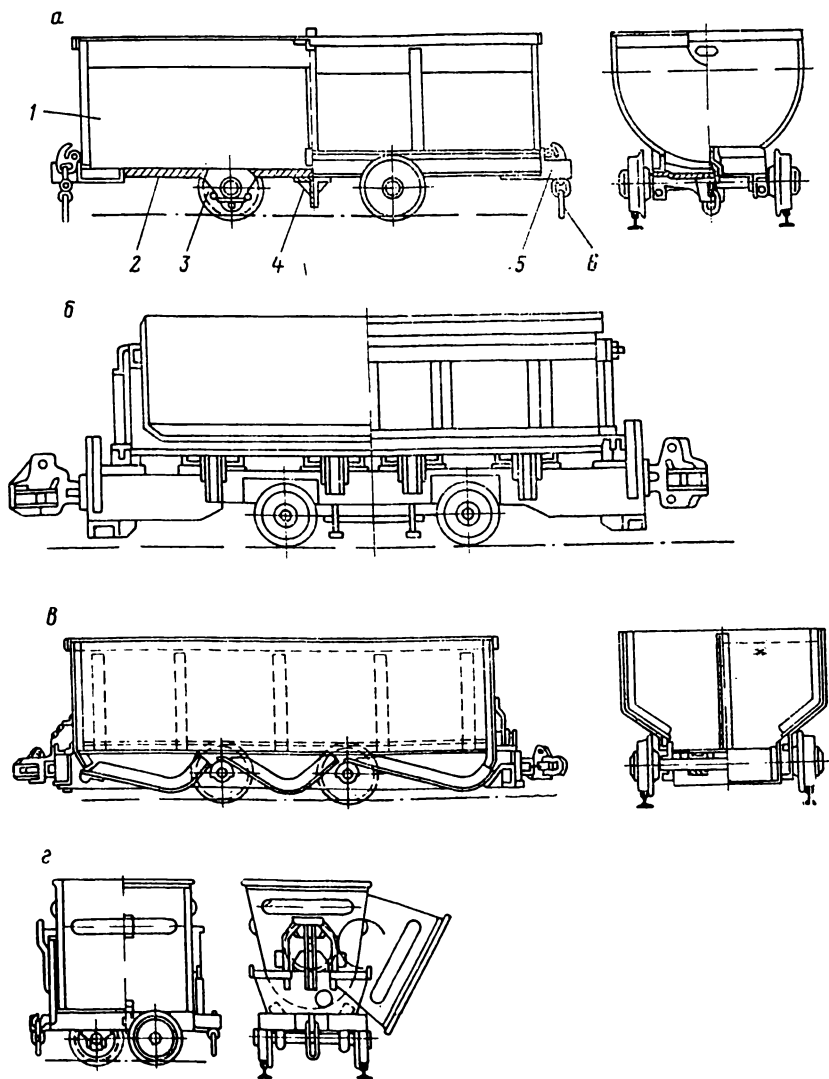


Рис. VII.1. Несамоходные грузовые вагонетки

Коэффициент продольной устойчивости

$$k_{\text{пр}} = \frac{\frac{S}{2} \cos \beta}{\left(\sin \beta + \frac{a}{g} \right) h} \quad (\text{VII.3})$$

должен быть больше 1,5. Его величина тем выше, чем больше жесткая база вагонетки и чем ниже расположен ее центр тяжести.

Поперечная устойчивость определяется при движении вагонетки по закруглению с радиусом R и скоростью v . На вагонетку

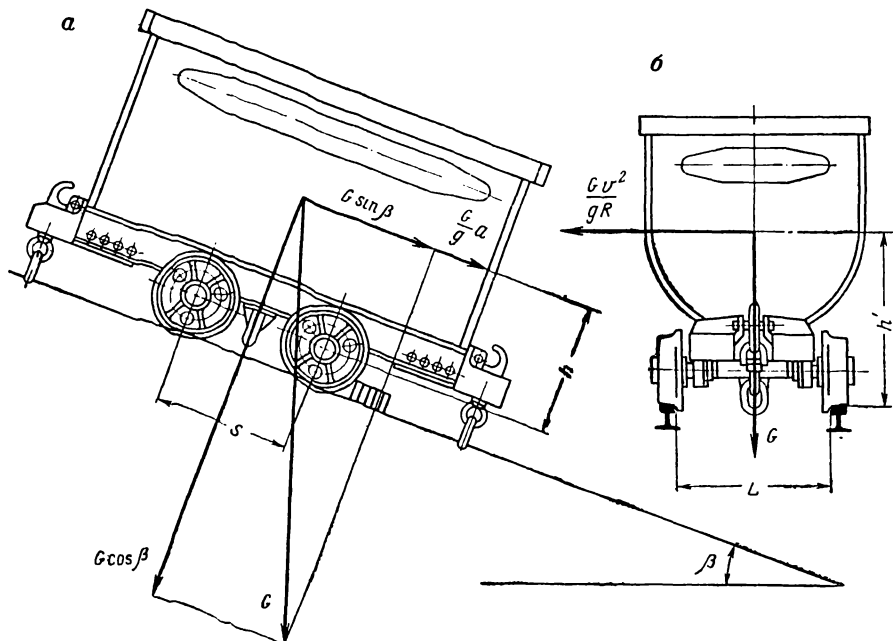


Рис. VII.2. Схемы определения продольной (а) и поперечной (б) устойчивости вагонеток

действует центробежная сила, стремящаяся опрокинуть ее за пределы кривой (рис. VII.2, б).

Опрокидывающий момент, создаваемый этой силой,

$$M_o = \frac{G v^2 h'}{g R}, \quad (\text{VII.4})$$

где h' — высота расположения центра тяжести вагонетки над уровнем головки рельса.

Восстанавливающий момент определяется весом вагонетки и шириной колесной колеи L :

$$M_v = G \frac{L}{2}. \quad (\text{VII.5})$$

Коэффициент поперечной устойчивости, равный

$$k_{\text{п}} = \frac{LgR}{2v^2h'}, \quad (\text{VII.6})$$

также должен быть не менее 1,5.

Отсюда видно, что чем ниже центр тяжести вагонетки и чем шире колея, тем больше поперечная устойчивость вагонетки.

Аналогичным образом определяются коэффициенты устойчивости вагонетки в других случаях [6, 26].

Коэффициент тары вагонетки равен отношению собственной массы вагонетки к ее грузоподъемности:

$$k_{\text{т}} = \frac{m}{m_{\text{гр}}}. \quad (\text{VII.7})$$

Для угольных вагонеток коэффициент тары колеблется в пределах 0,40—0,68. Меньшие значения соответствуют вагонеткам большей грузоподъемности.

Применение низколегированных сталей, легких сплавов, стеклопластиков и других новых материалов для изготовления составных частей вагонеток позволяет уменьшить их коэффициент тары и снизить энергозатраты на их перемещение.

Коэффициент использования объема равен отношению емкости кузова к объему, определяемому габаритами вагонетки. Ниже приводится значение этого коэффициента для вагонеток различной конструкции.

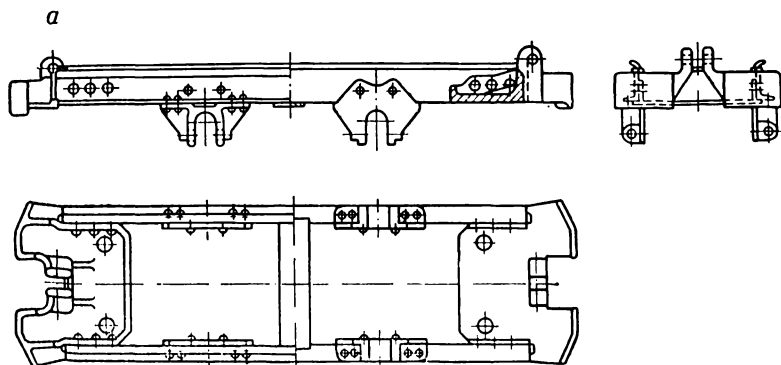
Вагонетки угольные с глухим неопрокид- ным кузовом, имеющим полукруглое днище и вертикальные борта	0,56—0,60
Вагонетки рудные с глухим неопрокид- ным кузовом, имеющим трапециевидное днище и вертикальные борта	0,48—0,54
Вагонетки угольные с донной разгрузкой и прямоугольно-трапециевидной формой кузова	0,46—0,55
Вагонетки рудные с откидным бортом и прямоугольным кузовом с плоским днищем	0,37—0,42
Вагонетки рудные с глухим опрокидным кузовом, имеющим полукруглое днище и наклонные наружу борта	0,31—0,37

Применение кузовов с плоским днищем, имеющим специальные углубления для колес и осей, позволяет полнее использовать размеры вагонеток. Но такая конструкция более сложна, вызывает затруднения при очистке и может быть рекомендована лишь для вагонеток большой грузоподъемности.

§ 2. РАМА, УДАРНЫЕ, СЦЕПНЫЕ И ПРИЦЕПНЫЕ ПРИБОРЫ

Рама является основной несущей частью вагонетки, она воспринимает все статические нагрузки и удары. На ней смонтированы основные узлы вагонетки.

У большинства вагонеток рамы имеют сварную конструкцию с двумя продольными балками. В угольных вагонетках с глухим неопрокидным кузовом балки изготовлены из швеллера специального



профиля с отогнутой полкой (рис. VII.3, a). В большегрузных вагонетках с донной разгрузкой балка состоит из двух швеллеров.

Продольные балки связаны между собой литыми буферами, буферными коробками или поперечными балками. Соединение продольных балок с поперечными связями производят сваркой или заклепками. На вагонетках с удлиненным кузовом для большей жесткости рамы продольные балки соединяют дополнительными поперечными связями. В нижней части рамы расположены кронштейны для скатов и подвагонный упор.

На раме рудной вагонетки с глухим опрокидным кузовом (рис. VII.3, б) укреплены передняя и задняя стойки с горизонтальными полками, имеющими отверстия, в которые входят шипы секторов опрокидного кузова.

К рамам вагонеток с донной разгрузкой, с откидными бортами приварены проушины для крепления осей днищ и рычажной системы.

Рама вагонетки для перевозки людей по горизонтальным выработкам имеет сварную конструкцию (рис. VII.4). Она состоит из двух продольных балок (швеллеров) и поперечных связей. Поперечные связи, расположенные по краям рамы, помимо их основного

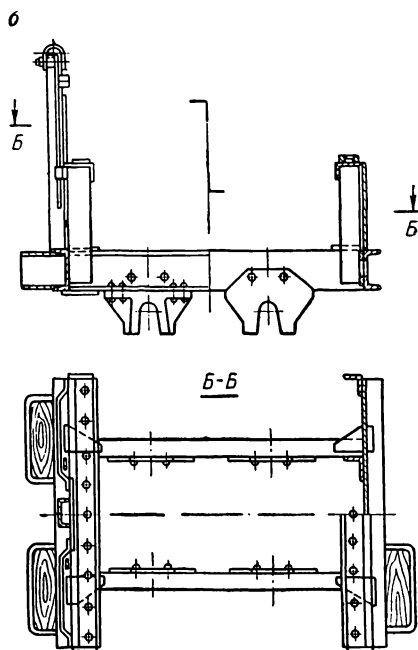


Рис. VII.3. Рамы грузовых вагонеток

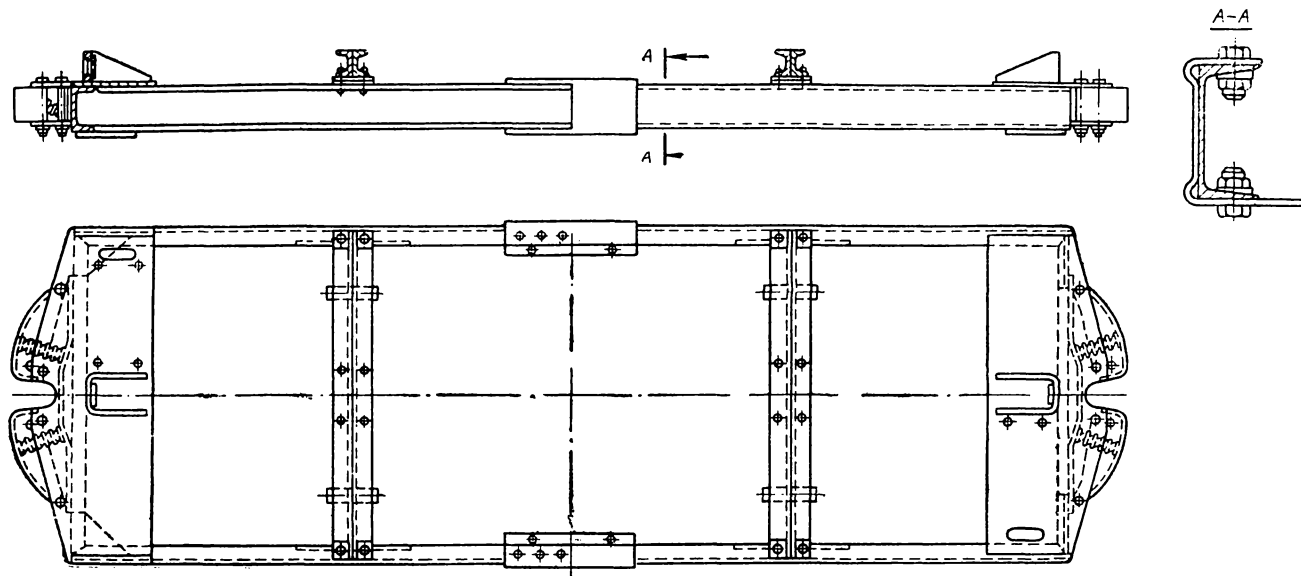


Рис. VII.4. Рама людской вагонетки для горизонтальных выработок

назначения, служат также для размещения пружинных эластичных буферных устройств одностороннего действия. К двум внутренним поперечным связям, соединенным заклепками с продольными балками, крепят ходовую часть вагонетки.

Рама вагонетки для перевозки людей по наклонным выработкам имеет большее число поперечных связей, к которым крепят парашютную систему и ходовые тележки.

Ударные устройства (буферы) различают жесткие, полужесткие и мягкие.

Угольные вагонетки с глухим неопрокидным кузовом обычно имеют жесткие литые буферы, не предохраняющие конструкцию от воздействия ударов, вследствие чего в элементах рамы и ходовой части возникают значительные нагрузки.

Установка в буферах деревянных брусков или резиновых вкладышей (полужесткие буферы) позволяет смягчить удары.

На большегрузных вагонетках современной конструкции применяют эластичные буферы (рис. VII.5), обеспечивающие необходимую амортизацию ударов с помощью пружин.

Вылет буфера относительно кузова принимают не менее 100 мм.

Сцепки грузовых вагонеток (рис. VII.6) должны иметь шестикратный запас прочности, для людских — 13-кратный. Сцепки

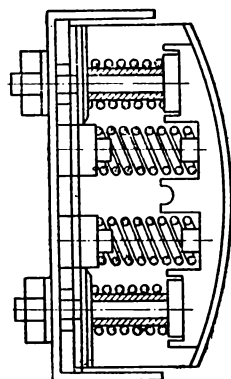


Рис. VII.5. Пружинный буфер двойного действия

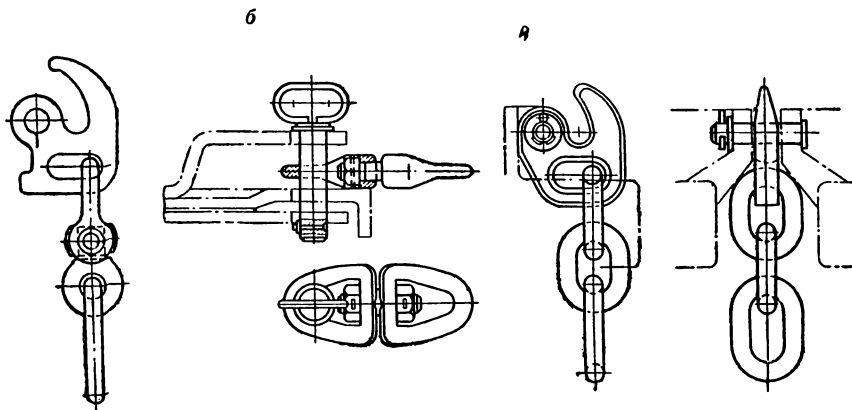


Рис. VII.6. Сцепки вагонеток

должны быть надежны и удобны в эксплуатации, исключать самопроизвольное рассоединение вагонеток.

Конструкция сцепки должна допускать небольшое смещение смежных вагонеток в горизонтальном и вертикальном направлениях,

однако не чрезмерное во избежание ударов при трогании и торможении составов.

В соответствии с ГОСТ 15174—70 вагонетки емкостью до $1,6 \text{ м}^3$ для угольных шахт и емкостью до $1,2 \text{ м}^3$ для рудников должны оснащаться крюковыми сцепками, а вагонетки большей грузоподъемности — автоматическими сцепками.

Наибольшее распространение получили крюковые сцепки с серьгами. Вагонетки, разгружаемые в круговых опрокидывателях без расцепления состава, имеют вращающиеся сцепки, состоящие из двух

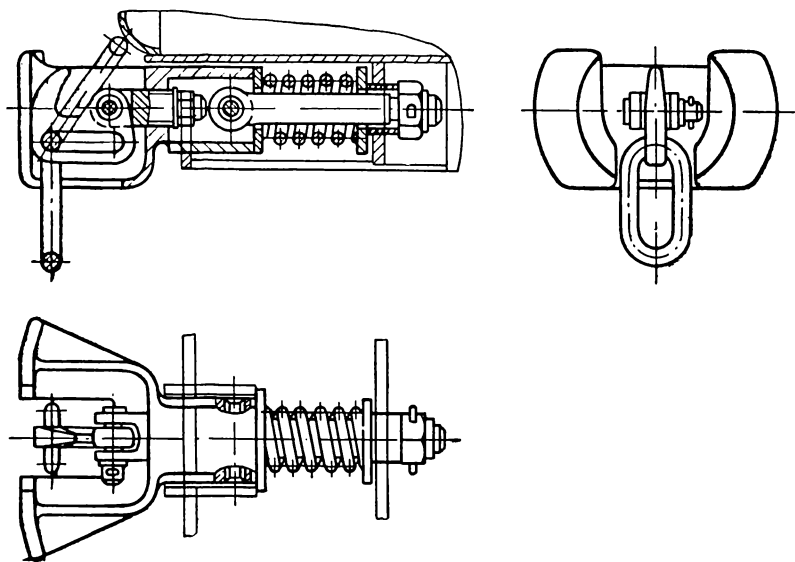


Рис. VII.7. Буфер-сцепка

звеньев, соединенных между собой вертлюгом (см. рис. VII.6, а, б). Жестко укрепляемый крюк с тремя звеньями (см. рис. VII.6, в) применяют для вагонеток с опрокидным кузовом, разгружаемых через дно.

На рис. VII.7 показана буфер-сцепка, обеспечивающая амортизацию ударов при трогании с места и при столкновении вагонеток (двустороннего действия).

Применение автоматических сцепок уменьшает трудоемкость работ, ускоряет процесс формирования состава и повышает безопасность. Их типы, основные параметры и размеры нормированы отраслевыми стандартами ОСТ 24-184-01 и ОСТ 24-184-02 Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения.

На рис. VII.8 показана автоматическая вращающаяся сцепка двустороннего действия. Она состоит из корпуса I, головная часть которого имеет большой D и малый Г зубья. В пустотелой стальной отливке корпуса размещен замковый механизм. Верхняя часть

корпуса заканчивается колпаком *A*, который ограничивает перемещение соединенных сцепок в вертикальной плоскости. Колпак допускает перемещение одного корпуса относительно другого на 50 мм. В хвостовике корпуса *B* имеется отверстие для валика *2* и паз для тяги *4*. Корпус имеет специальный зуб *B*, используемый для присоединения каната лебедки при маневровых работах.

Замковый механизм содержит замок *7*, пружину *5*, удерживающую замок в переднем положении, и рычаг *8*, закрепленный на штыре *6*.

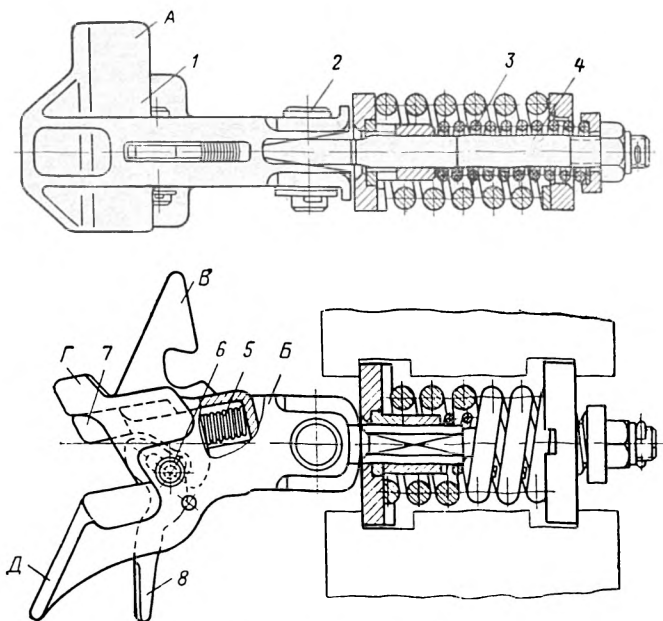


Рис. VII.8. Автоматическая сцепка

Центрирование сцепки производится с помощью тяги *4* и центрирующей пружины *3*.

Сцепление вагонеток производится автоматически. Малые зубья входят в зевы корпусов, замки сцепляемых вагонеток, воздействуя друг на друга, сжимают пружины *5* и утапливаются в карманы корпуса. Когда малые зубья займут крайние положения в зеве корпуса, замки под воздействием пружин выходят из карманов и заполняют пространство между малыми зубьями, запирая автосцепки.

Для расцепления вагонеток нажимают ногой рычаг *8*, который своей средней частью воздействует на хвостовик замка, в результате чего последний утапливается в кармане автосцепки. Рычаг необходимо удерживать в крайнем положении до разведения вагонеток.

Смягчение толчков при трогании с места вагонеток для перевозки людей по горизонтальным выработкам осуществляется с помощью

пружины, закрепленной на тяге сцепки (рис. VII.9, а). Вагонетки для перевозки людей по наклонным выработкам соединяются между собой с помощью пластинчатых цепей (рис. VII.9, б). Наличие на

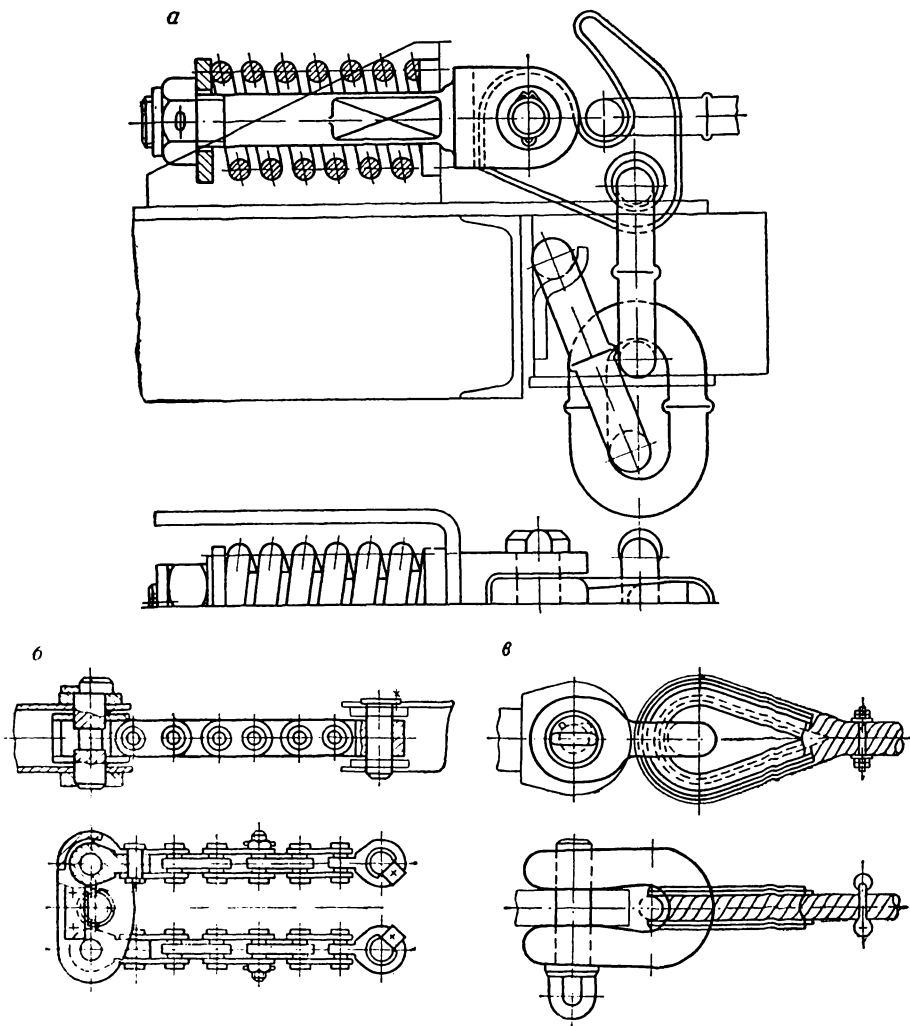


Рис. VII.9. Сцепные и прицепные устройства людских вагонеток:

а — пружинная сцепка; б — жесткая балансирующая сцепка; в — прицепное устройство к тяговому канату

прицепном устройстве балансира гарантирует поворот вагонеток в горизонтальной плоскости при одинаковом натяжении обеих промежуточных сцепок.

Соединение каната с головной вагонеткой показано на рис. VII.9, в.

§ 3. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ И СИСТЕМА РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

Конструктивное исполнение

Ходовая часть вагонеток состоит из скатов или тележек. Тележками оборудуют вагонетки для перевозки людей и грузовые вагонетки большой емкости (рис. VII.10). Рама вагонетки опирается на тележку с помощью сферической пяты. Крепление тележки к раме производится с помощью шкворня. Такая конструкция позволяет при большой длине вагонетки получить хорошую устойчивость при небольшой жесткой базе.

Подрессоривание может производиться и с помощью резиновых вкладышей (рис. VII.11).

Скаты вагонеток состоят из двух полускатов. Оси полуската установлены в пазах кронштейнов рамы свободно и предохранены от выпадения валиками или скобами. Возможность свободного перемещения осей по вертикали обеспечивает надежный контакт всех четырех колес с рельсами.

Колеса вагонеток изготовляют отливкой в кокиль. Материалом служит сталь или высокопрочный модифицированный чугун. Диаметр колес 300, 350, 400 и 450 мм.

Шахтные вагонетки выпускаются на конических роликовых или шариковых подшипниках. Подшипники смонтированы в ступицах колес, что дает независимое вращение без скольжения при движении колес по кривым участкам пути малого радиуса.

Различают два типа колес (рис. VII.12) — открытой (а) и закрытой (б) конструкций. В колесах закрытой конструкции нет наружной съёмной крышки. Расточку ступицы производят под один диаметр. Колеса крепятся к оси с помощью пружинной крышки, соединенной с колесом тремя болтами. Внутренние кольца подшипников затягивают корончатой гайкой.

В колесах открытой конструкции ступица имеет сквозное отверстие, закрываемое с наружной стороны крышкой. Колеса крепят на оси корончатой гайкой.

Лабиринтное кольцо с поропластовыми или войлочными уплотнениями предохраняет вытеснение смазки и предотвращает попадание в подшипники пыли, влаги и грязи. Смазку подшипников производят через отверстия в оси ходовой части.

Расчет ходовой части

Вследствие неровностей рельсовых путей, плохого их состояния вагонетки без рессорного подвешивания испытывают большие динамические нагрузки. Исследования, проведенные С. Ф. Труниным, показали, что срок службы ходовых частей рудничных вагонеток составляет от 6 до 30 месяцев, а коэффициент динамичности для

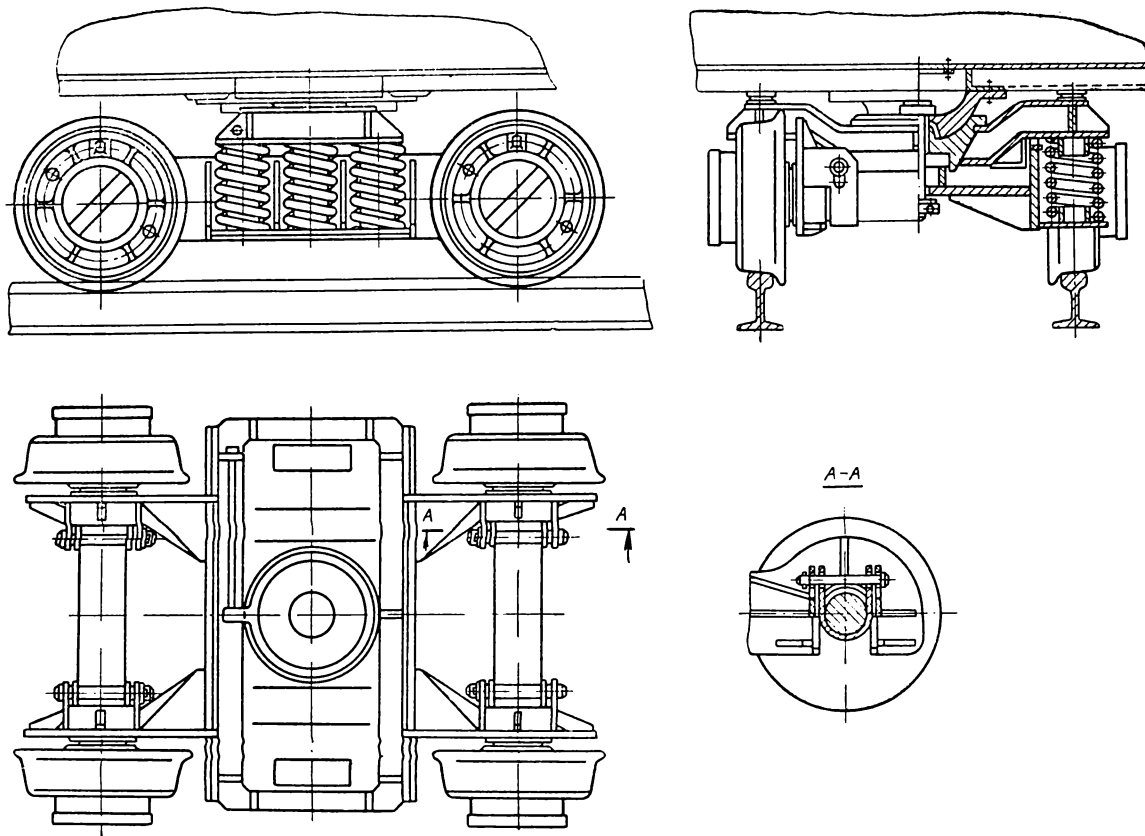


Рис. VII.10. Ходовая тележка вагонетки грузоподъемностью 8 т

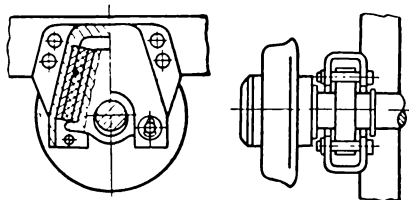


Рис. VII.11. Узел крепления ската вагонетки
ВГ-4,0

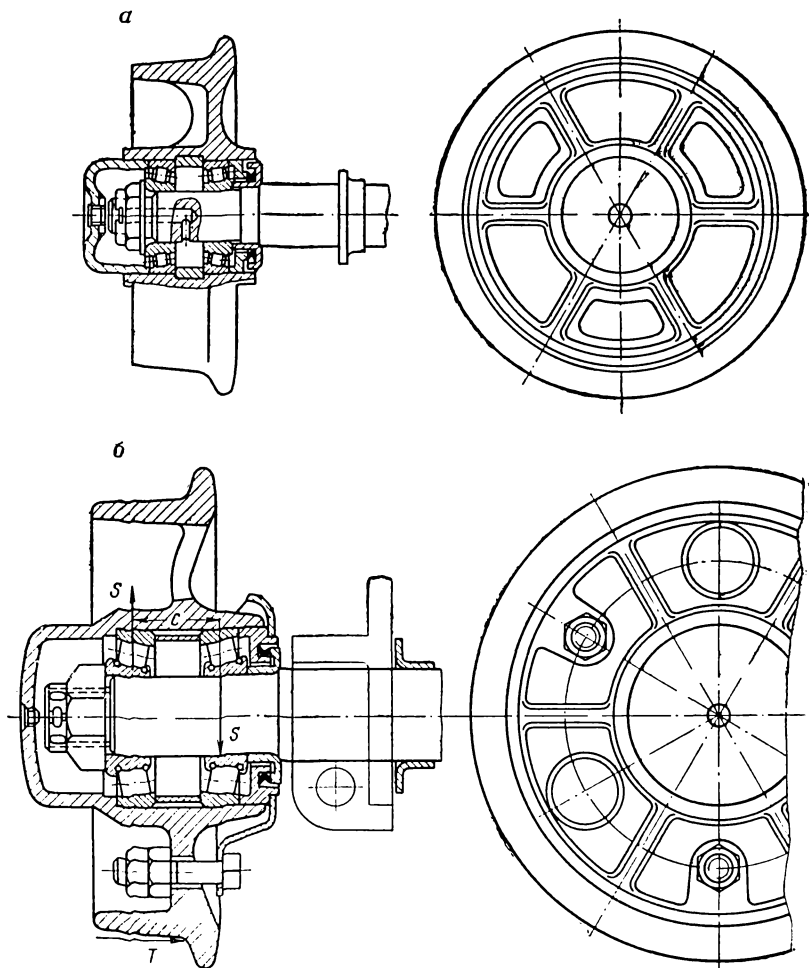


Рис. VII.12. Колеса вагонеток:
— открытой конструкции; б — закрытой конструкции

вагонеток без рессор зависит от скорости движения вагонеток и может быть определен по выражению

$$k_d = 0,65 + 1,47v - 0,168v^2. \quad (\text{VII.8})$$

При движении вагонеток по закруглениям и на прямолинейном участке пути, когда реборда колеса касается головки рельса, на колесо, кроме вертикальной нагрузки, вызванной весом вагона и груза, действует осевая сила T (рис. VII.12, б). Эта сила создает дополнительные нагрузки на подшипники

$$S = T \frac{D_k}{2c}. \quad (\text{VII.9})$$

Так как силы S направлены в противоположные стороны, то они разгружают внешний и дополнительно нагружают внутренний подшипники.

Величина результирующей нагрузки на подшипники определяется выражением

$$R = \frac{G}{2} \pm S, \quad (\text{VII.10})$$

где G — вес груженой вагонетки без скатов, приходящийся на одно колесо.

Подшипники качения вагонеток рассчитывают на долговечность, применяя нагрузку, равномерно распределенную на все колеса.

Приведенная радиальная нагрузка на колесо

$$R_{np} = \sqrt[3,33]{T_1 R_1^{3,33} + T_2 R_2^{3,33} + T_3 R_3^{3,33}}, \quad (\text{VII.11})$$

где T_1, T_2, T_3 — соответственно относительная продолжительность пробега вагонетки порожней ($T_1 = 0,5$), груженой полезным ископаемым ($T_2 = 0,4$) и породой ($T_3 = 0,1$);

R_1, R_2, R_3 — соответственно нагрузки на колесо при движении порожняком, с грузом полезного ископаемого и породой.

Радиальная нагрузка на подшипник

$$R' = \frac{R_{np}}{2k}, \quad (\text{VII.12})$$

где $k = 0,85$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между двумя подшипниками.

Относительную продолжительность T_0 действия осевой нагрузки, которая воспринимается одним подшипником, обычно принимают равной 0,1. Вследствие непостоянства действия осевой нагрузки определяют ее эквивалентную величину

$$A_{эkv} = \sqrt[3,33]{T_0 A^{3,33}}. \quad (\text{VII.13})$$

Приведенная условная нагрузка на подшипник

$$Q = (R' + mA_{\text{экр}}) k_d k_k k_T, \quad (\text{VII.14})$$

где m — коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной;
 k_d — динамический коэффициент, определенный по формуле (VII.8);
 $k_k = 1,45$ — коэффициент, учитывающий вращение наружного кольца;
 k_T — температурный коэффициент (при небольших скоростях вращения колес — 60—180 об/мин $k_T = 1$).

Выбор подшипников производится по коэффициенту его работоспособности C .

$$Q (nh)^{0,3} = C, \quad (\text{VII.15})$$

где n — скорость вращения подшипников, об/мин;
 h — расчетная долговечность (обычно $h = 5000$ ч).

§ 4. КУЗОВ

Кузова грузовых вагонеток сваривают из стальных листов толщиной 4—9 мм. При выборе формы кузова необходимо добиться наиболее полного использования размеров вагонетки, низкого расположения ее центра тяжести. Кузов должен быть достаточно прочным,

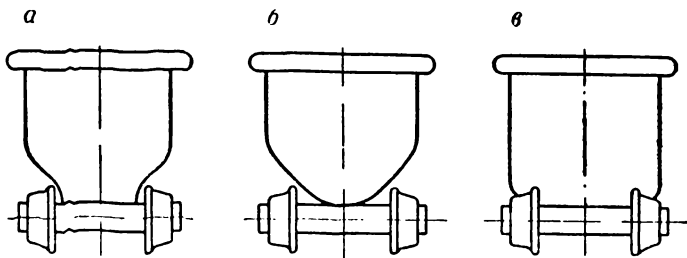


Рис. VII.13. Формы кузова вагонеток

простым в изготовлении и ремонте, обеспечивать удобство и полноту разгрузки.

Наиболее распространенные формы кузовов показаны на рис. VII.13. Кузов вагонетки по рис. VII.13, *a* имеет достаточно высокий коэффициент использования объема. Однако при этой форме кузова центр тяжести вагонетки расположен несколько выше, чем у других вагонеток, и затруднена очистка кузова. Кузов с полукруглым днищем (рис. VII.13, *б*) лишен этих недостатков, его проще изготовлять, однако коэффициент использования объема вагонеток несколько ниже. Форма кузова, изображенная на рис. VII.13, *в*, наиболее полно удовлетворяет условию устойчивости, имеет лучшее

использование объема, но сложнее других в изготовлении, поэтому ее применяют только для большегрузных вагонеток.

Вагонетки с полукруглым днищем широко применяются на угольных шахтах. Кузов этих вагонеток (рис. VII.14, а) состоит из двух штампованных лобовин 2 и днища 3 с боковинами (бортами).

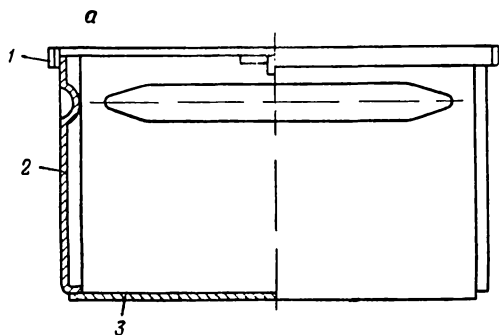
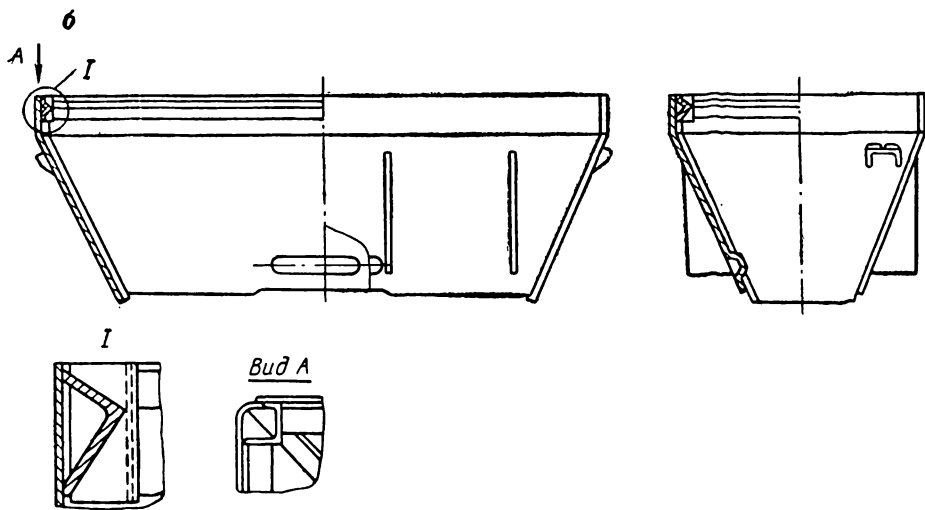


Рис. VII.14. Кузовы вагонеток:

— с полукруглым днищем; б — с донной разгрузкой



Верхняя часть кузова с внешней стороны окантована обвязкой из стальной полосы 1, для увеличения его жесткости применены зиги. В некоторых вагонетках обвязка кузова выполняется из уголка.

В вагонетках с разгрузкой через дно поперечное сечение кузова имеет трапецевидную форму (рис. VII.14, б), что облегчает разгрузку. Внутри в верхней части кузов имеет обвязку из уголков. Стык боковин и лобовин также усилен уголками. С помощью ребер кузову придается дополнительная жесткость и осуществляется крепление к раме. Нижнее отверстие кузова перекрывается одним или двумя днищами.

Днище вагонетки УВД-3,3 (рис. VII.15, а) штампуют из листа 2 толщиной 8 мм. С одной стороны днище имеет отгиб, к которому приварены две трубы 3, через которые пропускается ось. Нижняя часть днища усилена продольными 4 и поперечными 1 швеллерами, промежутки между которыми закрыты листом.

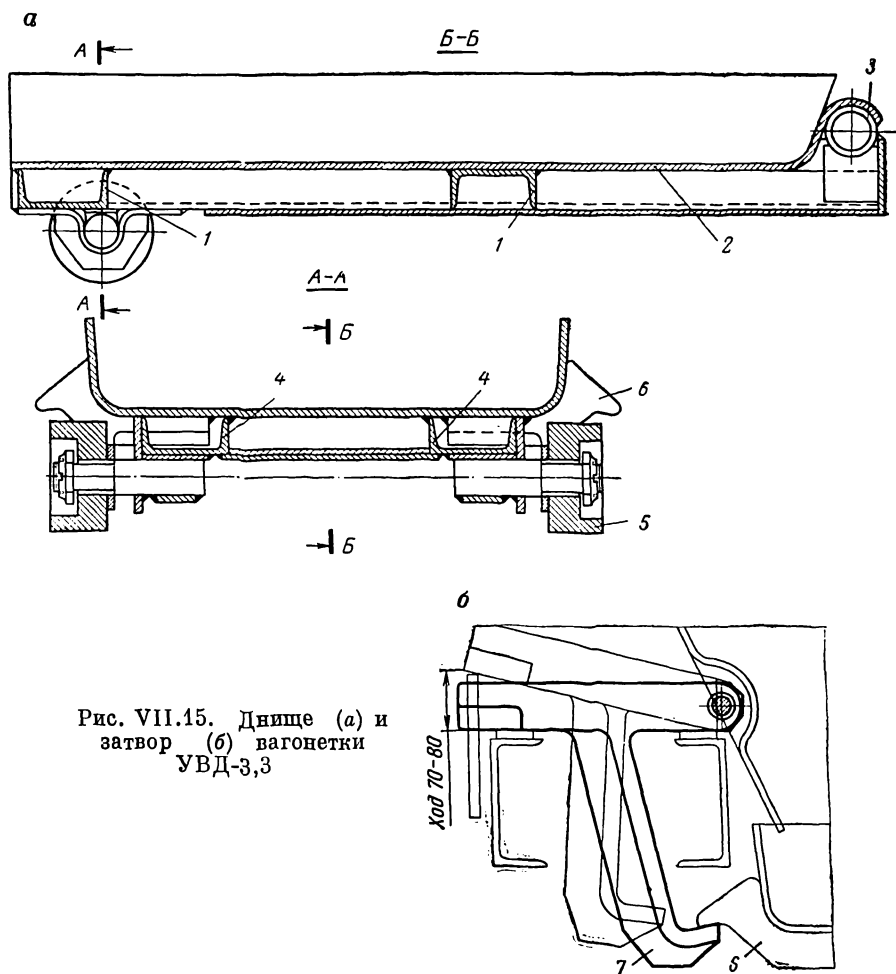


Рис. VII.15. Днище (а) и затвор (б) вагонетки УВД-3,3

В нижней части днища закреплены два катка 5, служащие для обкатывания по разгрузочным кривым. С помощью литых упоров 6, расположенных рядом с катками, днище удерживается в закрытом положении затвором 7 (рис. VII.15, б).

Кузов вагонеток с откидным бортом (рис. VII.16) сварен из листовой стали в форме прямоугольного короба. С одной стороны кузов закрыт бортом, который с помощью системы рычагов и шарниров связан с кузовом и рамой, с другой стороны к кузову прикреплен

кронштейн с осью, на которую насажен рычаг с роликом. Этот ролик наезжает на наклонную шину, укрепленную в месте разгрузки, вследствие чего кузов наклоняется, а боковой борт отбрасывается.

Вагонетка с глухим опрокидным кузовом (см. рис. VII.1, з) имеет кузов, сваренный из стального листа и двух торцовых штампованных стенок, к которым прикреплены два сектора с шипами. Для

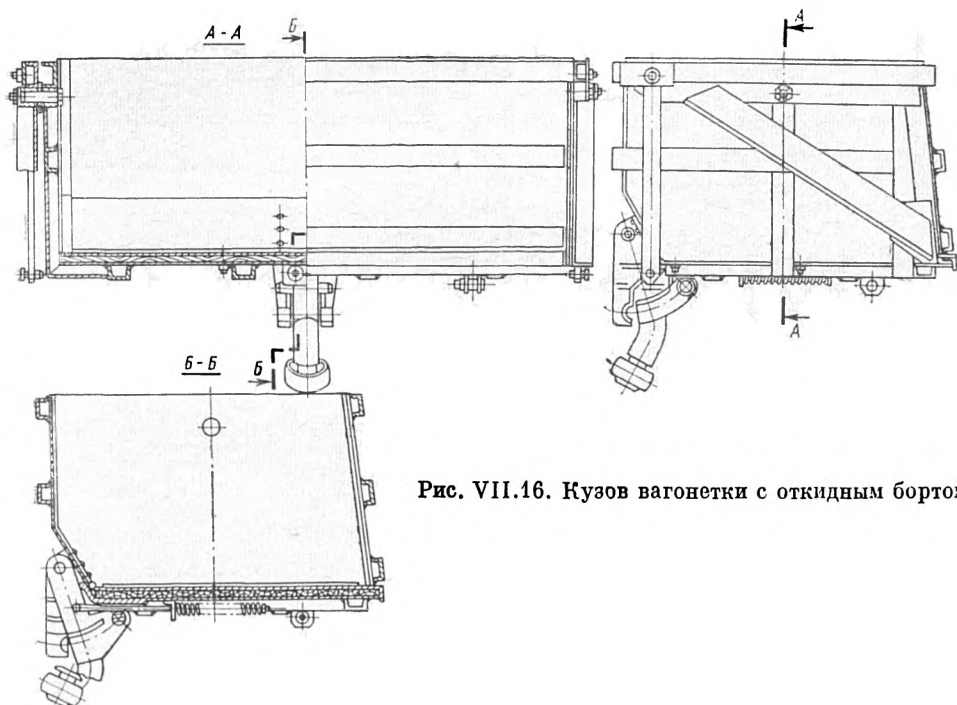


Рис. VII.16. Кузов вагонетки с откидным бортом

увеличения жесткости кузовов в верхней части имеет обвязку из стальной полосы и уголков. Разгружают вагонетку наклоном кузова в любую сторону. При этом происходит перекатывание секторов по полкам с фиксацией шипов в отверстиях, чем предотвращается проскальзывание кузова. От самопроизвольного опрокидывания кузов удерживается упорами, отводимыми вручную при разгрузке.

Кабина вагонеток для перевозки людей представляет собой пространственную ферму, закрепленную на раме. Крыша и торцовые стенки кабины выполнены из стального листа.

Вагонетки для перевозки людей по наклонным выработкам на торцовых стенках имеют окна. Боковые стенки кабины (кроме входа) и окна затянуты металлическими листами.

В вагонетках для перевозки людей по горизонтальным выработкам боковые стенки сделаны из стальных листов. Входные проемы вагонетки перекрываются цепочками.

§ 5. ТОРМОЗНАЯ И ПАРАШЮТНАЯ СИСТЕМЫ

В конструкциях отечественных грузовых вагонеток тормозная система не предусмотрена. Увеличение грузоподъемности вагонеток, веса составов и скоростей приводит к тому, что торможение поезда локомотивом не обеспечивает допустимого пути торможения. Поэтому для большегрузных вагонеток необходимо разработать тормозную систему.

Вагонетки для перевозки людей по горизонтальным выработкам оборудуют механическим одноколodчатым тормозом. Он включается вручную при помощи рычагов, расположенных на передней и задней площадках.

Для перевозки по наклонным выработкам применяются вагонетки, оборудованные парашютными устройствами, которые служат для улавливания и последующего плавного торможения вагонетки.

Парашютная система состоит из привода, тормозной каретки, амортизационного устройства и ограничителя скорости, установленного на головной вагонетке. Привод парашютной системы вагонетки срабатывает автоматически в случае обрыва каната и при превышении скорости свыше допустимой. Вагонетка может быть заторможена и вручную.

При всех случаях торможения парашютная система срабатывает от движения центральной тяги 1 (рис. VII.17), перемещающейся в подшипниках 5. Центральная тяга каждой вагонетки находится под воздействием приводной пружины 4, которая при натяжении тягового каната сжимается, а при ослаблении или обрыве его разжимается и перемещает тягу вперед.

Блокировочное устройство 6 парашютной системы состоит из двух кулаков, закрепленных на тяге болтами и соединенных полосой. Это устройство при перемещении тяги вперед поворачивает включающие вилки механизма тормозной каретки, вследствие чего парашюты срабатывают.

При ручном включении тормоза или срабатывании ограничителя скорости раскрывается шарнирное звено 2. Это также дает возможность переместиться центральной тяге вперед и включить парашютную систему.

В головной вагонетке рядом с шарнирным звеном размещено стопорное устройство 7, с помощью которого центральная тяга может быть заблокирована при прохождении горизонтальных и слабонаклонных участков пути.

Включение стопорного устройства производится рукоятью 3, расположенной у каждого места кондуктора. Рукоять закреплена на трубе, к которой приварен рычаг, соединенный с канатом. Он проходит параллельно канату ручного привода через весь состав. К канату присоединен двуплечий рычаг, который подает палец стопора вверх. Верхний конец пальца имеет скос с одной стороны.

При выходе вагонетки на горизонтальный участок пути палец с помощью рукояти прижимается к тяге. Вследствие ослабления

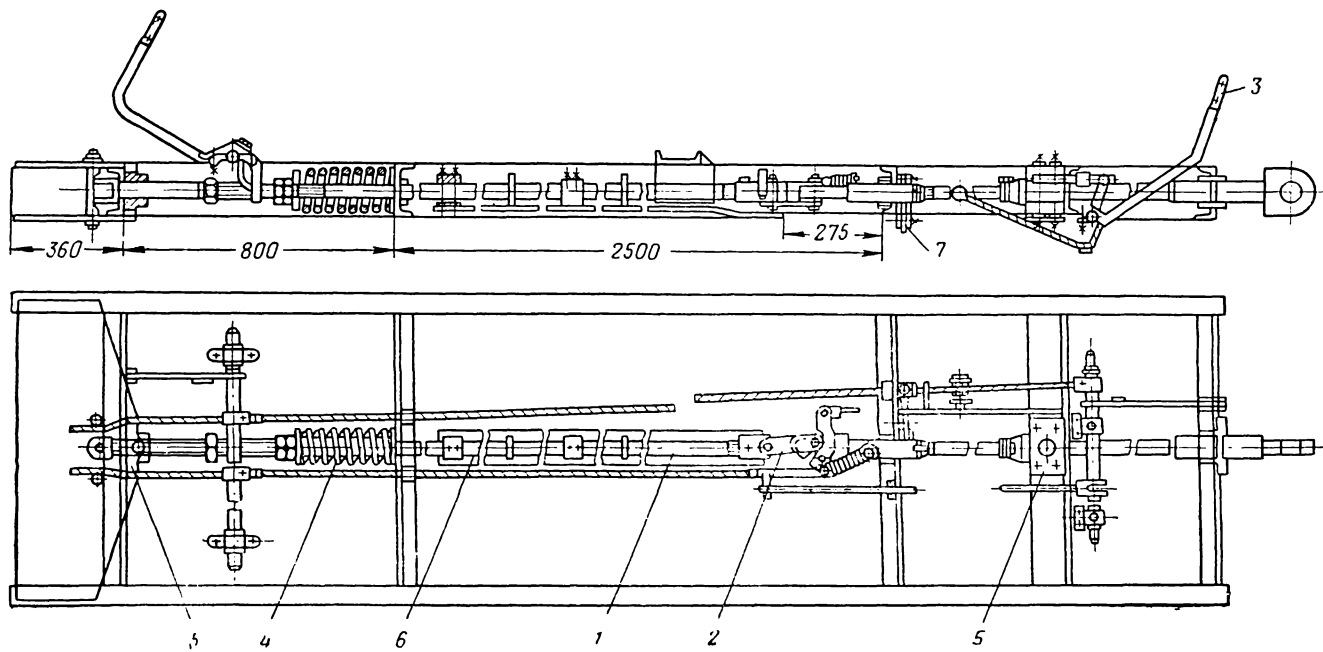


Рис. VII.17. Привод тормозной каретки вагонетки ВЛ-30

натяжения тягового каната приводная пружина подает центральную тягу вперед. Как только отверстие в тяге установится под пальцем, он войдет в отверстие и застопорит тягу. При этом передний кулак блокировочного устройства подойдет к включающим вилкам тормозной каретки, но не включит их.

После прохождения горизонтального участка натяжение каната увеличивается, тяга подается назад и палец автоматически выводится из отверстия в тяге.

Тормозная каретка закреплена на раме вагонетки подвижно с помощью четырех подвесок. Тормозные упоры в парашютных устройствах перемещаются силой тяжести или усилием сжатой пружины.

На рис. VII.18 показана тормозная каретка, в которой упоры перемещаются под действием собственного веса. По бокам рамного листа каретки приварены направляющие бруски 1. В задней части каретки установлены оси 2, на которых свободно крепятся упоры 3 и резцы 4. В средней части рамы расположен валик 5 включающего механизма, на котором укреплены включающая вилка 6 и защелки 7. В передней части каретки расположены ограничители глубины внедрения упоров в полотно пути, состоящие из валиков 8, продетых в проушины упоров. Каретка снабжена механизмом возврата 9.

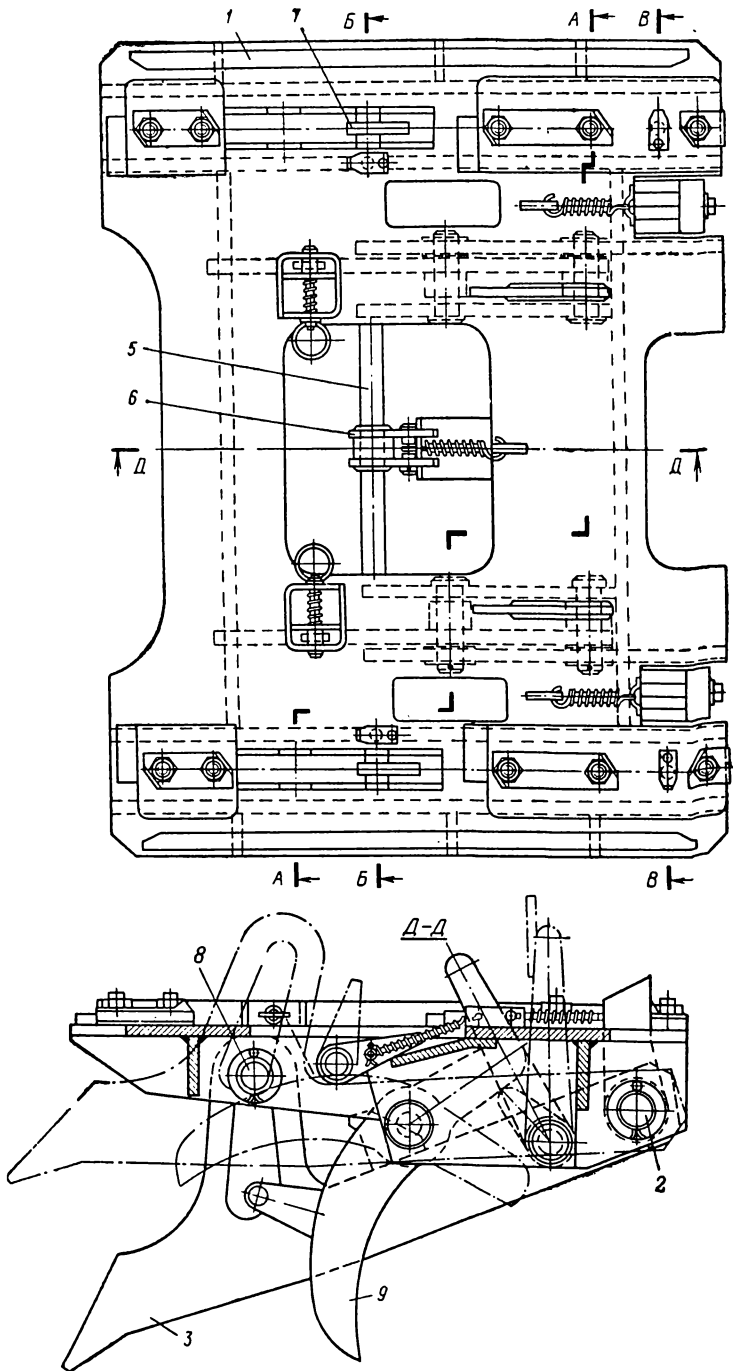
При нормальной работе вагонетки упоры подняты над рельсами и удерживаются защелками 7, находящимися в зацеплении с выступами на удорах. В период торможения кулак, находящийся на тяге, перемещаясь вперед, воздействует на включающую вилку 6. Вместе с вилкой поворачивается валик 5, и закрепленные на нем защелки 7 освобождают упоры. Под действием собственного веса упоры опускаются вниз и внедряются в полотно пути. Тормозная каретка останавливается, а вагонетка продолжает движение.

Брусья-амортизаторы, закрепленные на раме, наезжают на резцы, в результате чего происходит плавное торможение до полной остановки вагонетки. После срабатывания парашютов брусья-амортизаторы заменяют новыми.

Тормозная каретка с перемещением захватов под действием усилий сжатых пружин показана на рис. VII.19.

В средней части рамы расположены две оси 1, один конец которых с помощью шпонок соединен со ступицами 2. В ступице закреплены два захвата 4. Ступицы и захваты находятся в клиновой коробке, подвешенной над рельсовыми путями. Другой конец оси шпонкой связан с кулаком 5, соединенным тягой с пружиной 6. Кулаки 5 фиксируются с помощью защелок 7, закрепленных на трубчатой оси. К этой оси крепится включающая вилка 8.

Во время нормальной работы захваты подняты над рельсами и удерживаются кулаками 5 и защелками 7. При срабатывании привода парашютов тяга подается вперед и укрепленными на ней кулаками поворачивает включающую вилку. Вместе с вилкой поворачиваются и защелки 7, которые освобождают стопорные кулаки 5. При этом оси 1 и 2 под действием пружин поворачиваются



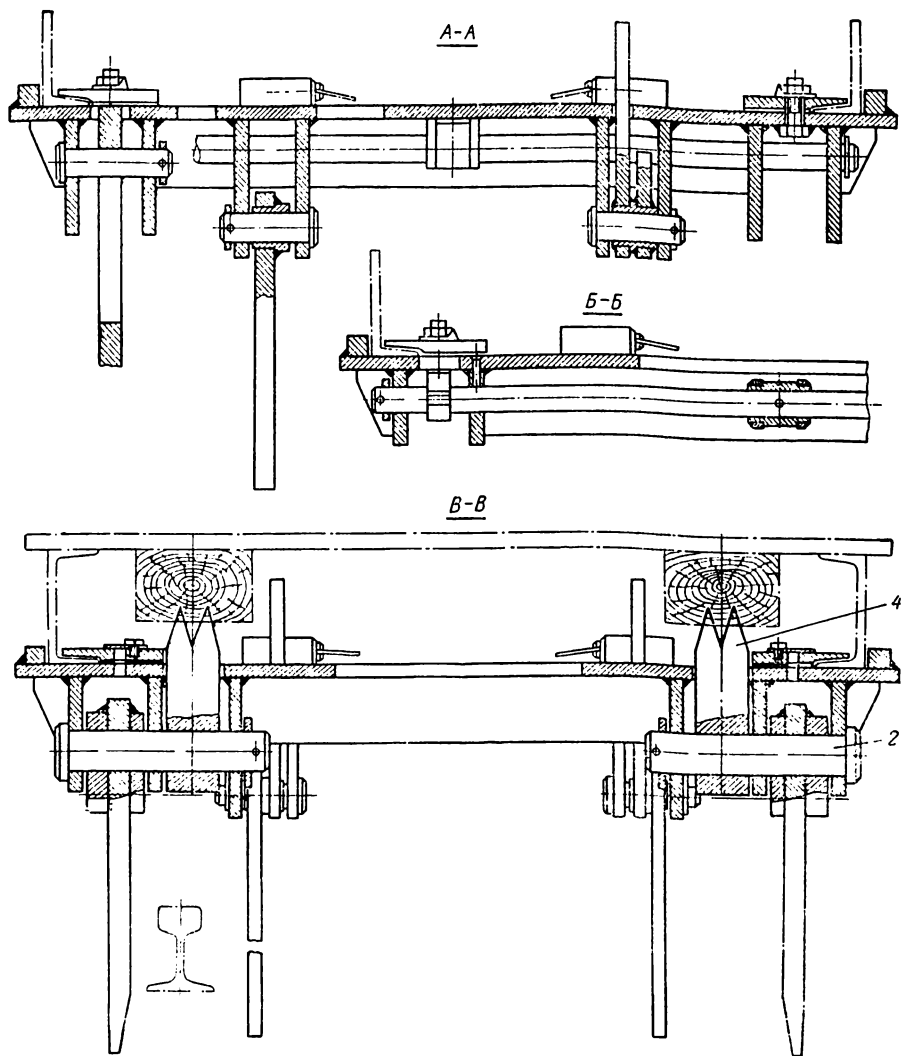
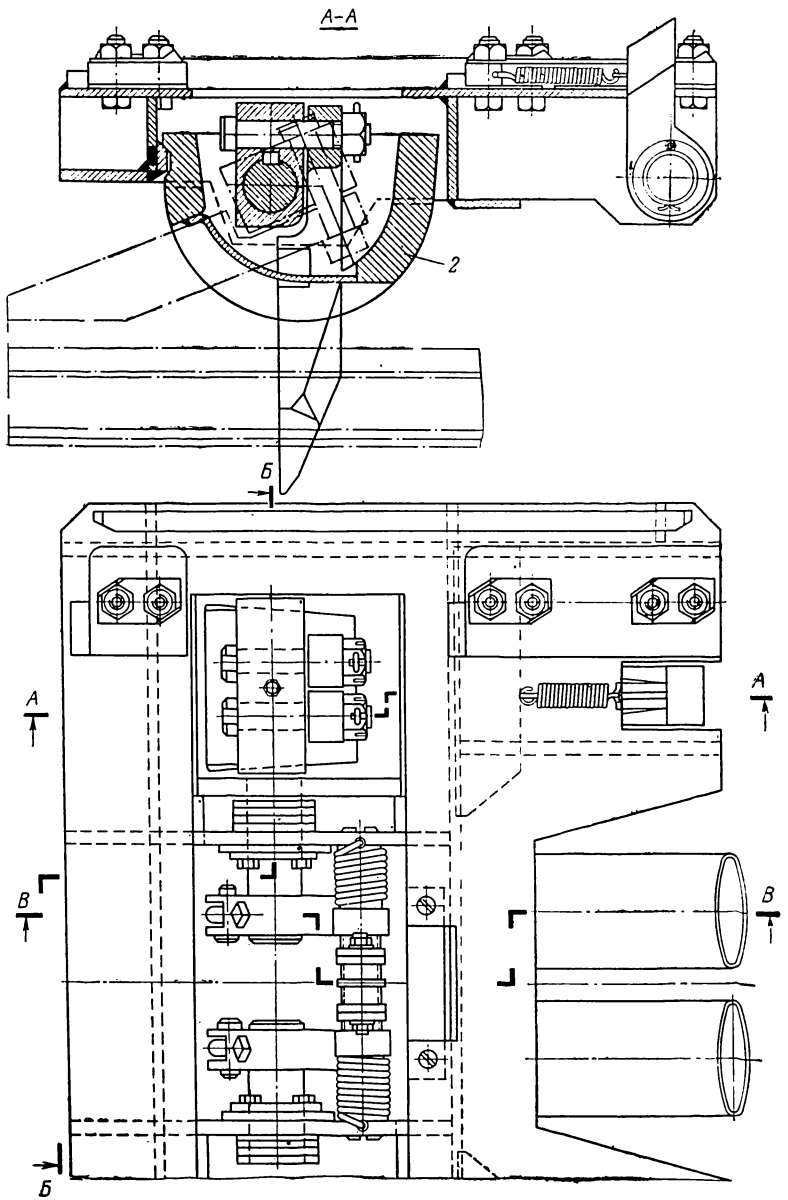


Рис. VII.18. Тормозная каретка вагонетки ВЛ-30

и набрасывают захваты на рельсы. Перемещаясь в прорези клиновой коробки, захваты сближаются и зажимают головки рельсов.

Канатное амортизационное устройство (рис. VII.20) позволяет производить многократное торможение без замены отдельных элементов парашютной системы. Оно состоит из тормозных канатов 1 с пружинными устройствами 2, канатных амортизаторов 3, копирных линеек 4. Второй конец канатов закреплен на передней связи рамы жестко.



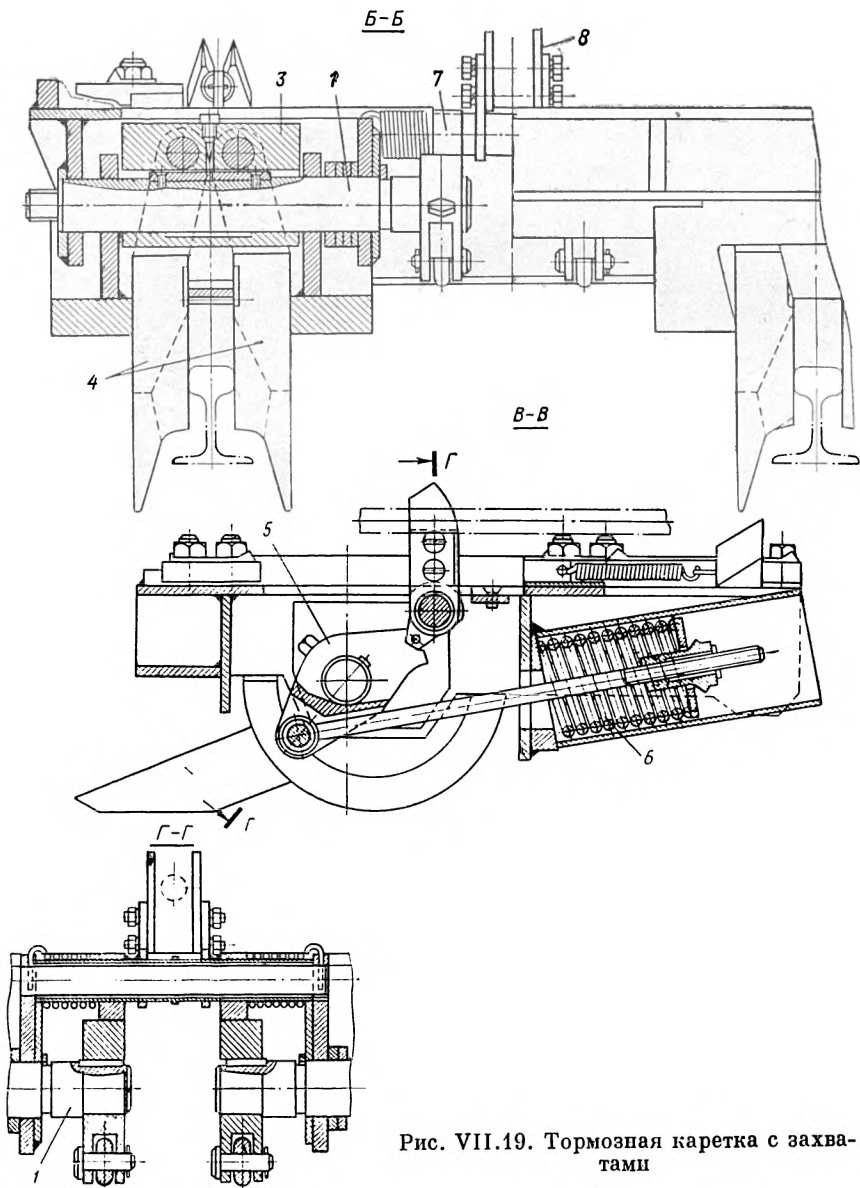


Рис. VII.19. Тормозная каретка с захватами

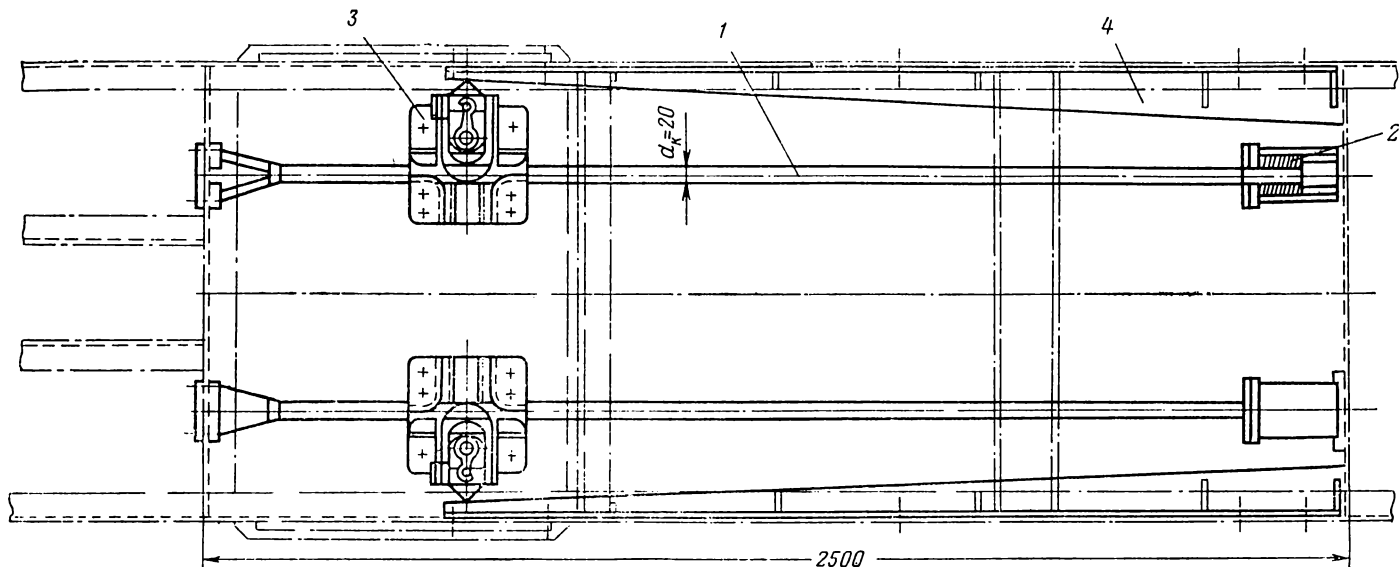


Рис. VII.20. Канатное амортизационное устройство

Канатные амортизаторы (рис. VII.21) закреплены на раме тормозной каретки. Они служат для создания тормозного усилия. Корпус амортизатора 1 и неподвижные сухари 2 представляют собой одну литую деталь. В подвижном 3 и неподвижных 2 сухарях имеются ручки для пропуска тормозного каната. Подвижный сухарь может перемещаться в направляющих корпуса, увеличивая или уменьшая петлю изгиба тормозного каната. При срабатывании парашютной системы тормозная каретка останавливается, а вагонетка с людьми продолжает движение вниз. В процессе относительного движения тормозной каретки и вагонетки тормозные канаты протягиваются через амортизаторы.

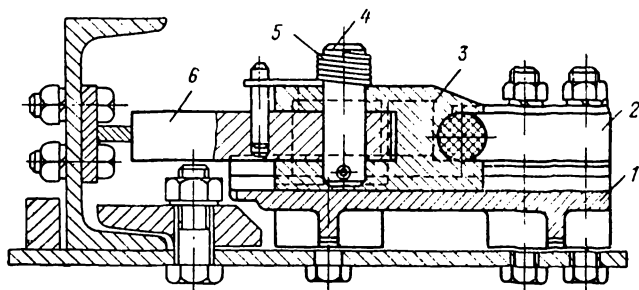


Рис. VII.21. Канатный амортизатор:

1 — корпус; 2 — неподвижные сухари; 3 — подвижный сухарь;
4 — ось; 5 — пружина; 6 — толкатель

Под действием копирных линеек толкатели перемещают подвижные сухари, которые увеличивают петли изгиба тормозных канатов. Таким образом осуществляется плавное торможение вагонетки.

При превышении допустимой скорости движения вагонеток срабатывает центральный ограничитель скорости, который автоматически включает парашютную систему. Ограничитель скорости устанавливается на задней тележке головной вагонетки и приводится во вращение цепной передачей, связанной с вращающейся осью.

§ 6. САМОХОДНЫЕ ВАГОНЫ

Самоходные вагоны могут перевозить груз по выработкам, имеющие сечение 6—8 м² и более и высоту не менее 1,2—1,4 м. Угол наклона выработок может достигать до 12—15°. Радиусы закруглений обычно не превышают 8—10 м. При длине откатки до 300—400 м эти машины развивают производительность до 400—500 т в смену.

Весьма широко шахтный самоходный транспорт развит в США, Франции, Канаде, Швеции, Англии и других странах. В Советском Союзе он начал развиваться сравнительно недавно, но уже получил признание.

Основные преимущества средств самоходного пневмоколесного транспорта: большая производительность, высокая мобильность

и маневренность, отсутствие стационарного оборудования в выработках, возможность механизации вспомогательных работ.

Недостатки этих машин: высокая стоимость, сложность конструкции, трудность обслуживания, большая металлоемкость.

Основу вагона (рис. VII.22) представляет бункер-кузов с расширенной приемной частью и встроенным в днище скребковым конвейером.

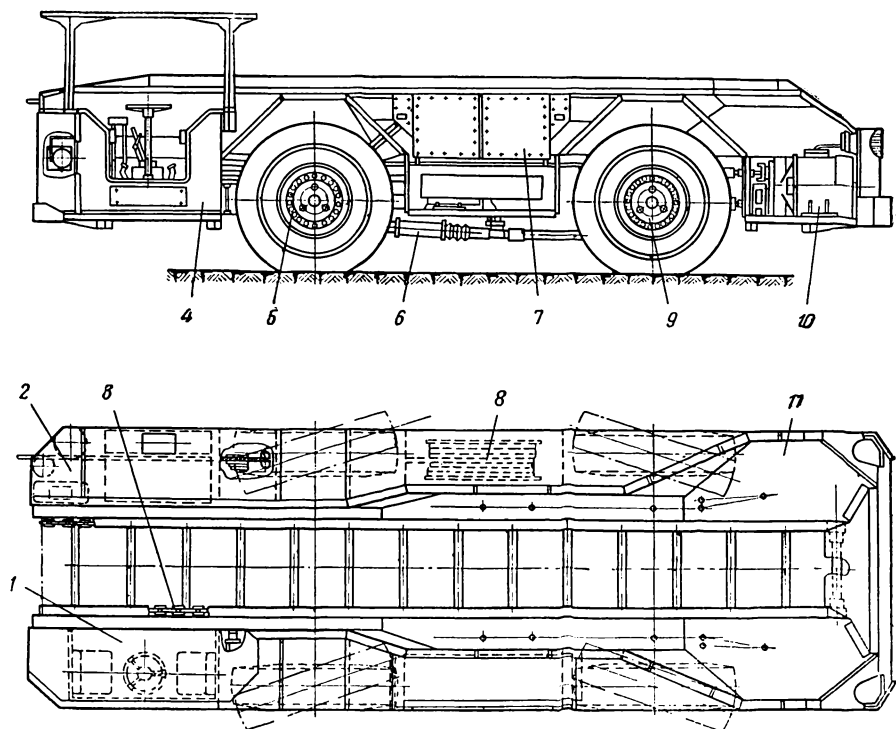


Рис. VII.22. Самоходный вагон:

1 — козырек кабины; 2 — привод конвейера; 3 — скребковый конвейер; 4 — кабина; 5 — передний мост; 6 — привод рулевого управления; 7 — магнитная станция; 8 — кабельный барабан; 9 — задний мост; 10 — электродвигатель привода ходовой части; 11 — кузов

ром. Высота бортов у различных конструкций — от 600 до 1500 мм, ширина кузова — от 700 до 3000 м. Скребок конвейеры чаще всего — двухцепные с шагом цепи 65—80 мм и шагом скребков 350—500 мм. Привод конвейера может быть осуществлен от электрического, гидравлического или дизельного двигателя. Приводной вал располагается у разгрузочного торца вагона. Приводные звездочки обычно выполняют четырех- или пятилучевыми. Натяжное устройство обычно винтового типа с отдельным натяжением каждой ветви. Для удобства разгрузки в рельсовые вагонетки или на конвейеры разгрузочную часть кузова самоходных вагонов делают подъемной при помощи гидроцилиндров.

Кузов обычно устанавливается на четырехколесном шасси, хотя известны шести- и восьмиколесные конструкции. Колеса у разгрузочного конца считаются передними, у загрузочного — задними, хотя принцип действия вагонетки — челночный. Все колеса делают приводными и поворотными с целью лучшего использования сцепного веса и большей маневренности. Схема привода — бортовая, т. е. от одного двигателя приводятся во вращение оба колеса одной стороны вагона. Иногда приводными являются только задние колеса, а поворотными — передние. По такой схеме выполнены некоторые вагоны фирмы «Джой» (США), «Зальцгиттер» (ФРГ) и отечественные модели вагонов ВСД-10 и ВС-15. Это значительно упрощает конструкцию.

Поворот направляющих колес производится при помощи гидроцилиндра усилителя рулевого управления. Поворот рулевого колеса в кабине водителя вызывает переключение золотника рулевого управления и подачу рабочей жидкости в ту или иную полость гидроцилиндра. Обратная связь осуществляется продольной рулевой тягой: поворот колес производит отсечку золотника рулевого управления и прекращает подачу жидкости в гидроцилиндр усилителя.

Обычно самоходные вагоны оборудуются двумя системами тормозов: рабочими и стояночными. Рабочие тормоза размещают либо в ходовом колесе (барабанные колодочные тормоза), либо на трансмиссии (барабанные или дисковые колодочные или ленточные). Привод рабочих тормозов — гидравлический. Стояночные тормоза чаще всего бывают трансмиссионными с механическим (ручным) приводом.

Управление самоходными вагонами осуществляется из одной двухпозиционной кабины, устанавливаемой у разгрузочного конца вагона. Кабина оборудуется двумя сиденьями, расположенными симметрично относительно рулевой колонки навстречу одно другому. При изменении направления движения водителю достаточно перевернуть с одного сиденья на другое. Все рычаги и педали управления и приборы в кабине дублированы и удобно обслуживаются с обоих сидений.

По типу привода самоходные вагоны могут быть электрические, дизельные и дизель-электрические. У электрических вагонов ходовая часть, конвейер и маслостанция приводятся от электродвигателей, а питание вагона энергией осуществляется по гибкому кабелю, наматываемому на кабельный барабан, через штанговое токосъемное устройство троллейбусного типа или от аккумуляторной батареи, размещенной на самом вагоне. От дизельного двигателя вращение передается ходовым колесам и конвейеру через гидротрансформатор или дизель-генераторную установку. В последнем случае вагоны называют дизель-электрическими.

У кабельных электрических вагонов в качестве тяговых двигателей нашли наибольшее распространение двигатели постоянного тока последовательного возбуждения и многоскоростные асинхронные двигатели с повышенным скольжением. Первые хорошо зарекомендовали себя как тяговые, допускают большую перегрузку,

обеспечивают плавную регулировку скорости. Электрические схемы получаются простые и надежные. Однако наличие выпрямительных подстанций на участках, а также отсутствие надежных систем защиты от утечек постоянного тока и от обрыва питающего кабеля ограничили применение этих вагонов шахтами, не опасными по газу и пыли. Разработанные специально для самоходных вагонов асинхронные многоскоростные двигатели с повышенным скольжением удачно сочетают в себе плавность хода, широкую регулировку скорости и безопасность обслуживания.

Питающий электрической энергией кабель наматывается на кабельный барабан, оснащенный автоматической подмоткой. Электрический кабель вне вагона всегда находится в натянутом состоянии. При движении вагона в сторону намотки кабеля на барабан натяжение кабеля составляет 60—80 кгс, при размотке — 25—40 кгс. Усилие регулируется гидравлическим следящим устройством.

Для питания самоходных вагонов применяют специальный плоский трех- или пятижильный кабель. Он обладает повышенной гибкостью и полнее заполняет барабан. Длина рейса самоходного вагона равна двойной длине питающего кабеля.

Привод ходовой части обычно разбивают на несколько узлов. Сюда кроме ходовых двигателей, расположенных по обеим сторонам вагона, относятся ходовые редукторы, устанавливаемые непосредственно на двигателях, трансмиссия к заднему и переднему колесу (обычно карданными валами), конические или червячные редукторы, колесные редукторы. Последние делают планетарными, одно- или двухступенчатыми. У дизельных самоходных вагонов также распространены схемы с раздачей крутящего момента от каждого из двух бортовых двигателей на переднее и заднее колеса отдельно. Привод конвейера осуществляют от отдельного электродвигателя или путем отбора мощности от одного из дизельных двигателей. Обычно электродвигатель привода конвейера вращает также насос маслосистемы.

Г л а в а VIII

БАРАБАННЫЕ ЛЕБЕДКИ КАНАТНЫХ ОТКАТОК

§ 1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Лебедки однобарабанные (БЛ и ЛГЛ) и двухбарабанные (2БЛ и 2ЛГЛ) предназначены для канатных откаток концевыми канатами грузовых и людских вагонеток в наклонных выработках, а также для откатки на поверхности и открытых горных разработках¹.

¹ Малые шахтные подъемные машины, применяемые для канатных откаток, рассмотрены в курсе «Горношахтные стационарные установки». Там же изложены расчеты, которые охватывают и лебедки (см. кн.: З. М. Федорова «Рудничные подъемные машины», М., Углетехиздат, 1958, Б. Л. Давыдов «Расчет и конструирование шахтных подъемных машин», М., Углетехиздат, 1949). Лебедки со шкивом трения для канатных откаток сняты с производства, а для подвесных канатных дорог рассмотрены в главе IX.

Кроме того, эти лебедки могут обслуживать подъем по вертикальным выработкам.

Электрооборудование и конструкция лебедок допускают их применение в шахтах, опасных по газу или пыли.

По своей конструкции одно- и двухбарабанные лебедки аналогичны. Они отличаются количеством и шириной барабанов.

Для обеспечения нормальной работы лебедки должны быть установлены в помещениях (в машинном зале или подземной камере), температура воздуха в которых не должна быть ниже $+5^{\circ}\text{C}$ и выше $+40^{\circ}\text{C}$.

Лебедки разбираются на отдельные узлы, размеры которых позволяют транспортировать их по горным выработкам. Эти узлы (агрегаты) обычно представляют собой обособленные блоки (отъемный редуктор, пульт управления, тормоз и т. д.), монтируемые на раме (базовой детали). Благодаря агрегатному строению упрощается монтаж лебедки, повышается точность сборки, снижается трудоемкость регулировки и паладки. Для снижения затрат на изготовление, уменьшения номенклатуры заменяемых частей в лебедках стремятся применять унифицированные детали и узлы. Например, тормозное устройство, пульт управления и другие узлы лебедок ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600 унифицированы. Имеются также унифицированные детали и в лебедках разных типоразмеров.

Лебедки ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600 имеют правое и левое исполнение, а БЛ-1200 и 2БЛ-1200 — только правое исполнение. У лебедок правого исполнения редуктор расположен справа, если смотреть на лебедку со стороны тормозного привода.

Компоновка лебедок ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600 одинакова. На рис. VIII.1 показана лебедка 2ЛГЛ-1600.

Все узлы лебедки смонтированы и закреплены на сварной из листового проката раме 1. Рама состоит из двух частей: рамы привода и рамы коренной части.

На раме коренной части лебедки установлены следующие основные узлы: сборка главного вала 2, два исполнительных органа тормоза 3, два тормозных привода 4, маслостанция 5 для питания и управления тормозными приводами.

На раме привода расположены: редуктор 7, соединенный с главным валом лебедки зубчатой муфтой 12, которая закрыта щитком 13; электродвигатель 10, соединенный с редуктором 7 эластичной пальцевой муфтой 8, которая закрыта щитком 9; аппарат управления лебедкой 11 типа АУЛ-1, приводимый во вращение от тихоходного вала редуктора; узел установки центробежных реле 6 для защиты от превышения скорости.

Рама коренной части и рама привода не соединены между собой. Они крепятся к плоскому фундаменту. Взаимное расположение их определяется условиями центрирования главного вала лебедки с тихоходным валом редуктора.

Кинематическая схема лебедки ЛГЛ-1600 изображена на рис. VIII.2.

Управление лебедкой осуществляется с пульта управления (рис. VIII.3), который не имеет механической связи с лебедкой

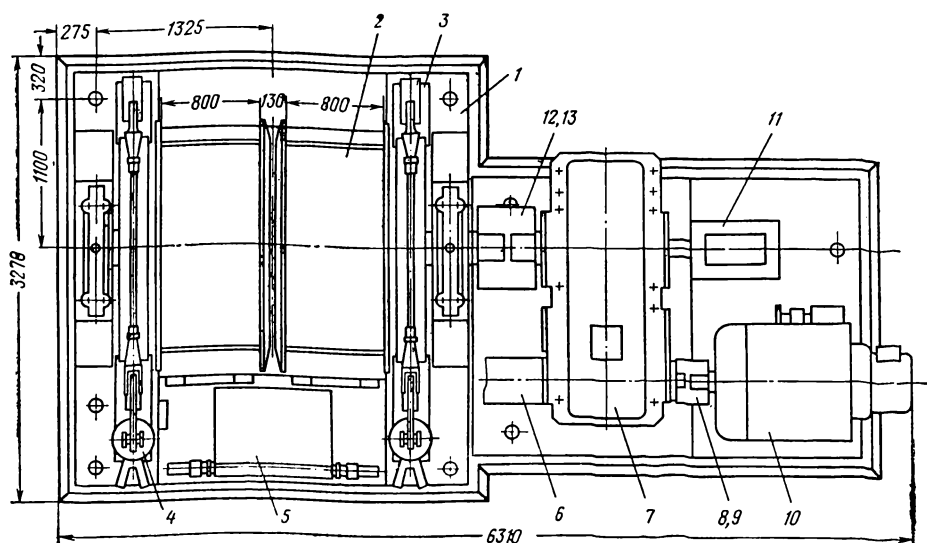


Рис. VIII.1. Двухбарабанная лебедка 2JGL-1600

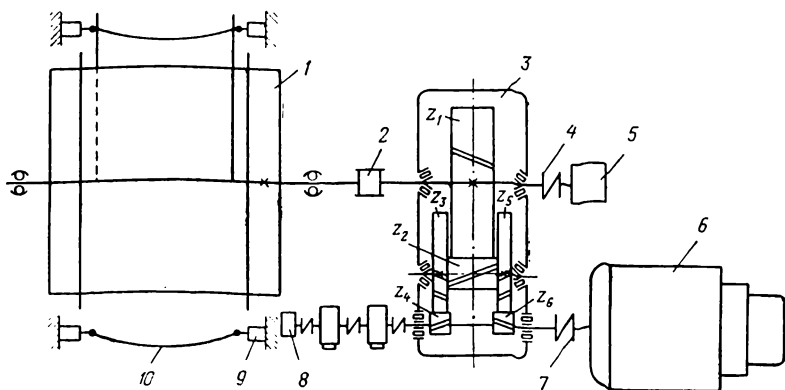


Рис. VIII.2. Кинематическая схема лебедки JGL-1600:

1 — барабан; 2 — зубчатая муфта; 3 — редуктор; 4 — крестово-кулисная муфта; 5 — указатель длины пути; 6 — электродвигатель; 7 — эластичная муфта; 8 — микропереключатели путевого датчика; 9 — выключатель; 10 — блокировка провисания каната

и может монтироваться в любом удобном месте. На пульте управления расположены рукоятки 3 и 2 для управления соответственно

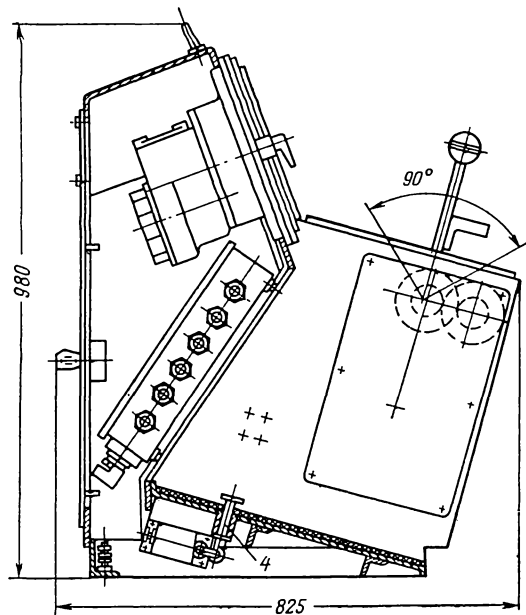
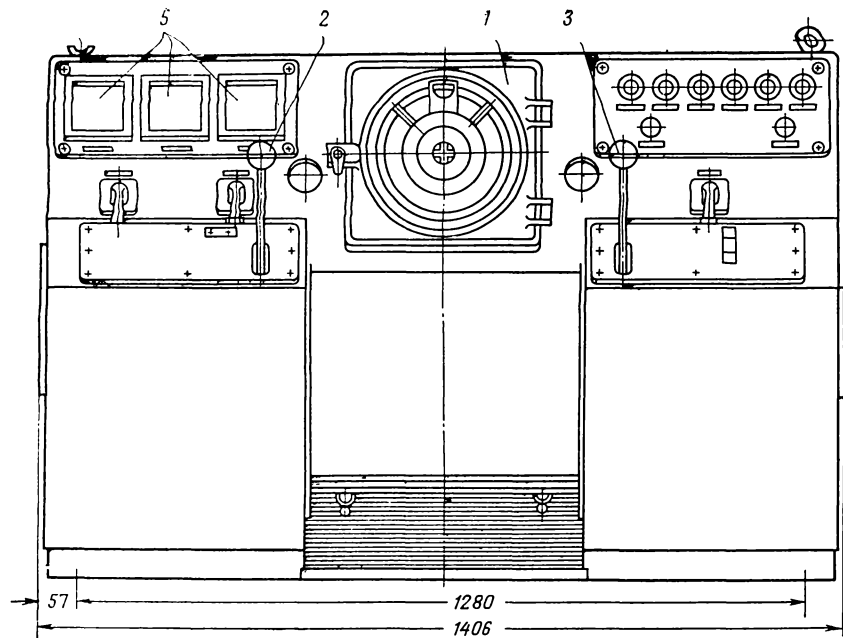


Рис. VIII.3. Пульт управления лебедками ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600

двигателем и тормозом, электрический (сельсинный) указатель глубины **1**, по которому машинист определяет положение партии вагонок на наклонной трассе, ножная кнопка **4** включения предохранительного тормоза и электрические приборы **5** — вольтметр, амперметр и тахограф, показывающий и записывающий фактическую скорость движения каната.

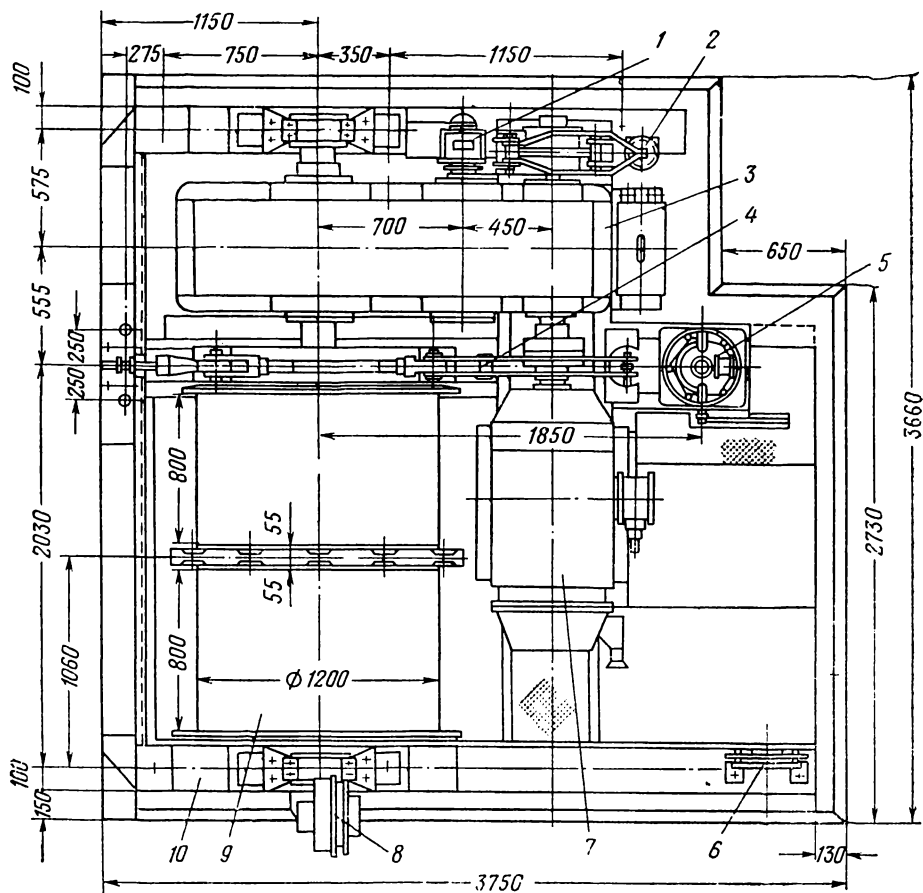


Рис. VIII.4. Двухбарабанная лебедка 2БЛ-1200

Компоновка лебедки на раме в сочетании с верхним расположением исполнительного органа тормоза и безгрузовым пружинно-гидравлическим тормозным приводом позволяет получить плоское основание лебедки и существенно упростить установку ее на фундаменте, который может представлять собой плоскую плиту с колодцами для фундаментных болтов.

Все узлы лебедки имеют фиксированное специальными штифтами и упорами положение на раме, что позволяет облегчить монтаж, а

верхнее (надрамное) расположение узлов значительно улучшает условия обслуживания и эксплуатации.

Конструктивная компоновка лебедок БЛ-1200 и 2БЛ-1200 существенно отличается от описанных выше лебедок ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600.

Рама 10 лебедок БЛ-1200 и 2БЛ-1200 (рис. VIII.4) выполнена из профильного проката (швеллер). На раме установлен на двух подшипниках качения главный вал с закрепленными на нем бара-

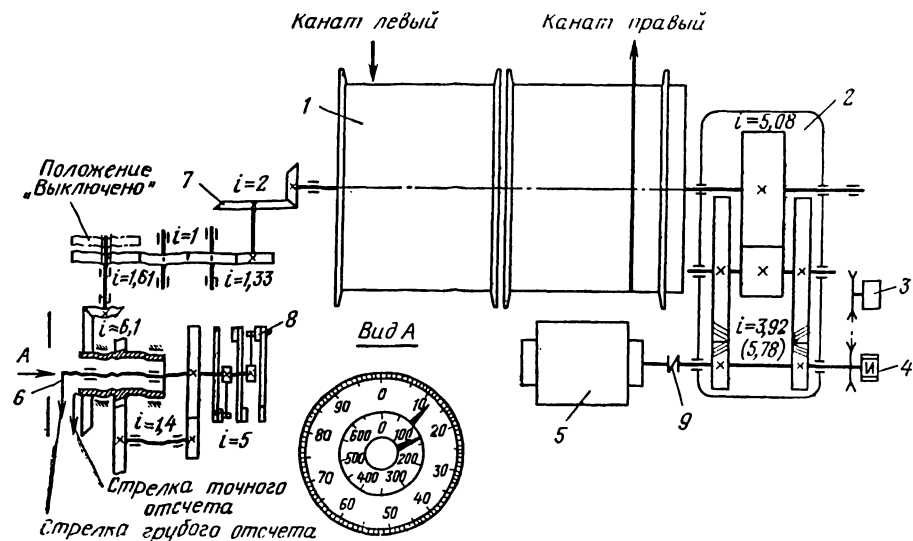


Рис. VIII.5. Кинематическая схема лебедки 2БЛ-1200:

1 — барабан; 2 — редуктор; 3 — датчик скорости; 4 — шкив с эластичной соединительной муфтой; 5 — электродвигатель; 6 — указатель длины пути; 7 — привод указателя длины пути; 8 — микропереключатели путевого датчика; 9 — эластичная муфта

банами 9. На этом же валу закреплено тихоходное колесо редуктора 3. Корпус редуктора опирается на главный вал через подшипники качения, а со стороны моторного вала — через специальную стяжку, связанную с рамой лебедки.

Таким образом, в отличие от лебедок ЛГЛ, лебедки БЛ имеют неотъемлемый (подвесной) редуктор. Преимуществом такой компоновки является уменьшение габарита вдоль оси главного вала и отсутствие зубчатой муфты, а недостатком — невозможность замены или ремонта редуктора без разборки всей лебедки.

Лебедки БЛ и 2БЛ имеют один нерегулируемый предохранительный тормоз 4 с угловым перемещением тормозных балок и грузовым тормозным приводом 5. Затормаживание происходит под действием веса грузов, а растормаживание — электрогидравлическим толкателем ТЭГ-За. Регулируемое маневровое торможение осуществляется тормозом 2, расположенным на быстроходном валу редуктора. Для торможения используется усилие машиниста через рукоятку 6.

На лебедке имеется центробежное реле скорости 1, связанное с быстроходным валом редуктора. Указатель глубины 8 (циферблатного типа) с механическим приводом установлен на левом коренном подшипнике. Он приводится во вращение от главного вала через коническую и цилиндрическую зубчатые передачи. Электродвигатель 7 расположен перед барабаном параллельно оси главного вала. Он соединен с редуктором эластичной пальцевой муфтой. Такой вариант расположения электродвигателя уменьшает габариты лебедки, несколько ухудшая при этом условия обслуживания отдельных узлов.

Лебедка БЛ-1200 имеет один барабан шириной 1000 мм и отличается от 2БЛ-1200 только меньшим на 700 мм размером по ширине.

Кинематические схемы лебедок БЛ-1200 и 2БЛ-1200 (рис. VIII.5) аналогичны.

§ 2. УЗЕЛ СБОРКИ ГЛАВНОГО ВАЛА

Узлы сборки главного вала (рис. VIII.6) содержат главный вал, коренные подшипники с корпусами и органы навивки.

Органом навивки каната служат цилиндрические барабаны. Барабаны лебедок БЛ-1200 и 2БЛ-1200 имеют гладкие необработанные обечайки, вальцованные из листового проката толщиной 12 мм. Барабаны лебедок ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600 имеют обработанные металлические обечайки с нарезанными на них желобками (канавками) для навивки первого слоя каната (нарезка спиральная правая). Ниже приведен шаг нарезки в зависимости от диаметра каната:

Диаметр каната, мм	16—18	18—20	20—22	22—24	24—25
Шаг нарезки канавок, мм	20	22,5	24	26	28

В двухбарабанных лебедках каждый канат навивается на отдельный барабан. При использовании однобарабанной лебедки для откатки двумя концевыми канатами оба каната навиваются на один общий барабан. Многослойную навивку каната на однобарабанной лебедке можно допускать только при откатке одним концевым канатом. При откатке двумя концевыми канатами принята навивка правого каната сверху на барабан, а левого — снизу; при откатке одним концевым канатом — сверху на барабан.

Главный вал лебедки установлен на двух сферических роликоподшипниках, помещенных в неразъемных литых чугуновых корпусах, которые закрепляют к раме болтами.

В лебедках ЛГЛ-1600 (2ЛГЛ-1600) внутренние кольца обоих подшипников зафиксированы в осевом направлении торцовыми шайбами. Наружное кольцо одного из роликоподшипников зажато боковыми крышками и не имеет возможности смещаться в осевом направлении. В специальных расточках боковых крышек установлены манжетные уплотнения. Для смазки роликоподшипников боковые крышки необходимо снять. Обечайки барабанов выполнены сварными из листовой стали. Диски барабанов лебедок БЛ-1200

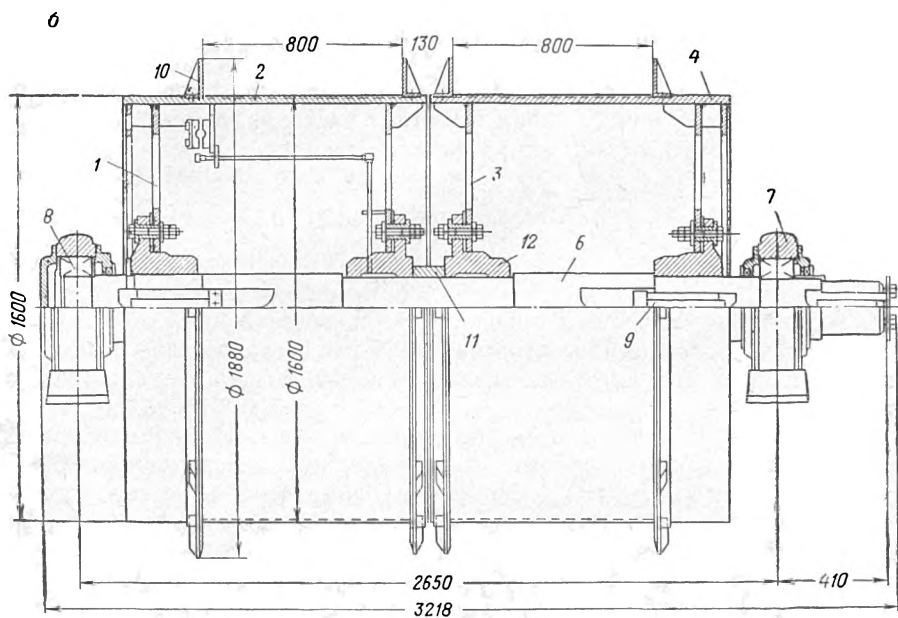
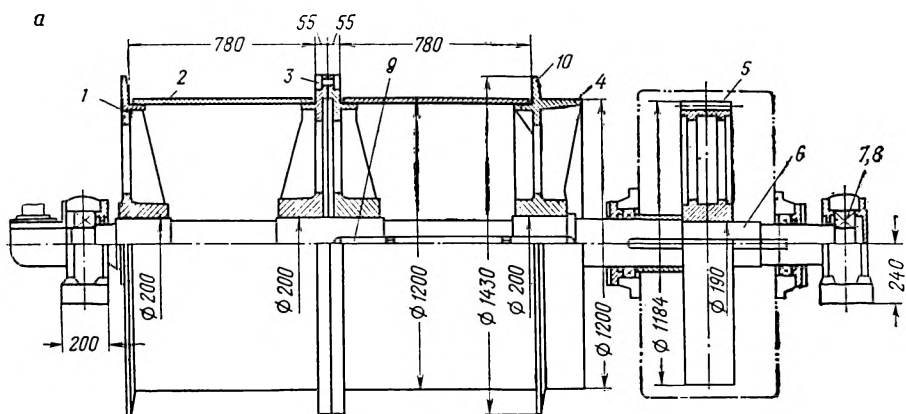


Рис. VIII.6. Узел сборки главного вала лебедок:

а — 2БЛ-1200; **б** — 2ЛГЛ-1600; 1 — диск; — обечайка; 3 — средний диск; 4 — тормозной обод; 5 — зубчатое колесо; 6 — вал; 7 — корпус подшипника; 8 — роликоподшипник; 9 — шпонка; 10 — ребра; 11 — втулка; 12 — ступица

(2БЛ-1200) — литые вместе со ступицами. Правый диск барабана имеет обработанный тормозной обод для предохранительного тормоза. В лебедках 2БЛ-1200 правый барабан связан с валом шпонками, а левый — сидит свободно на валу и соединен с правым барабаном болтами, расположенными на окружности внутренних реборд. Это позволяет производить перестановку барабанов для регулирования длины канатов после их вытяжки.

В лебедках ЛГЛ-1600 (2ЛГЛ-1600) на обечайке расположены тормозные поля и кольцевые проточки для установок реборд, которые состоят из отдельных сегментов. Реборды прикреплены к обечайкам болтами.

Высота реборд допускает трехслойную навивку каната. Концы канатов закреплены внутри барабанов специальными жимками. Диски барабанов лебедок ЛГЛ-1600 (2ЛГЛ-1600) соединены со ступицами втулками и стяжными болтами. Втулки запрессованы в отверстия дисков и ступиц. Одна из ступиц каждого барабана жестко связана с валом: на однобарабанных лебедках — за счет натяга при горячей посадке ступицы на вал; на двухбарабанных — при помощи тангенциальных шпонок. Для перестановки левого барабана двухбарабанных лебедок необходимо снять болты и втулки, соединяющие барабан с заклиненной на валу ступицей.

Лебедки БЛ-1200 и 2БЛ-1200 имеют цельные барабаны, лебедки ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600 — разъемные. Половины разъемных барабанов соединены между собой болтами, часть из которых запрессовывают в отверстия по напряженной посадке.

§ 3. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА

Общие сведения

Тормозное устройство лебедки предназначено для:

обеспечения заданного режима движения состава вагонеток и стопорения их в требуемом положении (рабочее или маневровое торможение);

остановки лебедки при возникновении опасных отклонений от нормального режима работы (предохранительное торможение).

В лебедках БЛ-1200 и 2БЛ-1200 предохранительное торможение осуществляется тормозом, воздействующим на тормозной обод правого диска барабана, а маневровое регулируемое торможение — тормозом, воздействующим на тормозной шкив, расположенный на моторном валу редуктора. Недостатком такой системы является сложение тормозных моментов от действия предохранительного и маневрового тормозов.

На лебедках ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600 предохранительное и маневровое торможение осуществляется двумя тормозами, воздействующими на тормозные ободы обечайки барабанов. В системе управления этими тормозами имеются отдельные элементы для осуществления маневрового и предохранительного торможения. Достоинства

этой системы: тормозные моменты предохранительного и маневрового торможения не складываются; повышенная степень безопасности (два исполнительных органа тормоза и два тормозных привода).

Включение предохранительного торможения происходит от действия блокировок или машинистом вручную.

Для обеспечения надежной работы тормозное устройство лебедки должно соответствовать ряду специальных требований, которые аналогичны требованиям, предъявляемым к тормозным устройствам подъемных машин. Рассмотрим только требования, специфичные для откатки в наклонных выработках.

При предохранительном и рабочем торможении отношение k тормозного момента к статическому моменту вращения при подъеме или спуске расчетного для лебедки груза должно быть не менее указанных ниже значений:

Угол наклона, градус	.5—15	20	25	30 и более
$k = \frac{M_T}{M_{ст}}$	1,8	2,0	2,6	3,0

Для выработок с переменным углом наклона наибольшая величина тормозного момента устанавливается по наибольшему углу наклона данной выработки.

Во избежание полного ослабления каната и набегания на него состава вагонеток замедление лебедки при подъеме не должно превышать указанные ниже предельные величины:

Угол наклона, градус	5	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90
Замедление, м/с ²	0,5	1,0	1,4	1,8	2,2	2,6	3,3	3,9	4,4	4,7	4,9	5,0

В выработках с переменным углом наклона должно исключаться полное ослабление каната при любом положении состава вагонеток. Для этого тормозное устройство должно автоматически создавать тормозной момент, соответствующий положению сосудов в выработке. В противном случае допустимое замедление лебедки должно приниматься по наименьшему углу наклона данной выработки.

Тормозные устройства рассматриваемых лебедок не могут обеспечивать автоматически величину тормозного момента в зависимости от допустимого значения замедления для каждого участка трассы с переменным углом наклона, что создает затруднения при их эксплуатации.

Тормозные устройства лебедок ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600

Тормозное устройство лебедок ЛГЛ-1600 (2ЛГЛ-1600) состоит из двух исполнительных органов, двух пружинно-гидравлических приводов, станции управления и двух установок конечных выключателей. Оба исполнительных органа тормоза воздействуют на

тормозное поле барабана, работают синхронно и используются как при предохранительном, так и при рабочем торможении.

Исполнительный орган тормоза (рис. VIII.7) состоит из двух тормозных балок 1, углового рычага 2, тяги 3 с правой и левой резь-

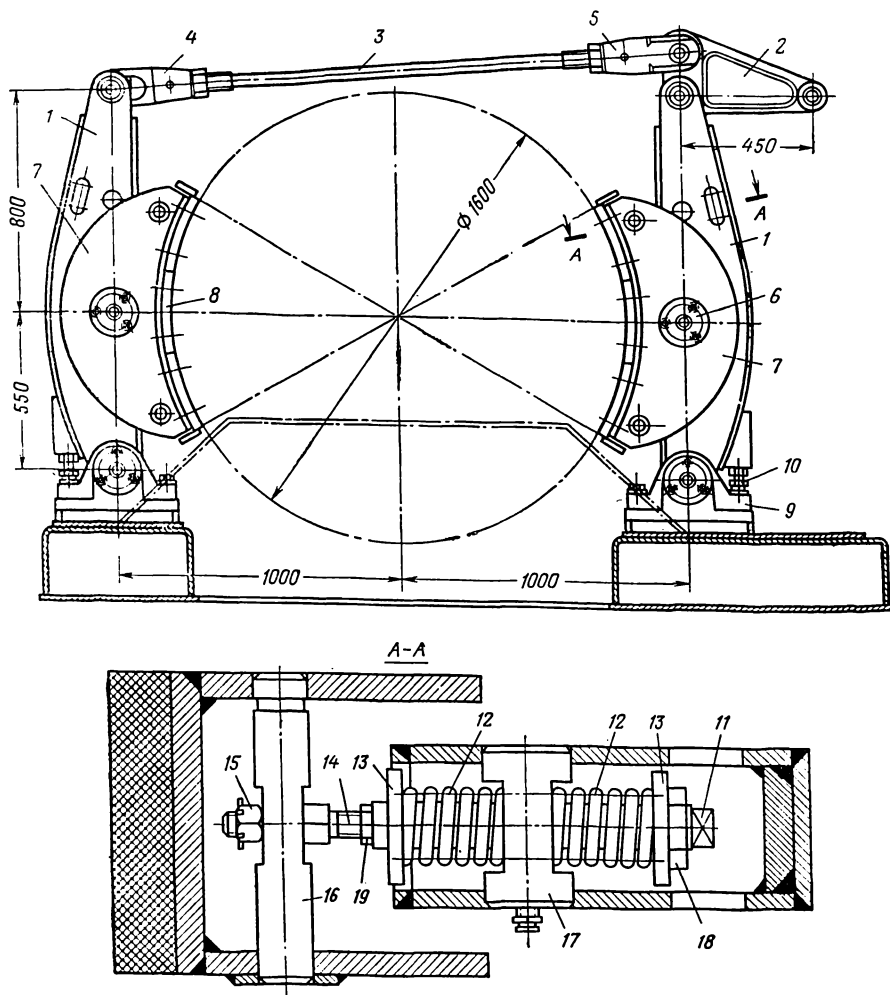


Рис. VIII.7. Исполнительный орган тормоза лебедок ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600

бой на концах и головок 4 и 5. К тормозной балке с помощью центрального шарнира 6 и пружинной подвески присоединена шарнирная балка 7, к которой болтами прикреплены пресс-массовые тормозные колодки 8. Крайние колодки дополнительно зафиксированы упорными планками. Тормозные балки шарнирно установлены на

опорах 9, зафиксированных на раме лебедки штифтами и болтами. Для обеспечения равномерного отхода тормозных балок предусмотрены винтовые упоры 10. Резьбовое соединение тяги 3 с головками 4 и 5 позволяет регулировать зазор между колодками и тормозным полем, который не должен превышать 2 мм.

Пружинная подвеска содержит шток 11, на концах которого нарезана правая и левая резьба одинакового шага. На шток надеты пружины 12 одинаковой жесткости и навинчены гайки 13. Шток при помощи винтовой тяги 14 и корончатой гайки 15 соединен с валиком 16. Последний установлен в расточках шарнирной балки и зафиксирован в осевом направлении планкой. Шток может перемещаться вдоль оси в расточке валика 17, установленного в отверстиях тормозной балки, что позволяет шарнирной балке занимать требуемое положение.

При вращении штока во время регулировки тормоза гайки 13, удерживаемые от вращения торцовыми стенками тормозной балки, перемещаются вдоль оси и изменяют деформацию пружин. После получения требуемого сжатия пружин шток фиксируют контргайкой 18. Вывинчивая или ввинчивая в шток тягу 14, устанавливают равномерный зазор между колодками и тормозным полем барабана. После регулировки тягу фиксируют контргайкой 19. Благодаря шарнирной подвеске шарнирной балки даже при угловом перемещении тормозных балок получается относительно равномерное распределение удельных давлений на тормозные колодки, а следовательно, и равномерный их износ.

Все шарниры исполнительного органа тормоза являются подшипниками скольжения. В валиках просверлены осевые и радиальные отверстия, по которым от шприца через масленки, завинченные в валики, густая смазка поступает к трущимся поверхностям.

Угловой рычаг 2 тягой с правой и левой резьбой на ее концах соединен со штоком тормозного привода.

Каждый исполнительный орган тормоза имеет свой пружинно-гидравлический привод. Привод (рис. VIII.8) состоит из цилиндра и двухсекционного пружинного блока. Каждая секция состоит из четырех пружин 3, которые опираются на направляющие стаканы 4, установленные в отверстиях верхнего 1, среднего 2 и нижнего 5 дисков.

Нижний диск жестко связан со штоком 6, поршень которого перемещается в цилиндре 8. Верхняя крышка 7 является направляющей для штока и ограничивает его перемещение вверх. В ней имеется направляющая бронзовая втулка, закрытая резиновым воротником для предотвращения от попадания грязи, и два канала: один — для подвода густой смазки, а другой — для выхода воздуха из верхней полости цилиндра. В верхней крышке закреплены тяги 14 с гайками 15, в буртики которых упирается верхний диск. Гайками 15 создается предварительная деформация пружин, соответствующая требуемому тормозному усилию. Средний и нижний диски могут перемещаться относительно тяг вверх и вниз.

В штоке и поршне имеется канал, которым цилиндр соединяется со станцией управления. В кольцевой проточке поршня установлена воротниковая манжета 13 из маслостойкой резины. Масло попадает под манжету через отверстия в торце поршня.

Нижняя крышка 12 с помощью проушин, валика 11 и сферического шарнира 10 соединена с опорой 9, закрепленной на раме лебедки.

Усилие пружинного блока через нижний диск передается на шток поршня и при заторможенной лебедке — далее через винтовую тягу на угловой рычаг исполнительного органа тормоза. При подаче масла в цилиндр шток и нижний диск поднимаются вверх и лебедка растормаживается. Одновременно с ними перемещается вверх средний диск, и пружинный блок получает дополнительную деформацию. При выпуске масла из цилиндра шток опускается вниз и лебедка затормаживается.

Для обеспечения надежной работы тормозов каждый пружинно-гидравлический привод имеет электрические блокировки, включающие тормоз и не допускающие включения электродвигателя при чрезмерном износе тормозных колодок и понижении давления масла в гидросмесителе. Для этого на каждом приводе имеется по два

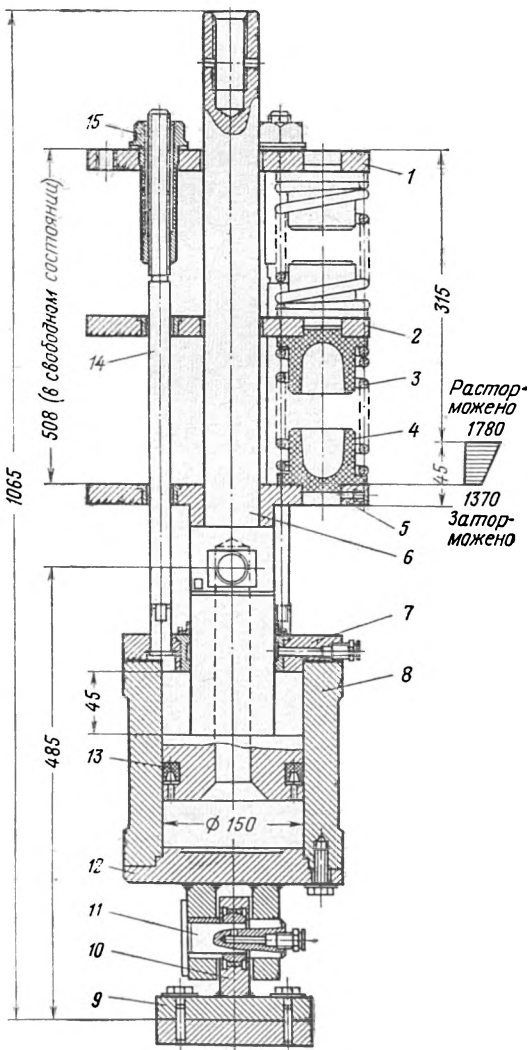


Рис. VIII.8. Пружинно-гидравлический привод тормоза лебедок ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600

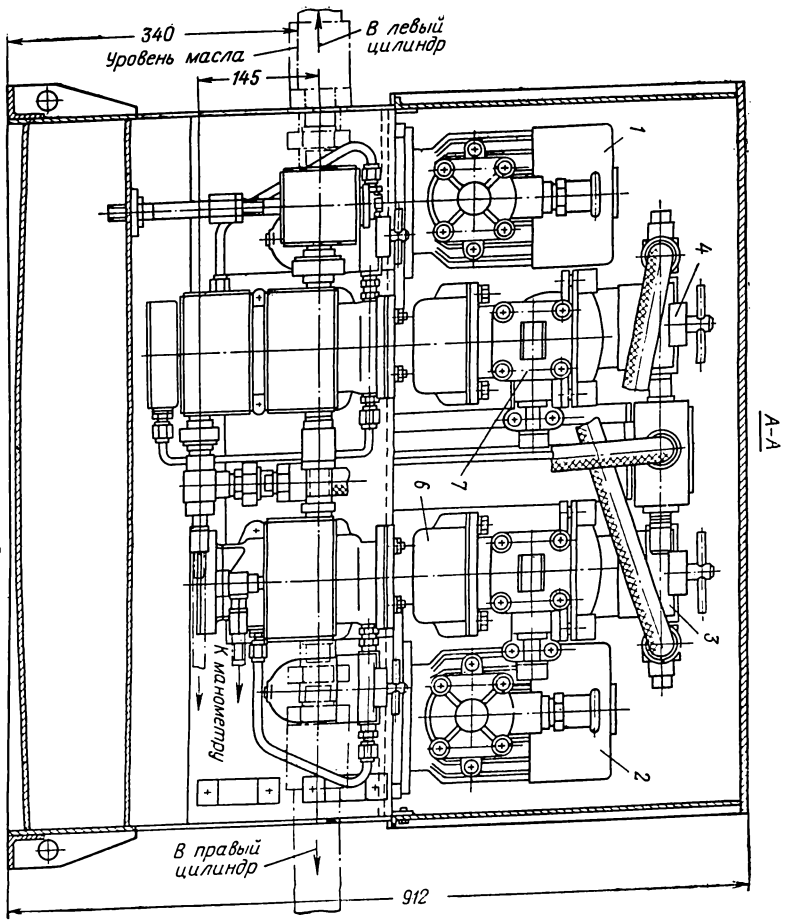
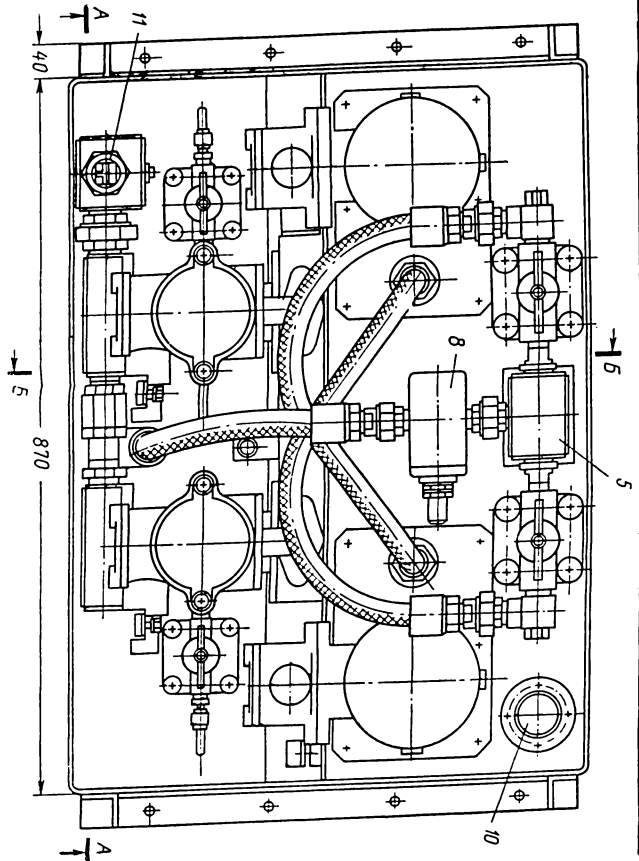
концевых выключателя. Нижний выключатель (ВИК) контролирует крайнее нижнее положение штока привода и срабатывает при износе колодок и увеличении зазора между колодками и тормозным

полем барабана сверх допустимой величины. При этом размыкающий контакт выключателя подает импульс в цепь защиты лебедки. Цикл движения сосудов завершается, но следующее включение лебедки не может быть произведено. Верхний концевой выключатель имеет замыкающие контакты, которые не замыкают цепь защиты до тех пор, пока поршень не дойдет до определенного верхнего положения, т. е. пока не произойдет требуемого снижения тормозного момента и растормаживания лебедки.

Управление тормозом осуществляется с помощью станции. Все узлы станции управления приводом тормоза (рис. VIII.9) собраны в блоке, нижний отсек которого служит баком. Станция состоит из двух насосных установок 1 и 2, пластинчатых фильтров 3 и 4, узлов сборки обратных клапанов 5, электрогидравлического регулятора давления 6, электрогидравлического устройства предохранительного торможения 7 и предохранительного клапана с переливным золотником 8. В бак через люк с сетчатым фильтром и крышкой заливается чистое минеральное масло вязкостью 12—14 сст. Уровень масла в баке 9 контролируется по указателю 10. Насосная установка состоит из асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором, понижающей зубчатой передачи и лопастного насоса Г12-23, погруженного в масло. Определенное постоянное давление масла в гидросистеме поддерживается с помощью регулируемого предохранительного клапана с переливным золотником Г52-14. Максимальное давление масла в гидросистеме станции $12 \pm 0,5$ кгс/см². Все узлы станции соединены между собой трубопроводами. Некоторые из них выполнены в виде корпусных деталей. В один из корпусов вставлена пробка трехходового крана 11.

Взрывобезопасное электрогидравлическое устройство предохранительного торможения УПТВ (рис. VIII.10) лебедок ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600, представляющее собой электрически управляемый четырехходовой золотниковый кран, предназначено для выпуска масла из цилиндров пружинно-гидравлических приводов тормоза. В корпус 1 задрессована втулка 2, в которой перемещается золотник 3. Втулка закрыта пробкой 4. Между пробкой и золотником расположена пружина 5. Камера управления 6 через дроссельный шипель 7, пластинчатый фильтр 8 и трубопровод 9 соединена с напорным трубопроводом. Устройство предохранительного торможения может находиться в двух состояниях: «расторжено» и «заторможено».

В состоянии «расторжено» обмотка электромагнита 10 обтекает током. Заслонка 11, связанная с якорем 12 электромагнита, перекрывает выход маслу через сопло 13. В камере управления и связанной с ней трубопроводом 14 камере 15 устанавливается максимальное давление масла. Золотник занимает верхнее положение, удерживает пружину в сжатом состоянии и соединяет напорный трубопровод (канал А) с регулятором давления (канал В). При этом тормозные цилиндры (канал В) отсоединены от сливного трубопровода (канал Г).



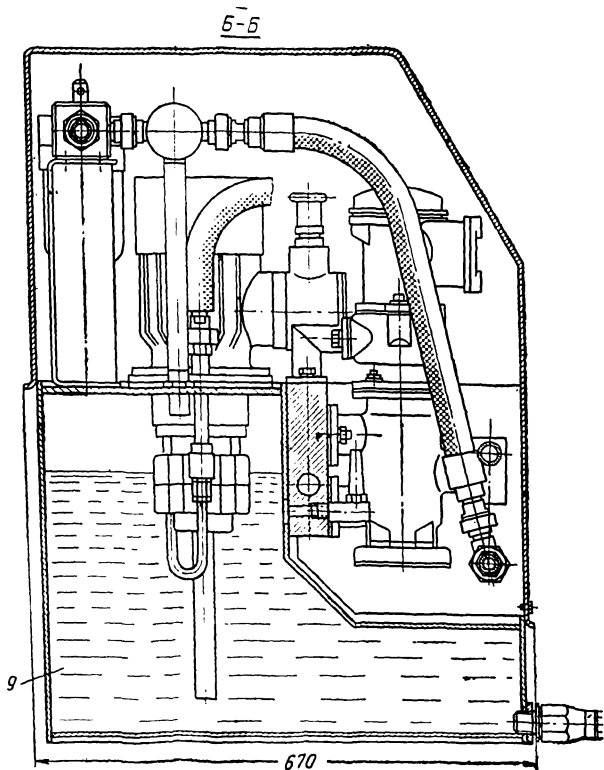


Рис. VIII.9. Станция управления приводом тормоза лебедок ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600

В состоянии «заторможено» цепь защиты разомкнута и обмотка электромагнита не обтекается током. Под действием пластинчатой пружины 16 якорь и заслонка удерживаются в верхнем положении. Масло из камер управления вытекает через сопло в бак по дренажному трубопроводу 17. Золотник под действием пружины занимает нижнее положение, упираясь в крышку 18, и соединяет тормозные цилиндры (канал В) со сливным трубопроводом (канал Г). При этом каналы А и Б разобщены, т. е. регулятор давления отсоединен от напорного трубопровода.

Взрывобезопасный электрогидравлический регулятор давления РДВГ (рис. VIII.11), применяющийся на лебедках ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600 и представляющий собой дистанционно управляемый трехходовой золотниковый кран, предназначен для управления тормозом при маневровом торможении лебедки. Регулятор работает по принципу проточного регулирования давления масла в камере управления с обратной перестановкой золотника по давлению в тормозном цилиндре. В корпус 1 запрессована втулка 2, в которой

перемещается золотник 3. Снизу корпус закрыт крышкой 4. На корпусе установлен переходник 5 с гидроусилителем, имеющим сопло 6 и заслонку 7, жестко связанную с якорем 8 электромагнита 9. Масло к регулятору давления подводится по напорному каналу А от устройства предохранительного торможения УПТВ. Канал В корпуса

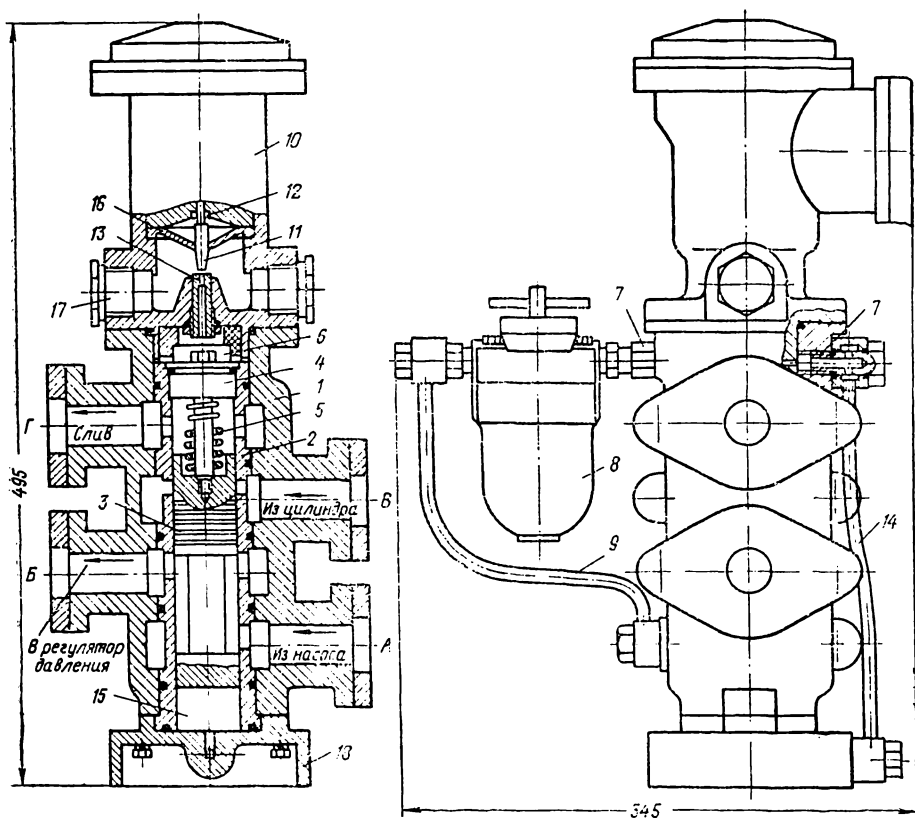


Рис. VIII.10. Взрывобезопасное электрогидравлическое устройство предохранительного торможения УПТВ

соединен с цилиндром пружинно-гидравлического привода тормоза, а канал В — со сливом. Камера управления 10 через дроссельный ниппель 11, пластинчатый фильтр 12 и трубопровод 13 соединена с напорным каналом А.

Давление масла в камере управления определяется расходом масла через сопло 6 и дроссельный ниппель 11. Если приток масла больше его истечения, то давление в камере управления увеличивается, и наоборот. Расход масла через сопло 6 зависит от положения заслонки 7, которое определяется током в обмотке электромагнита. Подзолотниковая камера 14 каналом 15 соединена с тормоз-

ным цилиндром. Вес золотника уравновешен усилием пружины 16. При равенстве давлений в камерах 10 и 14 золотник занимает нейтральное положение, при котором каналы А, Б и В разобщены.

При увеличении тока в обмотке электромагнита якорь 8 опускает заслонку 7 вниз, уменьшая зазор между соплом и заслонкой. Давление в камере управления возрастает, золотник опускается вниз

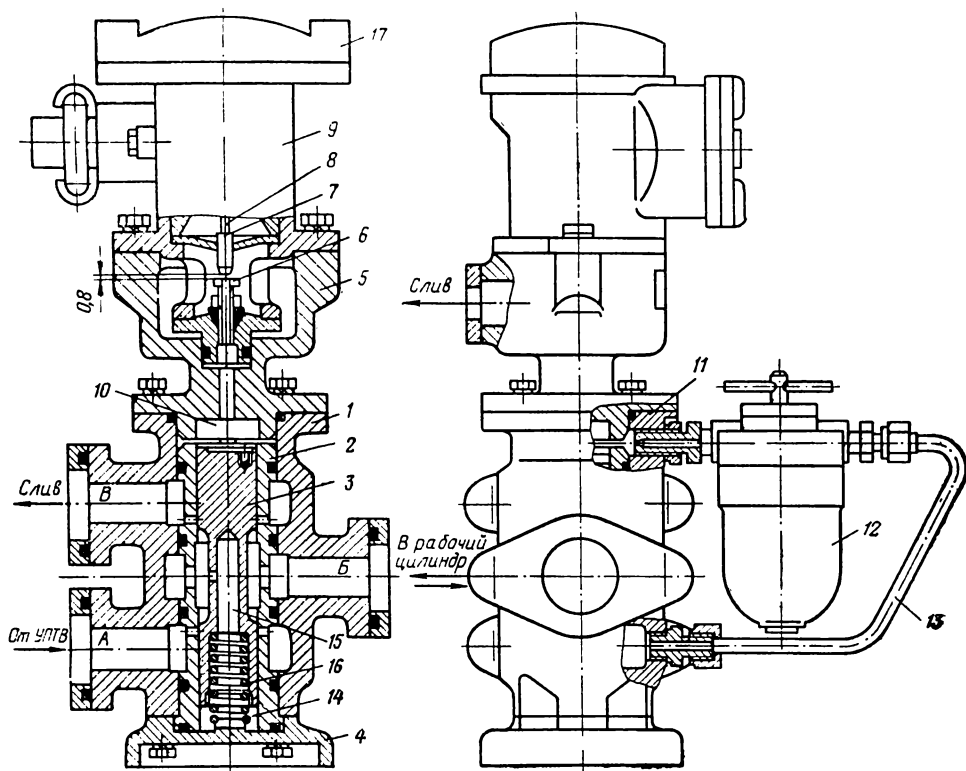


Рис. VIII.11. Взрывобезопасный электрогидравлический регулятор давления РДВГ

(прямая перестановка) и соединяет напорный трубопровод (канал А) с тормозными цилиндрами (канал В). Как только давление в цилиндрах сравнивается с давлением в камере управления, золотник поднимается вверх (обратная перестановка) и отсекает напорный поток масла. С увеличением давления в цилиндрах пружины приводов тормоза сжимаются, а тормозное усилие уменьшается.

При уменьшении тока в обмотке электромагнита заслонка 7, подвешенная на пластинчатых пружинах, поднимается, давление в камере управления уменьшается, равновесие золотника нарушается и он под действием пружины 16 и давления в нижней камере

перемещается вверх, соединяя цилиндры приводов тормоза (канал *B*) со сливным баком (канал *B*). В момент равенства давлений в камере управления и цилиндрах приводов золотник опускается и отсекает поток масла. По мере снижения давления масла в цилиндрах пружины приводов тормоза разжимаются, а тормозное усилие увеличивается.

Первоначальную величину зазора между торцами сопла и заслонок можно отрегулировать при открытой крышке *17*.

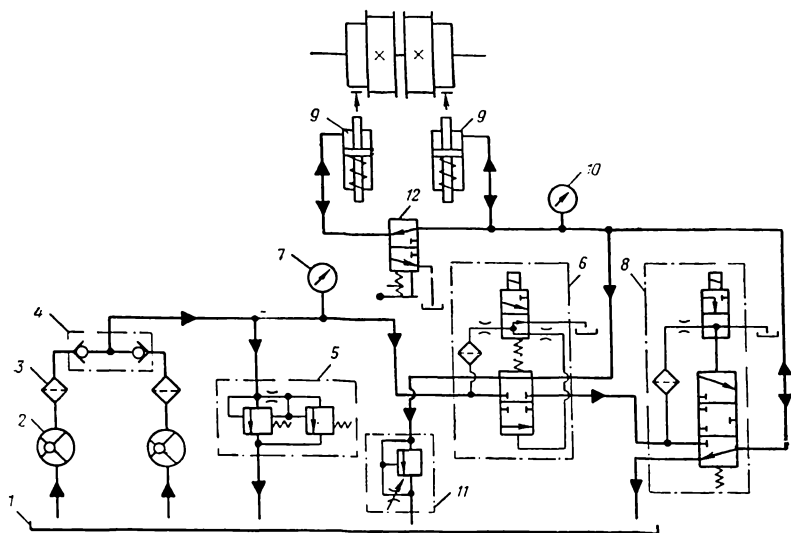


Рис. VIII.12. Гидравлическая схема тормоза лебедок ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600

Станция управления тормозом работает следующим образом (рис. VIII.12). Масло из сливного бака *1* насосной установкой *2* подается через фильтр *3*, обратный клапан *4* к разгрузочному клапану *5* и устройству предохранительного торможения *6*. Насос работает постоянно. При достижении максимального давления избыток масла через клапан *5* сливается в бак. Давление масла контролируется по манометру *7*.

Если электрогидравлическое устройство предохранительного торможения находится в состоянии «расторможено» (его золотник находится в верхнем положении), масло поступает к регулятору давления *8*. В зависимости от положения рукоятки тормозного командоаппарата, расположенного на пульте управления, в обмотке электромагнита регулятора устанавливается определенная величина тока и, следовательно, определенное давление масла в цилиндрах *9* тормозных приводов и определенное тормозное усилие. Бóльшей величине тока соответствует меньшее тормозное усилие. Давление в цилиндрах указывается манометром *10*, установленным

на пульте управления. При уменьшении тока до дежурной величины или полного отсутствия его давление в тормозных цилиндрах уменьшается до нуля и наступает максимальное тормозное усилие вследствие маневрового торможения.

В случае нарушения нормального режима работы лебедки замыкается цепь защиты и обесточиваются электромагниты устройства предохранительного торможения и электромагнит регулятора давления. При этом происходит предохранительное торможение. Характер нарастания тормозного усилия определяется настройкой клапана замедленного торможения 11. С увеличением сопротивления клапана происходит более плавное нарастание тормозного усилия. Вместе с тем увеличивается время холостого хода тормоза и

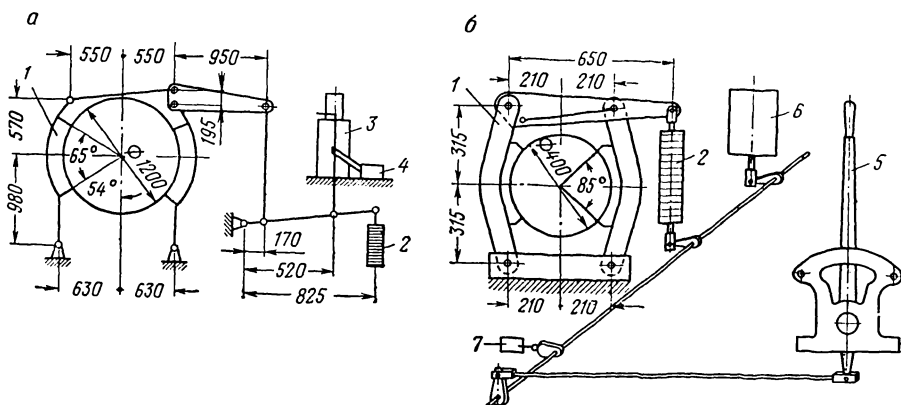


Рис. VIII.13. Схемы тормозов лебедок БЛ-1200 и 2БЛ-1200:
а — предохранительного; б — маневрового

время нарастания тормозного усилия, что является существенным недостатком этого устройства. Во время перестановки барабанов левый тормозной цилиндр краном 12 соединяется с баком.

Тормозные устройства лебедок БЛ-1200 и 2БЛ-1200

Предохранительный тормоз лебедок БЛ-1200 и 2БЛ-1200 (рис. VIII.13, а), состоит из исполнительного органа 1, тормозные балки которого шарнирно закреплены на раме лебедки и совершают угловое перемещение. На тормозных балках закреплены пресс-массовые колодки, воздействующие на тормозной диск барабана под действием веса тормозного груза 2. Груз приподнимается и удерживается в верхнем (расторженном) положении электрогидравлическим приводом 3 типа ТЭГ-300. Для контроля верхнего положения груза предусмотрен выключатель блокировки тормоза 4.

Маневровый тормоз лебедок БЛ-1200 и 2БЛ-1200 (рис. VIII.13, б) воздействует на тормозной шкив, посаженный консольно на конце приводного вала редуктора. На тормозных балках исполнительного

органа 1 закреплены чугунные колодки, футерованные пресс-массовой лентой 6КВ-10. Прижимаются колодки к тормозному шкиву грузом 2.

При ручном управлении груз удерживается в верхнем положении с помощью рукоятки 5, установленной на стойке управления, или при помощи электромагнита 6 типа КМТ-411 при дистанционном управлении. В последнем случае тормозное усилие не регулируется, а производится только стопорное торможение. При полностью заторможенном маневровом тормозе замыкаются контакты блокировочного выключателя 7, после чего можно зарядить (растормозить) предохранительный тормоз.

§ 4. ПРИВОД

Основными составными частями привода лебедок являются электродвигатель, редуктор, соединительные муфты и аппаратура управления.

Редукторы лебедок (двухступенчатые с разъемом по оси валов) выполняют с передаточными числами 20 или 30. Зубья колес смазываются окунанием в масляную ванну и разбрызгиванием.

В лебедках ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600 редуктор ЦДН-103 (рис. VIII.14) имеет зубчатые передачи с дозаполненным зацеплением Новикова. Быстроходная ступень — раздвоенная шевронная, тихоходная — косозубая. Передачи смонтированы в чугунном корпусе, плоскость разъема которого наклонена под углом 10° к его основанию. При этом упрощается рама (по сравнению с рамой редуктора ЦД5-115 лебедок БЛ-1200) и создаются условия для окунания в масло колес обеих ступеней. Плоскость разъема редуктора уплотняют резиновыми шнурами. Для защиты разъема от струй масла внутри редуктора на стороне быстроходного вала установлен защитный козырек. Чтобы предотвратить утечки масла, в местах выхода валов между подшипниками и торцовыми крышками устанавливаются маслосбрасывающие кольца, а за ними лабиринтные уплотнения. Для осмотра передач на крышках редукторов предусмотрен люк.

Быстроходный вал редуктора втулочно-пальцевыми муфтами соединен одним концом с валом электродвигателя, а вторым — с валом центробежного реле. Соединение тихоходного вала редуктора с главным валом лебедки осуществляется зубчатой муфтой МЗ-12 и с валом аппарата управления АУЛ-1 — крестово-кулисной муфтой. Все муфты закрыты щитками.

В лебедках БЛ-1200 и 2БЛ-1200 быстроходный вал редуктора (рис. VIII.15) соединен с валом электродвигателя втулочно-пальцевой муфтой. На другом конце вала редуктора установлена полумуфта (шкив маневрового тормоза), позволяющая присоединить резервный электродвигатель, который расположен за пределами рамы лебедки.

Электродвигатели лебедок — асинхронные с фазным ротором. Вся электроаппаратура имеет взрывобезопасное исполнение.

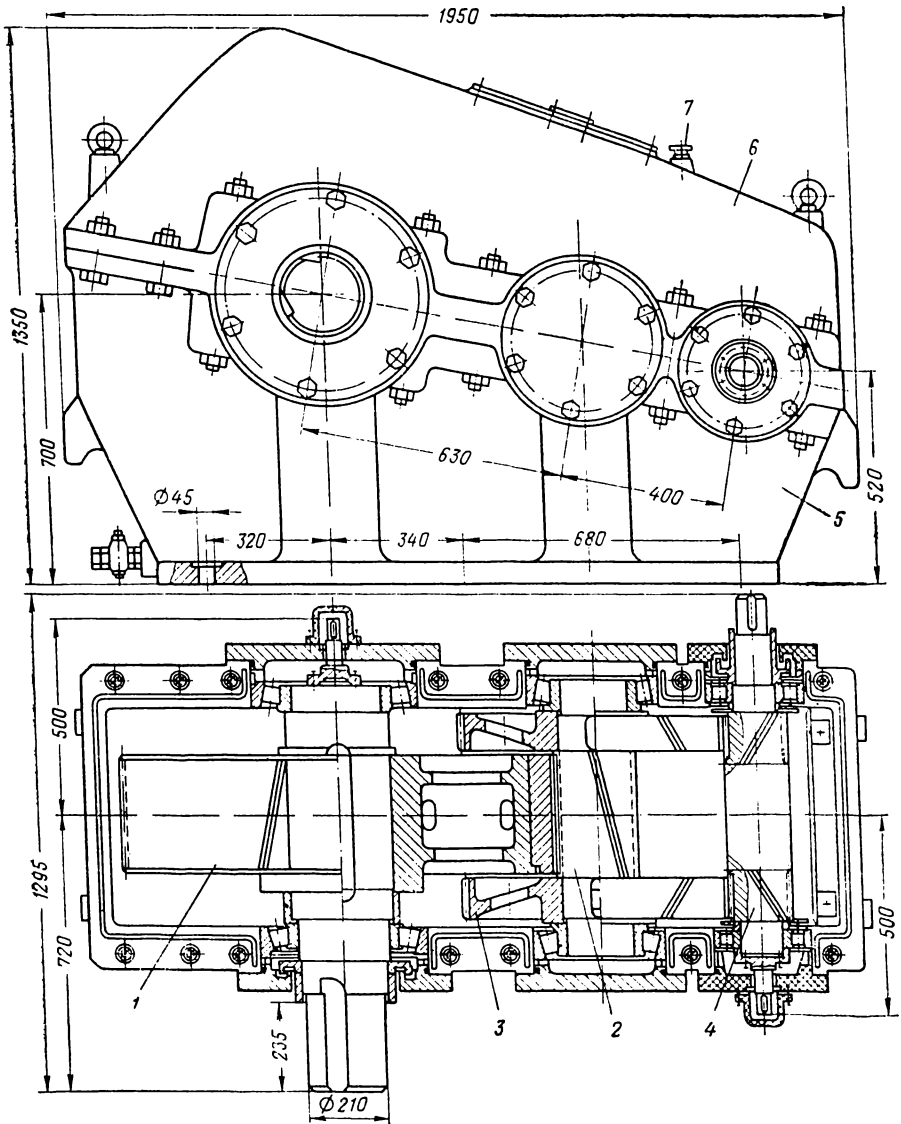


Рис. VIII.14. Редуктор лебедок ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600:

1 — зубчатое колесо тихоходного вала; 2 — вал-шестерня промежуточного вала; 3 — зубчатое колесо промежуточного вала; 4 — вал-шестерня быстроходного вала; 5 — корпус редуктора; 6 — крышка; 7 — указатель уровня масла

Аппарат управления лебедкой (ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600) содержит блок путевых выключателей и электрический сельсин-датчик указателя длины пути, установленный на пульте управления.

Микропереключатели блока путевых выключателей предназначены для выполнения функций конечных выключателей, подачи

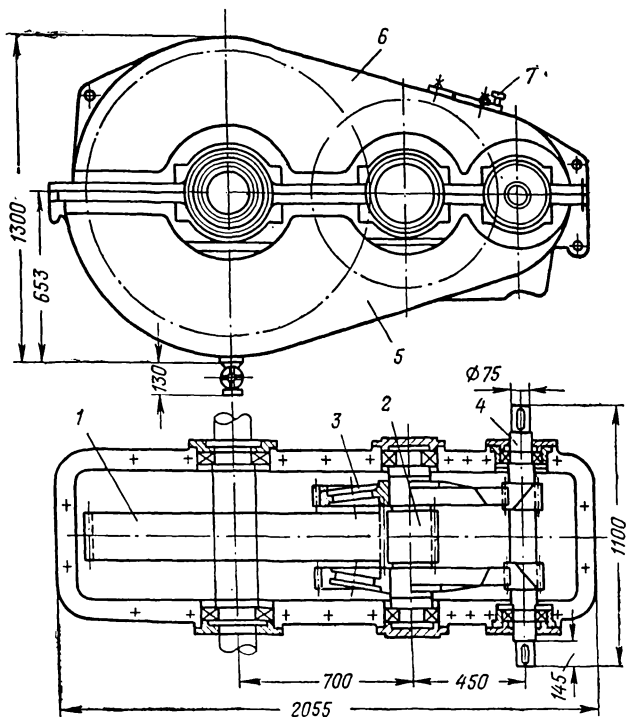


Рис. VIII.15. Редуктор лебедок БЛ-1200 и 2БЛ-1200 (расшифровку позиций см. на рис. VIII.14)

звуковых и световых сигналов машинисту о начале замедления, импульсов в схему автоматизации и защиты (начало замедления, контроль скорости подхода состава вагонеток к приемной площадке и точная остановка состава).

Схемы управления лебедками предусматривают защиты от превышения максимальной скорости, переподъема составов вагонеток, чрезмерного износа тормозных колодок, перегрузки электродвигателя, понижения или исчезновения напряжения в сети и пр. Во всех случаях срабатывания защиты отключается главный электродвигатель и лебедка затормаживается.

Глава IX

ПОДВЕСНЫЕ КАНАТНЫЕ ДОРОГИ

§ 1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Подвесные канатные дороги в горной промышленности преимущественно используют на поверхности для внешнего и внутреннего транспорта. В последние годы они получают распространение также и в подземных условиях.

Основными узлами подвесных канатных дорог являются концевые станции, средняя часть и вагонетки.

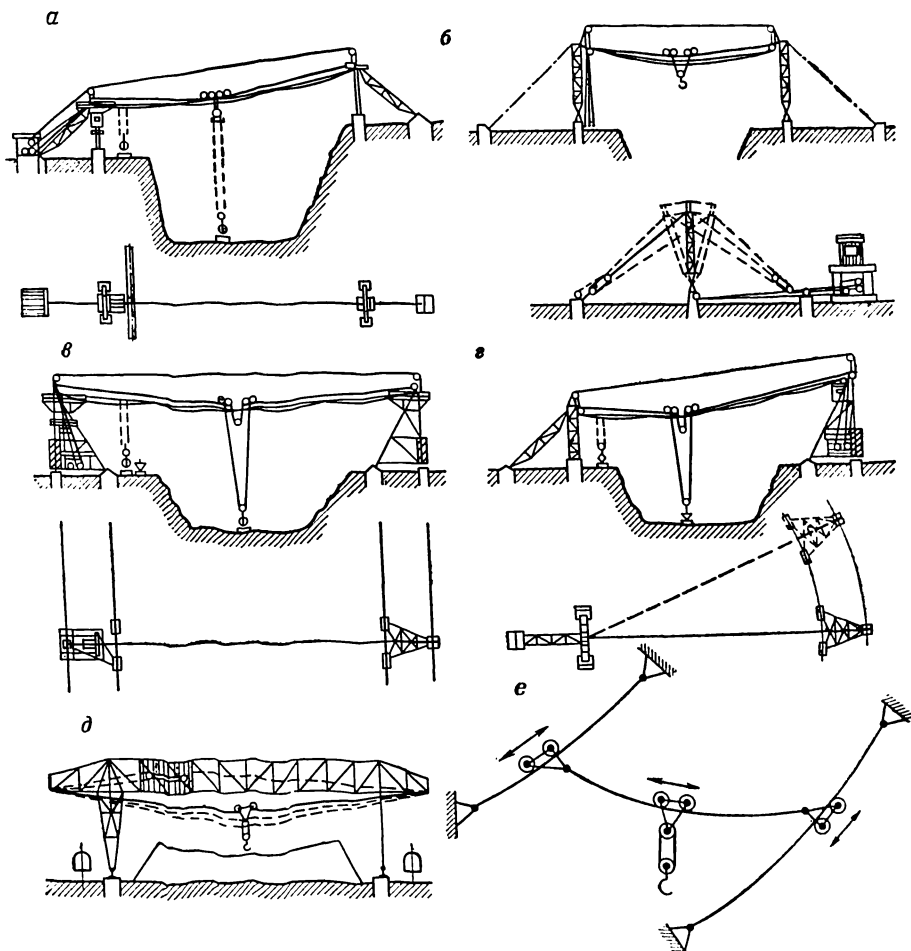


Рис. IX.1. Типы кабельных кранов:

а — неподвижный; б — неподвижный с отклоняющимися мачтами; в — параллельно-передвижной; г — поворотный (радиальный); д — мостоканальный; е — висячий

На концевых станциях устанавливают приводы, натяжные устройства и оборудование для механизации операций, связанных с загрузкой и разгрузкой вагонеток.

Средняя часть дороги состоит из несущих и тяговых канатов, опор с башмаками, поддерживающих и направляющих роликов.

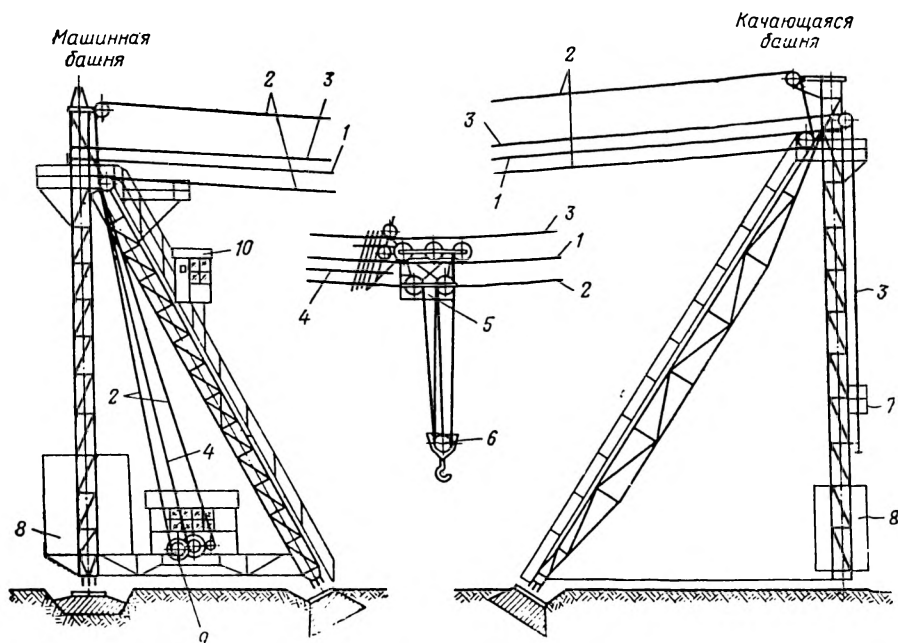


Рис. IX.2. Схема кабельного крана:

1 — несущий канат; 2 — тяговый канат; 3 — канат для поддержек; 4 — подъемный канат; 5 — грузовая тележка; 6 — обойма с блоками; 7 — натяжной груз; 8 — противовес башни; 9 — лебедка; 10 — кабина машиниста

В подземных условиях, особенно на гидрошахтах, где горизонтальные выработки имеют сравнительно большой уклон (примерно 5°) при сплошной конвейеризации основных грузов, а также в ряде других случаев транспортирование вспомогательных материалов, оборудования и людей производят канатными и монорельсовыми дорожками. Их устанавливают в выработках высотой 1,5—1,7 м с углами наклона от 0 до 45° , с поворотами до 90° и радиусами закругления свыше 0,8 м. Длина установок достигает 1500—2500 м.

При монорельсовых дорожках грузы перемещают по монорельсам, подвешенным к крепи выработки.

Транспортирование грузов в подземных условиях осуществляется специальными тележками. Перевозку людей производят на специальных подвесных сиденьях, а грузов — контейнерами или подвесками, которые прикрепляют к тяговому канату.

Производительность подземной одноканатной дороги по перевозке людей составляет 200 чел/ч при скорости движения 1,2 м/с. Производительность монорельсовых установок при транспортировании крепи, материалов и оборудования на расстояние 1—1,5 км составляет 10—35 т/ч при скорости движения 0,4—1,8 м/с.

Разновидностью челноковых двухканатных дорог являются кабельные краны.

В зависимости от характера работы кабельные краны делят на неподвижные, передвижные и поворотные (рис. IX.1).

Кабельные краны представляют собой две башни или мачты, между которыми натянут несущий канат (рис. IX.2). Перемещение тележки производят при помощи тягового каната. Одна из башен может быть выполнена качающейся. Грузоподъемность кабельных кранов 3—25 т, а в отдельных случаях 50—150 т. Скорость движения грузовой тележки 3,3—6 м/с, при больших пролетах достигает 8—10 м/с.

§ 2. ВАГОНЕТКИ

Конструкция вагонеток

Вагонетки делят на три группы: для насыпных грузов, штучных грузов и людей.

Вагонетки с нижней тягой получили наибольшее распространение, так как они надежно работают при любом профиле и характере трассы дороги.

Вагонетки для транспортирования насыпных грузов выполняют с опрокидным кузовом, с раскрывающимся днищем и с откидной торцевой стенкой.

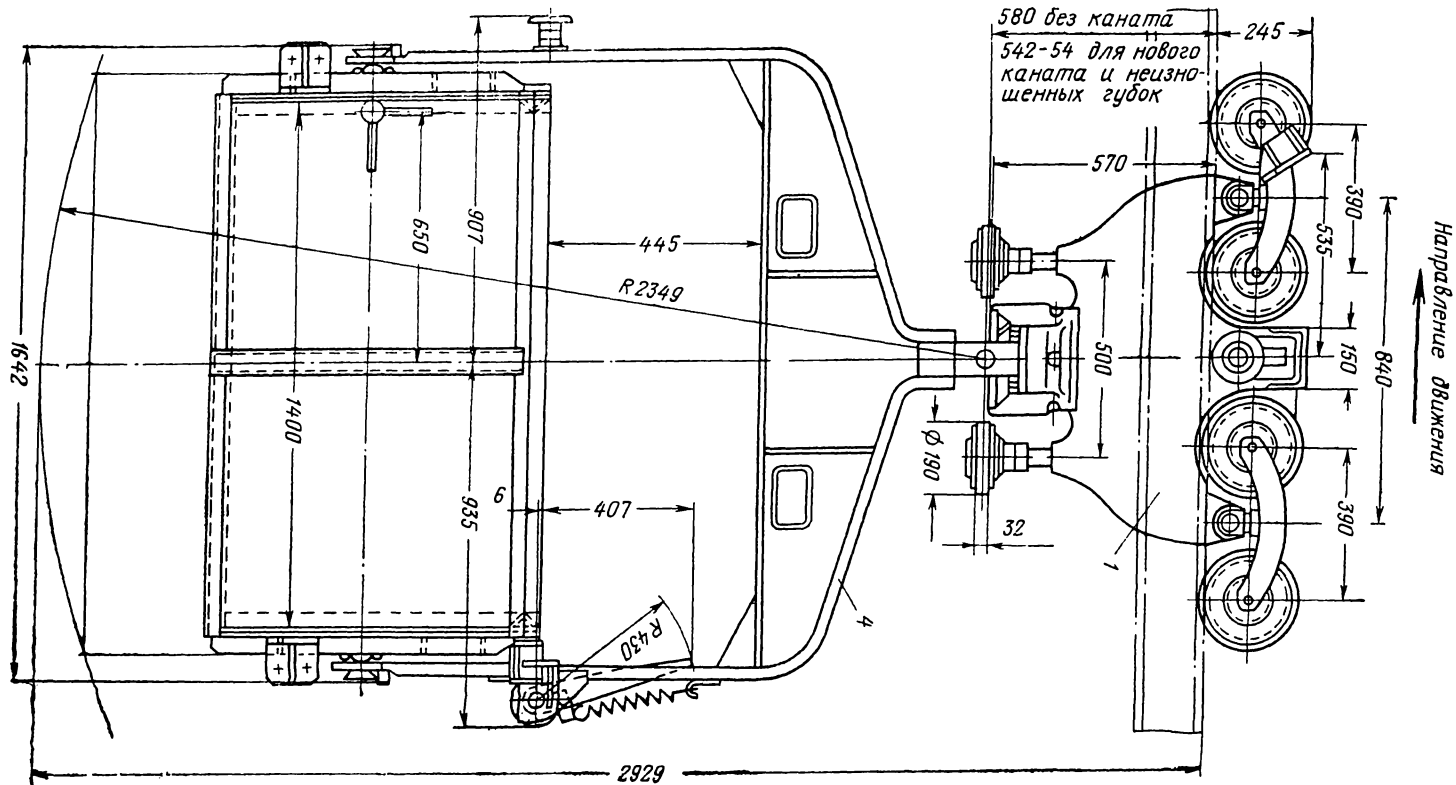
Нормализованные вагонетки Союзпроммеханизации с опрокидными сварными кузовами (ГОСТ 10353—63) широко применяют на действующих грузовых подвесных дорогах. Модернизация вагонеток, произведенная в последнее время ЦПКБ Союзпроммеханизации, привела к изменению формы кузова, которая отвечает требованиям технологии поточного производства завода «Серп и Молот» (рис. IX.3).

Основными расчетными параметрами вагонеток для насыпных грузов являются: грузоподъемность тележки P_T и емкость кузова V . Расчет ведут для параметрического ряда $P_T = 1000, 1250; 1600$ и 2000 кг и $V = 0,5; 0,65; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6$ м³.

Грузоподъемность вагонеток для кольцевых дорог в зависимости от производительности дороги составляет 250—1200 кг, при высоких производительностях — 1500—2500 кг, а для челноковых дорог — 5000—8000 кг.

Вагоны для людей снабжают специальными кабинами или креслами.

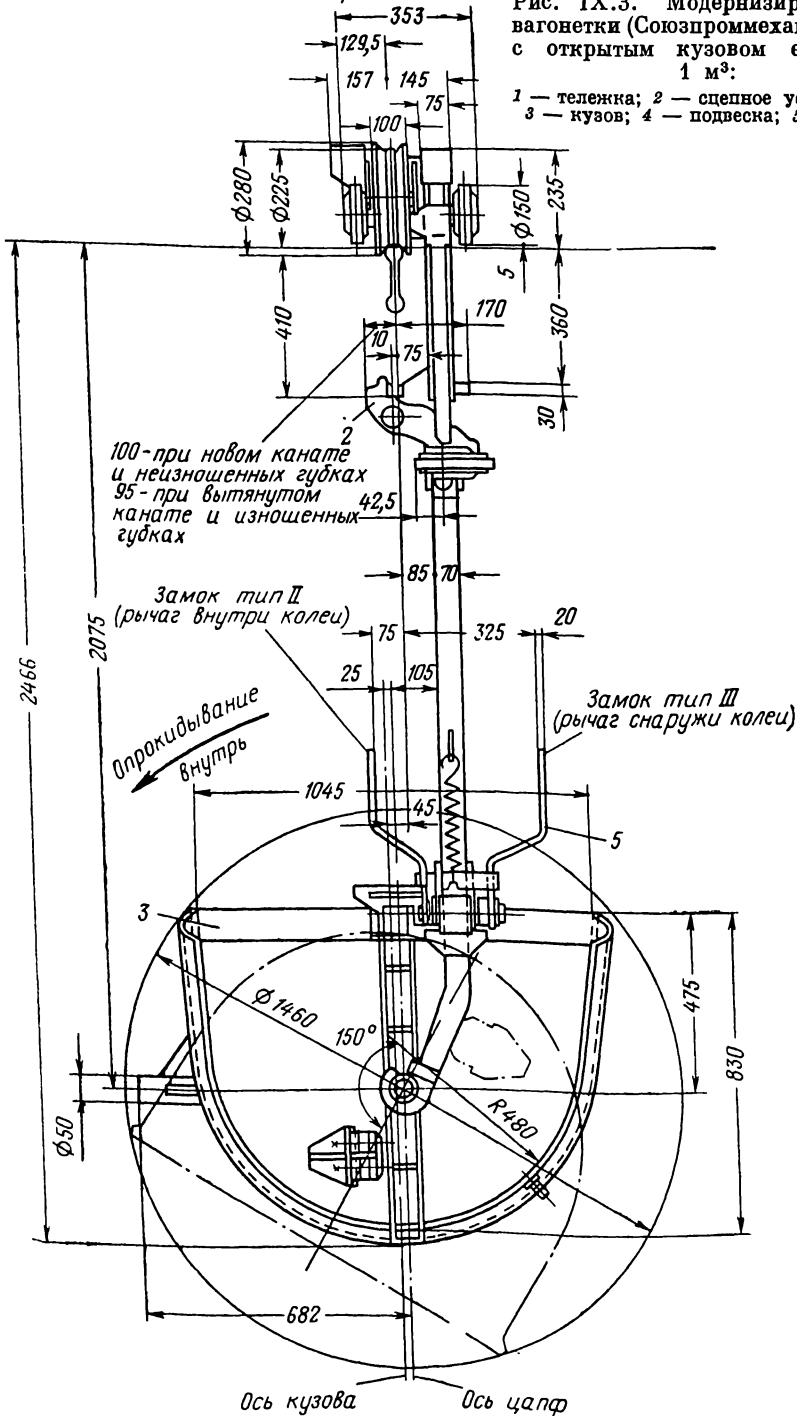
Вагоны пассажирских двухканатных маятниковых дорог имеют вместимость 15—40 человек (иногда 80—100 человек), а при небольшой производительности — 4—8 человек.



Движение правое

Рис. IX.3. Модернизированные вагонетки (Союзпроммеханизации) с открытым кузовом емкостью 1 м³:

1 — тележка; 2 — спешное устройство; 3 — кузов; 4 — подвеска; 5 — замок



Вагоны кресельных дорог обычно одно- или двухместные.

Подвесные сиденья (стулья) подземных дорог — одноместные. Стулья подсоединяют к канату при помощи зажимов.

Вагонетки подвесных канатных дорог состоят из тележки, подвески и кузова. Кузов в зависимости от назначения вагонетки может быть заменен кабиной, платформой или специальными захватами. Запас прочности деталей сочленения подвески с тележкой и кабиной принимают не менее 10, других несущих деталей вагонов, кабин и подвесок не менее пяти, остальных деталей — не менее двух.

Опрокидной кузов вагонетки для насыпных грузов делают трапециевидного или полукруглого сечения из листовой стали толщиной 3—5 мм. Для опрокидывания кузова ось цапфы размещают так, чтобы центр тяжести груженого кузова был выше, а порожнего — ниже оси вращения. Это вызывает автоматическое восстановление положения кузова после разгрузки.

Кузовы с раскрывающимся днищем и с откидной торцовой стенкой позволяют осуществить замедленное опорожнение и тем уменьшить опасные для устойчивости вагонетки вертикальные колебания несущего каната.

Кабины для перевозки людей обычно выполняют закрытыми со стенками и крышей. При малой вместимости и благоприятных климатических условиях кабину иногда выполняют в виде открытой площадки с ограждением высотой 1,3 м. Высота кабин, в которой пассажиры едут стоя, составляет 2—2,2 м, а двух- и четырехместных кабин, в которых пассажиры едут сидя, — не более 1,5 м. Площадь пола кабины принимают из расчета 0,2 м² на одного пассажира. Кабина имеет круговое остекление, начиная с высоты 1,1 м от пола.

Расчетная масса пассажира при вместимости вагона до 15 человек 70 кг, а при большем числе мест — 65 кг.

Кресла располагают обычно вдоль оси кресельной дороги, что наиболее удобно для посадки и высадки людей на ходу. Кресла могут иметь подножку и перекладину. Собственная масса одноместного вагона 20—40 кг.

Сиденья кресел имеют наклон назад. Ширину одноместного сиденья принимают не менее 0,5 м.

Стулья-платформы или носилки для перевозки людей в подземных условиях устанавливают через 9 м. Для перевозки 3—4 пассажиров платформы подвешивают к двоянным кареткам. Грузоподъемность кареток от 100 до 500 кг.

Подвески грузовых вагонеток выполняют сварными из стальной полосы сечением 70 × 20 мм или 70 × 30 мм. В верхней части подвески вваривают головку, которая пальцем шарнирно соединяется с тягой ходовой тележки. Подвижное соединение позволяет подвеске и кузову принять вертикальное положение независимо от угла наклона несущего каната. В нижней части боковая планка имеет крюк, внутрь которого заходит шейка цапфы кузова.

Подвески грузовых вагонеток изготовляют из стали марки Ст. 3. Жесткость подвесок обеспечивается соответствующим расположением связей.

Ходовые тележки и грузовых вагонеток имеют сварной или литой стальной корпус с четырьмя или двумя ходовыми колесами на опорах качения. В вагонах грузоподъемностью 4—5 т, проектируемых ВНИИПТмашем, принято восемь колес.

В четырехколесных тележках колеса посажены попарно на балансирах, соединенных с корпусом двумя шарнирами — горизонтальным и вертикальным. Такая конструкция позволяет проходить вертикальные и горизонтальные кривые.

Устойчивость вагонеток

В грузовых вагонетках сцепные устройства располагают на ходовой тележке или на подвеске (рис. IX.4).

При расположении сцепного устройства на ходовой тележке (рис. IX.4, а), когда шарнир подвески *B* расположен ниже зажима *C*, а центр тележки *A* ниже несущего каната, возникает устойчивое положение вагонетки.

Действие всех сил на ходовую тележку в этом случае можно свести к нормальной силе

$$N = (Q_1 + Q') \cos \beta + Q_\tau \quad (\text{IX.1})$$

и к моменту

$$M = (Q'b - Q_1c) \sin \beta - Wa, \quad (\text{IX.2})$$

где Q_1 — собственный вес ходовой тележки;
 Q' — вес частей, подвешенных к тележке;
 Q_τ — давление тягового каната;
 β — угол подъема вагонетки;
 W — вредные сопротивления.

Реакция ходовых колес с учетом $Q_1 + Q' = Q$

$$R_{1,2} = \frac{N}{2} \mp \frac{M}{l} = \frac{1}{2} \left(Q \cos \beta + Q_\tau \pm W \frac{2a}{l} \right) \mp \left(Q' \frac{b}{l} - Q_1 \frac{c}{l} \right) \sin \beta. \quad (\text{IX.3})$$

Так как

$$W = (Q \cos \beta + Q_\tau) f_0,$$

где f_0 — коэффициент сопротивления движению, то

$$R_{1,2} = \frac{1}{2} (Q \cos \beta + Q_\tau) \left(1 \pm 2f_0 \frac{a}{l} \right) \mp \left(Q' \frac{b}{l} - Q_1 \frac{c}{l} \right) \sin \beta. \quad (\text{IX.4})$$

В связи с тем, что для груженой и порожней вагонеток Q' является величиной переменной, расстояние b не может быть подобрано так, чтобы полностью устранить неравномерность нагрузки колес. Поэтому при сравнительно малом собственном весе ходовой тележки Q_1 значение b принимают меньшим.

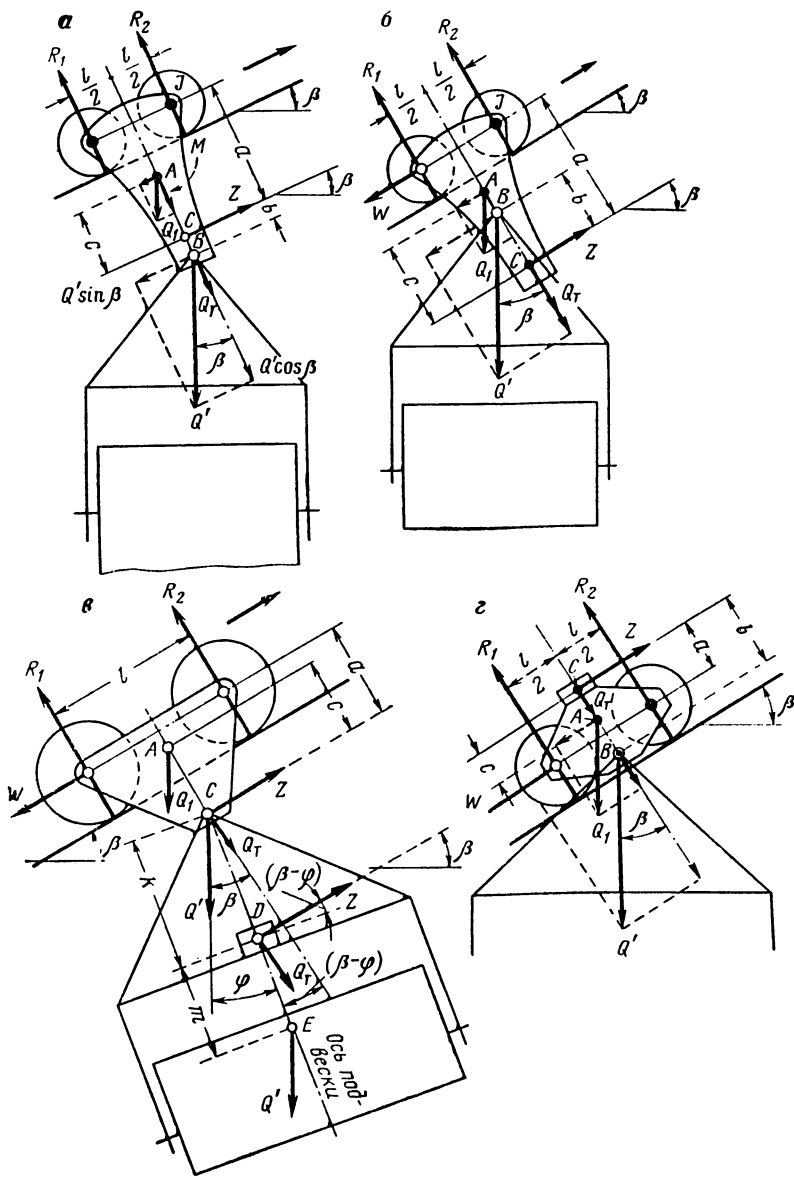


Рис. IX.4. Схема сил, действующих на ходовую тележку:

а — при нижней тяге, сцепном устройстве на тележке и низком подвесе кузова; б — то же, при высоком подвесе кузова; в — при нижней тяге и сцепном устройстве на подвеске
 г — при верхней тяге и расположении сцепного устройства на тележке

Давление на колеса, обуславливающее диаметр несущего каната, обычно не выше 600 кгс, а в вагонетках тяжелого типа — 800—900 кгс. Для уменьшения износа обода колеса величина удельного давления должна быть не более 7—8 кгс/см² для стального обода и 5—5,5 кгс/см² для резинового обода.

Профиль обода колеса зависит от диаметра соединительной муфты. На средней части делают канавку соответственно диаметру каната (рис. IX.5, а). Съемное резиновое кольцо ставят с натягом в размере 5% и сжимают боковыми щеками (рис. IX.5, б).

Расчет сцепных устройств

Сцепные устройства по принципу действия делят на грузовые и принудительные (винтовые, пружинные).

Для предотвращения скольжения тягового каната необходимо, чтобы сила трения $F_{тр}$ в щеках зажима была бы больше тягового

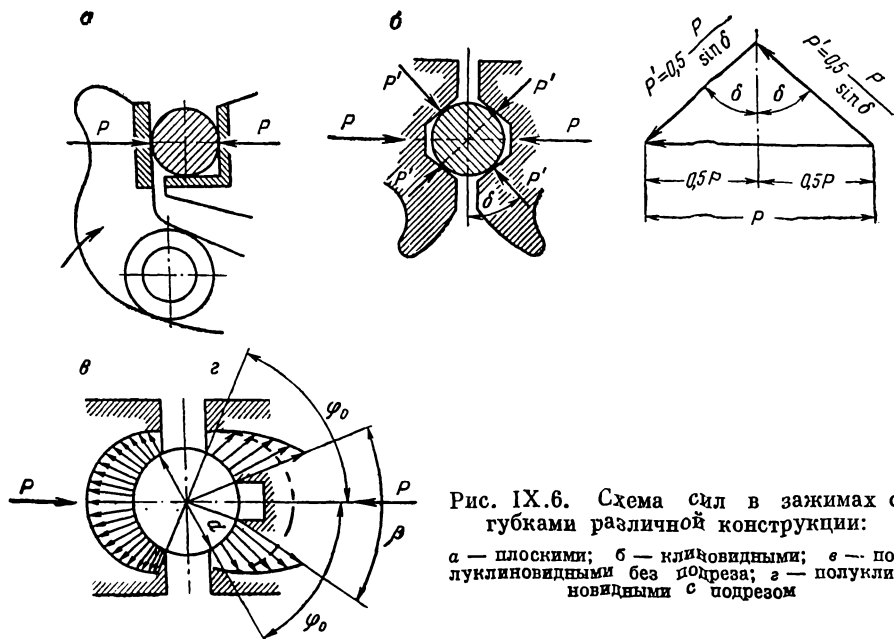


Рис. IX.6. Схема сил в зажимах с губками различной конструкции:

а — плоскими; б — клиновидными; е — полуклиновидными без подреза; г — полуклиновидными с подрезом

усилия, требуемого для движения вагонетки по наклонному пути. Величина $F_{тр}$ зависит от силы P , сжимающей щеки зажима, формы зажима (рис. IX.6, а) и коэффициента трения μ_0 каната о губки и определяется по уравнениям [7]:

для плоских губок

$$F_{тр} = 2P\mu_0; \quad (IX.5)$$

для клиновидных губок

$$F_{тр} = 4P'\mu_0 = 2P \frac{\mu_0}{\sin \rho}; \quad (IX.6)$$

для полукруглых губок

$$F_{\text{тр}} = 2\mu_0 \sum P. \quad (\text{IX.7})$$

Губки клиновидной и круглой формы понижают контактные напряжения и не расплющивают канат.

Наибольшее распространение получили грузовые сцепные устройства (рис. IX.7).

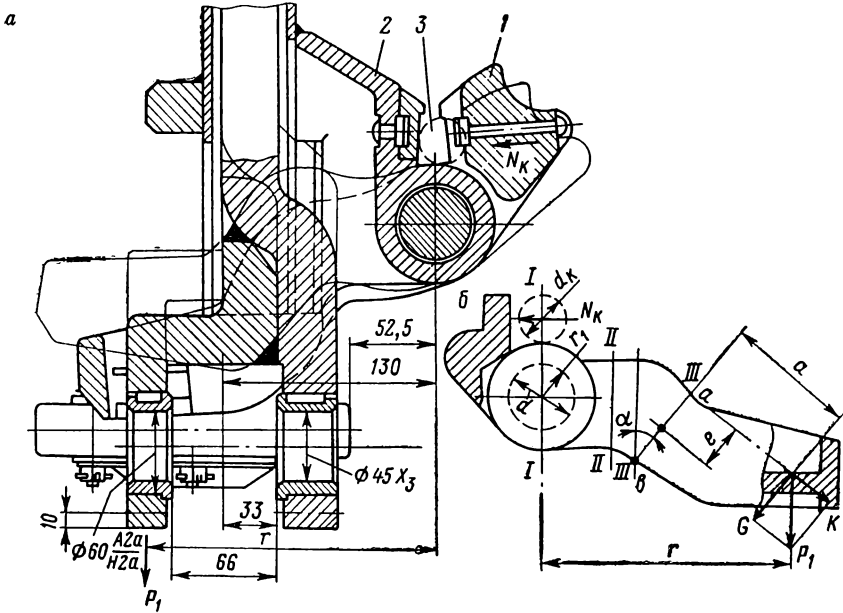


Рис. IX.7. Грузовое сцепное устройство:

а — общий вид; б — схема действия сил на подвижную щеку; 1 — подвижная щека; 2 — неподвижная щека; 3 — канат

Передаточное число i сцепных устройств определяют по выражению $i = r/(r_1 + d_k/2)$ и принимают равным 3—6 (рис. IX.7, а). В зависимости от диаметра каната d_k передаточное число существующих конструкций сцепных устройств изменяется от 3,54 до 4,03 при $d_k = 16 \div 18$ мм.

Расчет ведут для наибольшего давления на канат N_k , получающегося при наибольшем передаточном числе сцепного устройства:

$$N_k = P_1 i_{\text{max}} \eta_c \quad (\text{IX.8})$$

где P_1 — вес груза, кузова, подвески и тяги с осью выключающих роликов; η_c — к. п. д. сцепного устройства.

Удельное давление на ось сцепного устройства

$$r = \frac{\sqrt{P_1^2 + N_k^2}}{2dl}, \quad (\text{IX.9})$$

где $2dl$ — поверхность, которая воспринимает суммарные усилия (d и l — диаметр и длина оси).

Проверку на срез оси сцепного устройства производят по выражению

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{\sqrt{P_1^2 + N_k^2}}{2F} = \frac{\sqrt{P_1^2 + N_k^2}}{2 \frac{\pi d^2}{4}}, \quad (\text{IX.10})$$

где d — диаметр оси сцепного устройства, см.

Расчет подвижной щеки (рис. IX.7, б), которую изготавливают из стали марки 25Л, производят для сечений I—I; II—II; III—III.

Величины напряжений в сечениях I—I, II—II определяют по моментам действия сил и моментам сопротивлений.

Для сечения III—III, образованного двумя прямоугольниками с размерами $b \times h$, напряжения равны:

в растянутом поясе (точка a)

$$\sigma_{\Sigma P} = \sigma_1 + \sigma' + \sigma'' = \frac{Ga}{\frac{2bh^2}{6}} + \frac{k}{2bh} \left(1 + \frac{6e}{h} \right); \quad (\text{IX.11})$$

в сжатом поясе (точка b)

$$\sigma_{\Sigma C} = \sigma_1 + \sigma' - \sigma'' = \frac{Ga}{\frac{2bh^2}{6}} + \frac{k}{2bh} \left(1 - \frac{6e}{h} \right). \quad (\text{IX.12})$$

§ 3. СРЕДНЯЯ ЧАСТЬ

Максимальный диаметр несущих канатов грузовых подвесных дорог составляет 51 мм.

Соединение отдельных кусков несущих канатов производят при помощи соединительных муфт. Линейную соединительную муфту (рис. IX.8) изготавливают из высококачественной стали (например, ст. 45), что позволяет получить минимальную толщину стенок и тем создать более плавный проход колес. Муфта состоит из двух гильз, соединенных винтовой стяжкой, которая закреплена штифтами.

Расчет гильзы ведут в пределах упругих и с учетом пластичных деформаций. Сечение I—I ослаблено выточкой, а сечение II—II подвергается наибольшему изгибу. Опыты ВНИИПТмаша показали, что опасное сечение II—II удалено от широкой части конуса на расстояние $l/4$.

Сечение I—I подвергается напряжениям изгиба и растяжения. Опасной точкой сечения является внутренняя точка, где растягивающие и изгибные напряжения имеют один знак. —

$H = 12 \div 25$ м. Трехгранные пирамидальные опоры высотой 22—40 м легче четырехгранных в среднем на 20%, но требуют в 1,5 раза большего объема фундамента.

Металлические опоры отвальных канатных дорог имеют высоту, достигающую 100—150 м. Масса 1 м металлоконструкций таких мачтовых сооружений составляет 300—600 кг.

Опоры переносных дорог делают разборными металлическими с минимальным количеством монтажных болтов.

Опоры подвесных канатных дорог воспринимают давление несущих канатов, динамические нагрузки при переходе вагонетки через опору, давления ветра на элементы дороги и собственный вес [7].

На опорах устанавливают опорные башмаки для несущего каната и поддерживающие ролики для тягового каната. Сетевые опоры имеют, кроме того, башмаки для сетевых канатов.

Опорные башмаки имеют полукруглую канавку, в которой свободно лежит несущий канат. Длина башмака зависит от радиуса кривизны его R и угла обхвата ξ . Обычно она составляет 0,6—1,5 м при $R = 2,5 \div 5$ м и $\xi = 18^\circ$. Башмаки изготовляют из чугуна Ст. 15—32 неподвижными и качающимися (рис. IX.10). Качающиеся башмаки (рис. IX.10, а) короче неподвижных и более

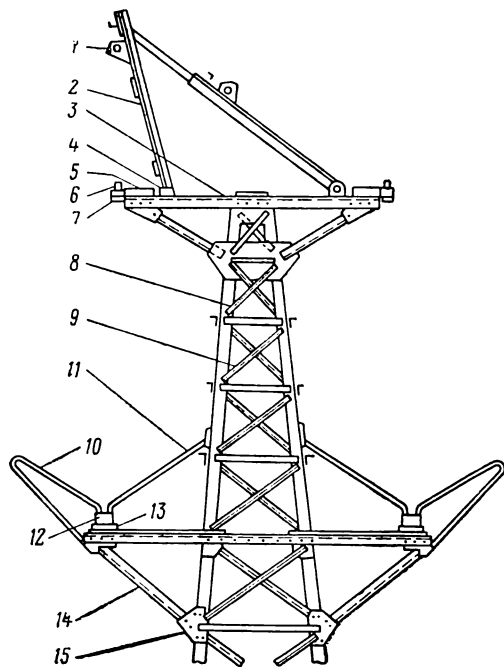


Рис. IX.9. Головка опоры консольного типа:

1 — косынка; 2 — перекидная стрела; 3 — консоль; 4 — подпятник; 5 — опорная цапфа; 6 — несущий канат; 7 — башмак; 8 — опорная нога; 9 — диагональная связь; 10 — наружная предохранительная дуга; 11 — внутренняя предохранительная дуга; 12 — ролик; 13 — рамка; 14 — выносной кронштейн

совершенны; они проще в установке верхушки опор независимо от угла наклона пути. Качающиеся башмаки имеют угол обхвата ξ до 18° и нагрузку A до 10 тс, в отдельных случаях принимают $\xi = 24^\circ$ и $A = 20$ тс.

При больших углах обхвата $\xi \geq 18^\circ$ применяют неподвижные секционные башмаки (рис. IX.10, б), состоящие из ряда секций с радиусом кривизны 6—15 м.

В целях ограничения напряжений изгиба в проволоках несущего каната радиус башмака R принимают для опор, где:

возможно скольжение каната

$$R \geq 70d;$$

редко бывает скольжение

$$R \geq 30d;$$

скольжение отсутствует

$$R \geq 20d,$$

где d — диаметр несущего каната.

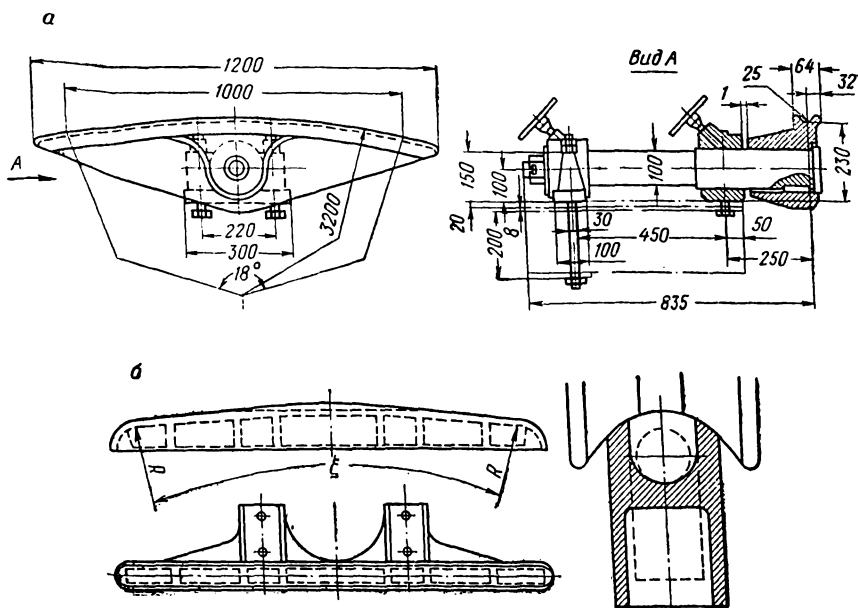


Рис. IX.10. Башмаки:
а — качающийся; б — неподвижный

Удельное давление каната на опорный или отклоняющийся башмак определяют по формуле

$$p_6 = \frac{T_1}{Rd}, \quad (\text{IX.13})$$

где T_1 — натяжение каната у рассматриваемого башмака.

Удельное давление не должно превышать для несущих канатов 30 кгс/см^2 и сетевых — 50 кгс/см^2 .

Для пассажирских дорог радиус башмака принимают $R \geq (250-350)d$. Длина башмака определяется его радиусом и углами подхода каната. Радиус назначается в пределах $15-30 \text{ м}$, исходя

из допускаемого удельного давления каната на желоб башмака $p_{ж}$ 6—10 кгс/см². Удельное давление

$$p_{ж} = \frac{P_6}{Lb}, \quad (IX.14)$$

где p_6 — нагрузка на башмак;

L — длина башмака;

b — ширина ложа башмака.

Поддерживающие и направляющие ролики выполняют литыми диаметром 150—300 мм (иногда до 600 мм). При большом угле перегиба устанавливают батарею роликов. По нормам Союзпроммеханизации расстояние между роликами $a = 300$ и 450 мм, а $R = 15, 20, 30, 40, 50, 80, 120$ м.

Отношение диаметра ролика (шкива) D к диаметру каната d_k регламентируется в зависимости от угла обхвата α . Ниже указываются его минимально допустимые значения:

α	5—10°	10—20°	20—30°	Свыше 30°
D/d_k	30	40	50	60

При угле обхвата меньше 5° отношение D/d_k не регламентируется.

При дорогах длиной до 0,5 км рекомендуется принимать D/d_k на 10—20% больше вышеуказанных.

Нагрузку на ось ролика или шкива определяют по формуле

$$A = 2S \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (IX.15)$$

где S — натяжение каната.

Опорные ролики одноканатных дорог монтируют попарно на балансирных траверсах. Диаметр ролика обычно принимают не менее 250 мм. Для уменьшения износа каната и обеспечения плавности его движения ролики снабжают съемными резиновыми бандажами.

Так как резина выдерживает малые растягивающие усилия, то бандажи стремятся плотно зажать дисками ролика. Посадку бандажа на ступицу делают с натягом 5%, а по ширине бандаж обжимают дисками на 10%.

Так как резиновый бандаж под нагрузкой заметно деформируется, то канавку делают в нем мелкую, глубиной 0,2 d_k . Ширину съемного бандажа назначают примерно равной 2 d_k , а толщину — в пределах (1 ÷ 0,75) d_k . Литой бандаж может иметь ширину, равную 1,2 d_k , а толщину 0,7 d_k .

§ 4 КОНЦЕВЫЕ СТАНЦИИ

Приводы для подвесных дорог в основном бывают трех типов: нормальные желобчатые, уравнительные и с повышенным сцеплением.

Нормальный желобчатый привод (рис. IX.11, а) имеет металлическую раму, двухжелобчатый приводной и направляющий блоки,

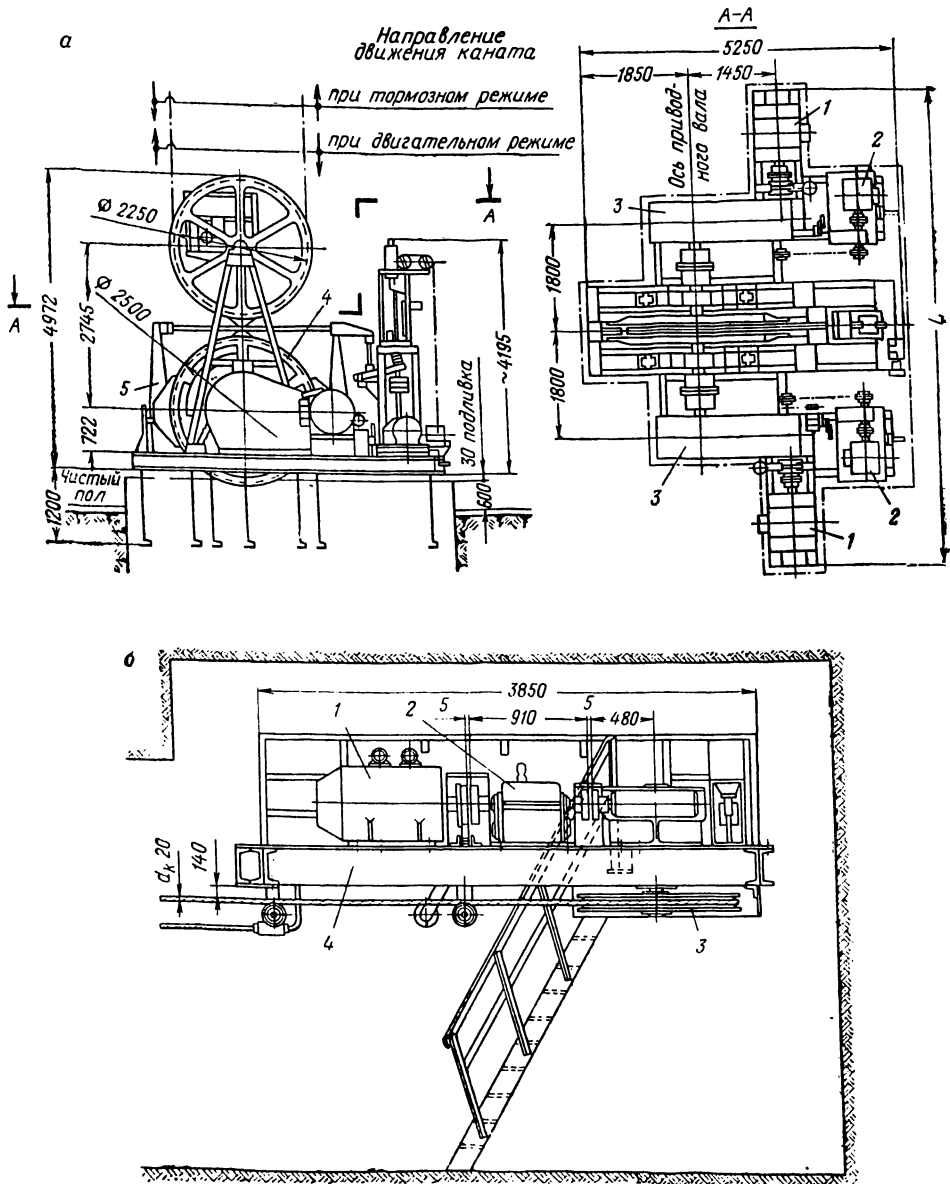


Рис. IX.11. Приводы подвесных канатных дорог:

а — двухжелобчатый: 1 — главный электродвигатель; 2 — вспомогательный электродвигатель; 3 — редуктор; 4 — двухжелобчатый приводной блок; 5 — предохранительный тормоз;
 б — одножелобчатый для подземных условий: 1 — двигатель; 2 — редуктор; 3 — одножелобчатый при-одной блок; 4 — рама

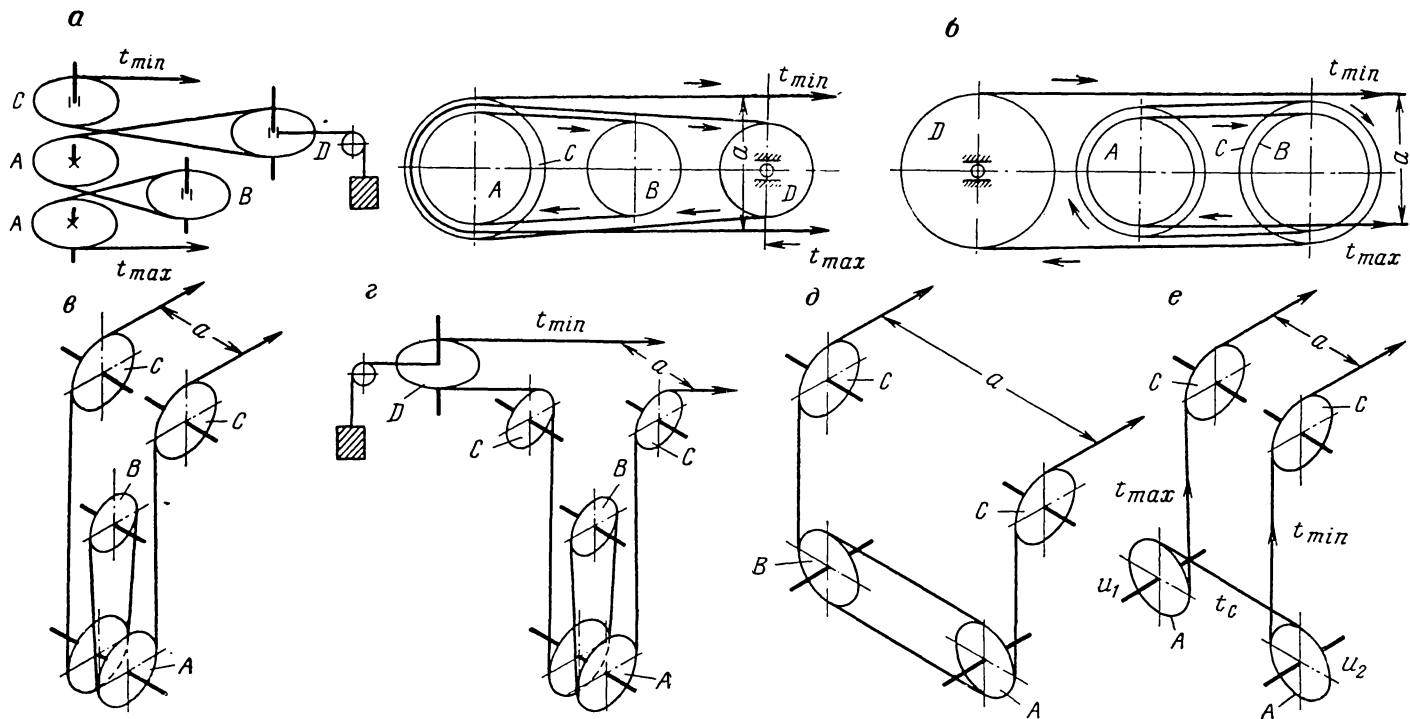


Рис. IX.12. Схемы расположения приводов подвесных канатных дорог:

a, б — горизонтального с натяжным устройством; *z* — вертикального без натяжного устройства; *z* — вертикального с натяжным устройством; *д* — вертикально лежащего многожелобчатого; *е* — вертикально лежащего сдвоенного одножелобчатого; *A* — приводные блоки; *B, C* — направляющие блоки; *D* — натяжные блоки; *a* — колеся дороги

рабочий колодочный и предохранительный ленточный тормозы, редуктор, основной и вспомогательный двигатели. В подъемных условиях применяют одножелобчатые приводы (рис. IX.11, б). Вследствие различных натяжений износ желобов при упругом скольжении каната по блоку будет разным.

Наиболее радикальным способом уменьшения проскальзывания каната является применение уравнительных приводов. Уравнительный привод состоит из ряда одножелобчатых приводных блоков, связанных между собой дифференциалом, позволяющим каждому блоку вращаться независимо друг от друга с разной скоростью. Уравнительный привод обладает преимуществом в отношении полного предотвращения последствий неравенства диаметров блока. Он исключает возможность проскальзывания каната и перенапряжения его промежуточных ветвей. В то же время уравнительный привод имеет более сложную конструкцию и не позволяет использовать полностью сцепление на приводных блоках, что приводит к необходимости увеличивать натяжение.

Повышение тягового фактора возможно также за счет увеличения коэффициента сцепления и путем увеличения силы давления между канатом и блоком посредством зажимов.

Существенным недостатком блоков с зажимами является повышенный износ каната вследствие высокого удельного давления, дополнительного скольжения и перегиба в щеках зажима. Поэтому применение этих блоков можно полагать рациональным только для приводов тяжелого типа.

Повышенную силу сцепления можно создать также блоками с прижимами. Сцепление каната с блоком возникает здесь в результате действия радиального давления, вызванного натяжением каната и бокового давления от действия пружин.

Приводные блоки при низких станциях располагают горизонтально (рис. IX.12, а, б) на одном уровне с тяговым канатом, что сводит к минимуму число перегибов каната; при высоких станциях — вертикально (рис. IX.12, в, г). При умеренной ширине колеи дороги (4—6 м) применяют вертикально лежащий привод (рис. IX.12, д, е).

Привод подземной канатной дороги состоит из приводного шкива, двигателя, редуктора, рамы и аппаратуры автоматизации и управления. Тяговое усилие, создаваемое приводом, составляет 2000—2500 кгс.

В качестве привода подземных канатных дорог челнокового типа часто применяют различные маневровые лебедки.

Глава X

ЛОКОМОТИВЫ

§ 1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Локомотивы транспортируют грузы в составах вагонеток на горизонтальных и слабонаклонных (до 2—3°) участках рельсового пути.

Для открытых горных разработок специализированные заводы транспортного машиностроения изготавливают промышленные локомотивы сравнительно большой массы (более 800 т) нормальной железно-дорожной колеи.

Для подземных разработок заводы горного машиностроения изготавливают рудничные локомотивы массой до 30 т, узкоколейные в исполнении рудничном нормальном, повышенной надежности или взрывобезопасном.

По роду потребляемой энергии рудничные локомотивы делятся на электровозы, дизелевозы, гировозы и воздуховозы. Наибольшее распространение в мировой практике получили электровозы и дизелевозы. В США, например, электровозы составляют 96% от всех подземных локомотивов, в ФРГ — 61%. Во Франции дизелевозы составляют 57%, в Англии — 64%. Воздуховозы получили распространение главным образом в ЧССР и ФРГ. В СССР до 60-х годов серийно изготавливались только электровозы. Позднее были разработаны гировозы, предназначенные для наиболее взрывоопасной среды. Эти локомотивы применяются на многих шахтах СССР и экспортируются в ряд зарубежных стран. Созданы отечественные конструкции дизелевозов. Однако электрификация транспорта в СССР остается главным направлением технического прогресса. Воздуховозы в СССР не изготавливаются.

Рассмотрим компоновку локомотивов на примере аккумуляторного электровоза 13АРП-1м (рис. X.1).

На полускаты 7 при помощи рессор 10 опирается рама 6. Приводы содержат тяговые двигатели 21 и редукторы 16, а в некоторых локомотивах еще и фрикционные муфты, цепные передачи и т. д. У ободов ходовых колес обычно располагают колодки 8 тормозной системы 9. На лобовых частях рамы предусмотрены ударные (буферные) 5 и прицепные 4 устройства. В передней и задней части локомотива над каждым рельсом устанавливают песочницы 11. На локомотивах тяжелого и среднего классов применяют гидравлическую или пневматическую систему для механического торможения, улучшения работы песочниц, пневмосигнализации и т. д. Пневмосистема содержит привод 12, компрессор 13, воздухосборник 23, масловодоотделитель 22, рабочие цилиндры тормозной системы 14 и т. д.

На раме локомотива или в прицепной тележке располагают индивидуальные источники энергии. Аккумуляторную батарею 1 устанавливают на раме съемно. Баллоны со сжатым воздухом воз-

духовозов, баки с горючим и водой дизелевозов крепят на раме локомотива несъемно, их заправляют в специальных пунктах.

Аппаратура управления локомотивом сосредоточена в кабине машиниста 2. Здесь расположены сиденье машиниста 17, рукоятки управления тяговыми двигателями 19, штурвал тормозной системы 20 и т. д.

Каждый локомотив оборудуется сигнальными устройствами в виде электрической или пневматической сирены 15 и колокола 18 с це-

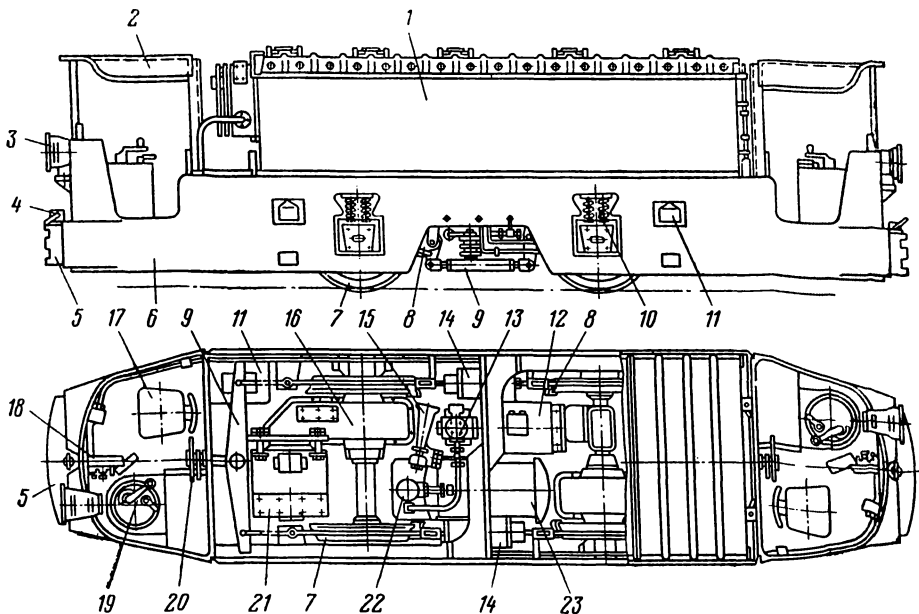


Рис. X.1. Аккумуляторный электровоз 13АРП-1м

дальным ударником (вспомогательный сигнал). Осветительные устройства локомотивов — фары 3 должны обеспечивать достаточную освещенность пути на расстоянии не менее 40—60 м.

Для повышения безопасности работы машинистов кабины всех контактных электровозов, а также локомотивов других видов среднего и тяжелого класса снабжают крышами. Для облегчения спуска локомотивов по стволам шахт предусматривают возможность отсоединения кабин от рамы.

Различают одностороннее, двустороннее и центральное расположение кабин машинистов. В первом случае кабина располагается на одном торцовом отсеке рамы локомотива (рис. X.2, а, в). Недостатком такой конструкции является ухудшенный обзор рельсового пути при движении локомотива в противоположном от кабины направлении. На вновь разрабатываемых локомотивах среднего и тяжелого классов предусматривают две кабины, расположенные на

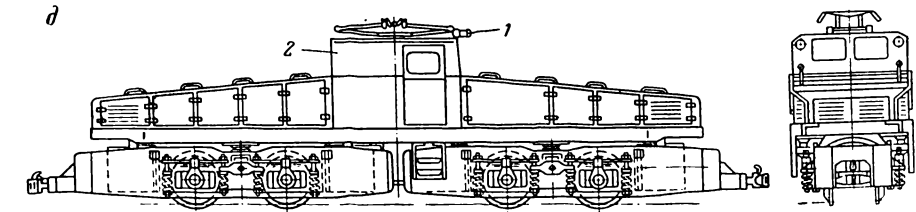
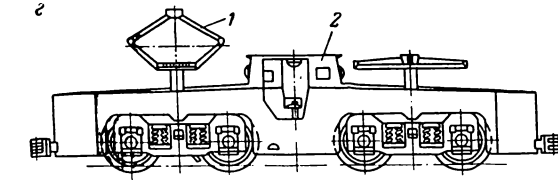
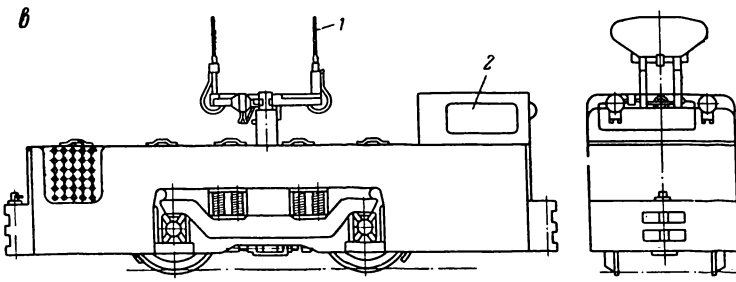
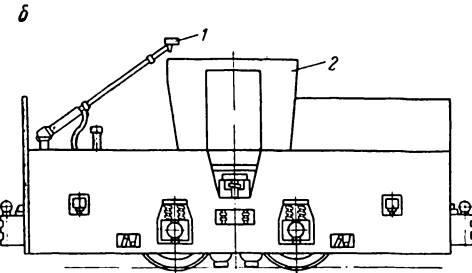
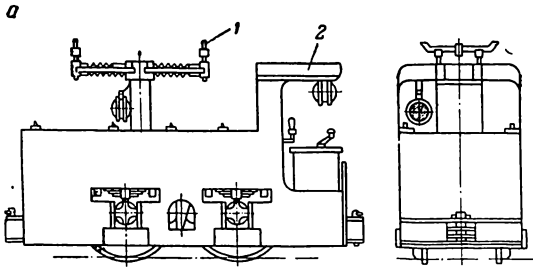


Рис. X.2. Контактные электровозы:

а — 3КР-1; б — 4КР-2; г —
 14КР-2; д — 25КР-2; е —
 35КР-1

торцовых частях рамы (см. рис. X.1), причем в каждой кабине дублируют все аппараты управления локомотивом. Тяжелые локомотивы, не имеющие оборудования, которое закрывает обзор пути (например, контактные электровозы), иногда изготовляют с центральным расположением кабин (рис. X.2, б, г, д).

Электровозы по сравнению с другими видами локомотивов наиболее надежны в эксплуатации и не загрязняют рудничной атмосферы.

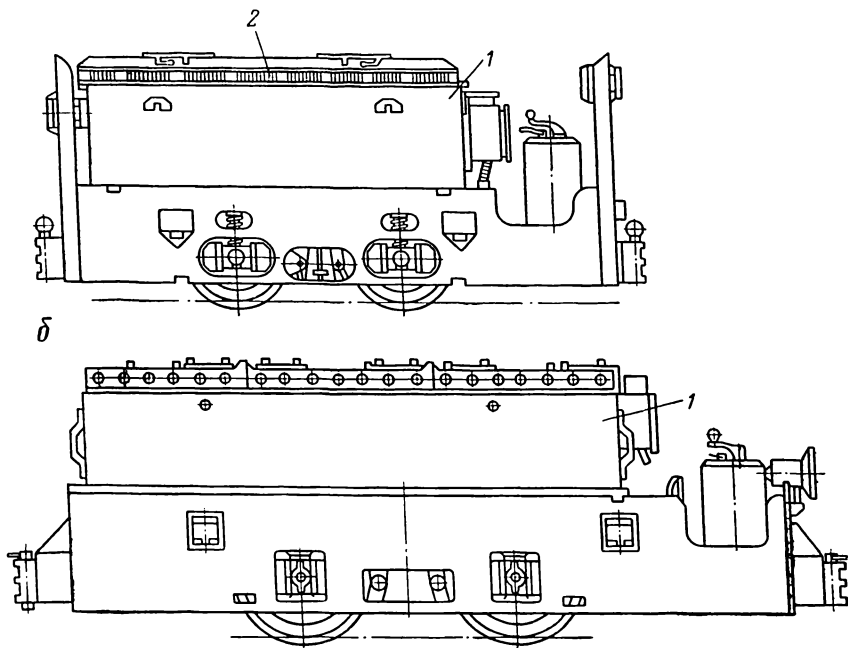


Рис. X.3. Аккумуляторные электровозы:

а — 5АРВ-2; б — 8АРП-3

В горнодобывающей промышленности СССР насчитывается более 20 тысяч электровозов, из которых около 15% эксплуатируется в горнорудных шахтах, остальные — на предприятиях угольной промышленности.

Отечественные заводы горного машиностроения освоили более 30 типов рудничных электровозов, предназначенных для магистральной откатки (рис. X.2, в, г и рис. X.3, б) и сборочно-маневровых работ в шахтах (рис. X.2, а, б и рис. X.3, а), а также для карьеров (рис. X.2, д). Многообразие типов вызвано частой модернизацией существующих и разработкой новых конструкций электровозов.

На контактных электровозах (см. рис. X.2) устанавливают токо-съемные устройства 1 скользящего типа. Крыши кабин 2 предотвращают случайное прикосновение машиниста к контактному проводу.

Электровозы тяжелых типов выполняют двухтележечными (рис. X.2, *г, д*), что уменьшает жесткую базу локомотива, улучшает его устойчивость, облегчает расположение оборудования внутри рамы.

На аккумуляторных электровозах (см. рис. X.3) предусмотрен съемный ящик 1 с аккумуляторными элементами. Иногда для облегчения перевозки батареи по выработкам с малым радиусом закругления на специальных тележках, батарейные ящики делают разделенными на две секции. На взрывобезопасных электровозах (рис. X.3, *а*) применен специальный корпус аккумуляторной батареи с пакетной защитой 2 на крышке ящика 1.

Тяжелые электровозы массой 20 и 28 т рекомендуется изготовлять путем спаривания более легких электровозов массой 10 и 14 т

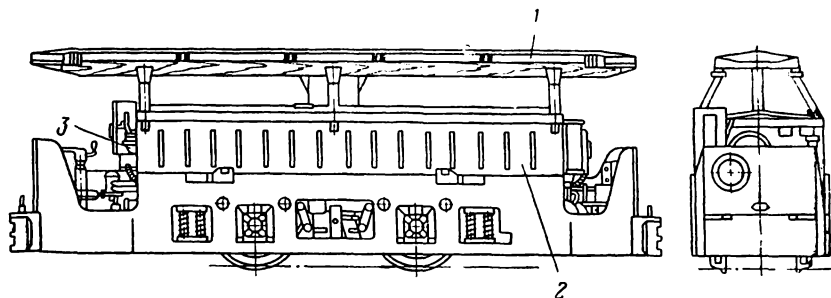


Рис. X.4. Высокочастотный электровоз ЭРВ-4:

1 — энергоприемник; 2 — ящик конденсаторов и выпрямителей; 3 — аппаратура управления

соответственно. Управление спаренным электровозом предусматривается с одной из двух внешне расположенных кабин секции.

Учитывая особые условия работы откатки на железорудных шахтах, для них предусмотрено изготовление специальных электровозов с меньшей (на 30%) скоростью, но с большим (на 20%) тяговым усилием, чем для угольных шахт.

Электровозы промышленной частоты из-за необходимости подвески трехпроводной тяговой сети либо установки сложных и мало надежных устройств (фазорасщепители, конденсаторы, специальные выпрямители и т. д.), а также вследствие жесткой характеристики двигателей распространения не получили.

Высокочастотные электровозы (рис. X.4) впервые разработаны в СССР Донгипроуглемашем совместно с Московским энергетическим институтом для газовых шахт (вместо аккумуляторных электровозов). Они питаются электроэнергией по подвешенным у кровли выработки гибким изолированным высокочастотным кабелям. Передача электроэнергии от тяговой линии к энергоприемнику на электровозе бесконтактная, переменным электромагнитным полем. Генераторы питают линию стабильным, не зависящим от нагрузки током частотой 5000 Гц. Для ограничения э. д. с.,

наводимой током высокой частоты в рельсах, бронированных кабелях и других проводниках, значением 30 В, линейные кабели подвешены с перекрещиваниями, образуя пункты транспозиции через каждые 65—70 м на однопольных участках и через 100 м на двухпольных.

Энергоприемник электровоза состоит из ферритового сердечника и нескольких витков высокочастотного кабеля. Последовательно с каждым витком энергоприемника включена емкость для обеспечения последовательного резонанса цепи на частоте питания. Наведенная в энергоприемнике э. д. с. выпрямляется помещенными в кварцевый песок кремневыми выпрямителями и подводится к электродвигателям постоянного тока. Управление двигателями — безреостатное. Уменьшение напряжения на зажимах двигателей достигается за счет нарушения резонанса электрической цепи.

Преимущества высокочастотных электровозов: полная взрывобезопасность, мощность электровоза не зависит от времени и места работы; отсутствуют ежедневные потери времени на обмен батарей и расходы на их эксплуатацию.

Недостатки: большие капитальные затраты на сооружение системы, низкий к. п. д. установки, сложность.

Предусмотрено серийное изготовление высокочастотных электровозов.

Г и р о в о з ы (инерционные локомотивы) предназначены для откатки вагонеток на вентиляционных выработках шахт, сверхкатегорных по газу и опасных по внезапным выбросам угля и газа. Аккумулятором энергии служит вращающийся маховик, который при «зарядке» раскручивает установленный на гировозе пневмодвигатель 2 (рис. X.5). Он получает питание от проложенного вдоль откаточного пути магистрального трубопровода с давлением воздуха 4—5 кгс/см². Через каждые 300—400 м предусматриваются вентили со штуцерами для «зарядки» гировоза.

Маховик с вертикальным валом подвешен к крышке корпуса 8 на двух шарикоподшипниках. На нижнем конце вала закреплена коническая муфта трения, включаемая устройством 9. Крутящий момент от пневмодвигателя на маховик и с маховика на оси колес 5 передается редуктором 7 и цепной передачей.

Гировозы имеют две ступени регулирования скорости с помощью многодисковых фрикционных муфт. Для торможения предусмотрены четыре тормозные колодки 6 с ручным приводом.

Гировозы ГР-4 (на колею 600 мм) и ГР-5 (на колею 900 мм) изготавливаются серийно.

Достоинства: полная взрывобезопасность, простота обслуживания (не требуется аккумуляторное хозяйство); сравнительно небольшие капитальные затраты (при наличии на шахте пневмосети).

Недостатки: низкий к. п. д. системы, низкая надежность действия (из-за больших вращающихся масс происходят частые поломки передачи) и малая автономность.

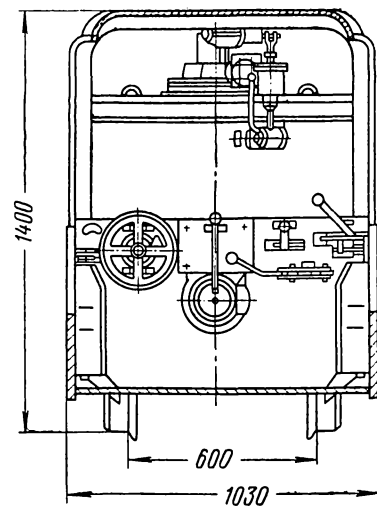
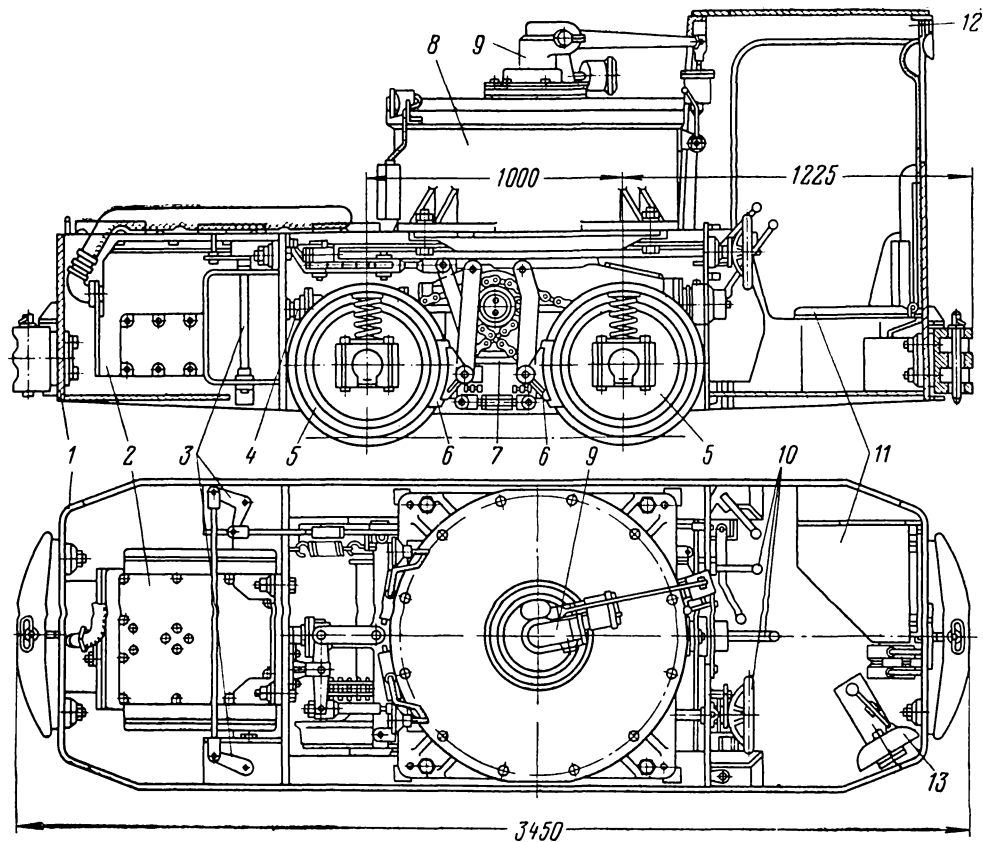


Рис. X.5. Гировоз ГР-4:

1 — рама; 2 — пневматический двигатель; 3 — рычаги песочной системы; 4 — вал передачи вращения маховику; 5 — полуоскат; 6 — колодка тормоза; 7 — редуктор; 8 — ножух маховика; 9 — устройство для включения муфты маховика; 10 — рукоятки управления; 11 — сиденье машиниста; 12 — крыша кабины машиниста; 13 — сигнал

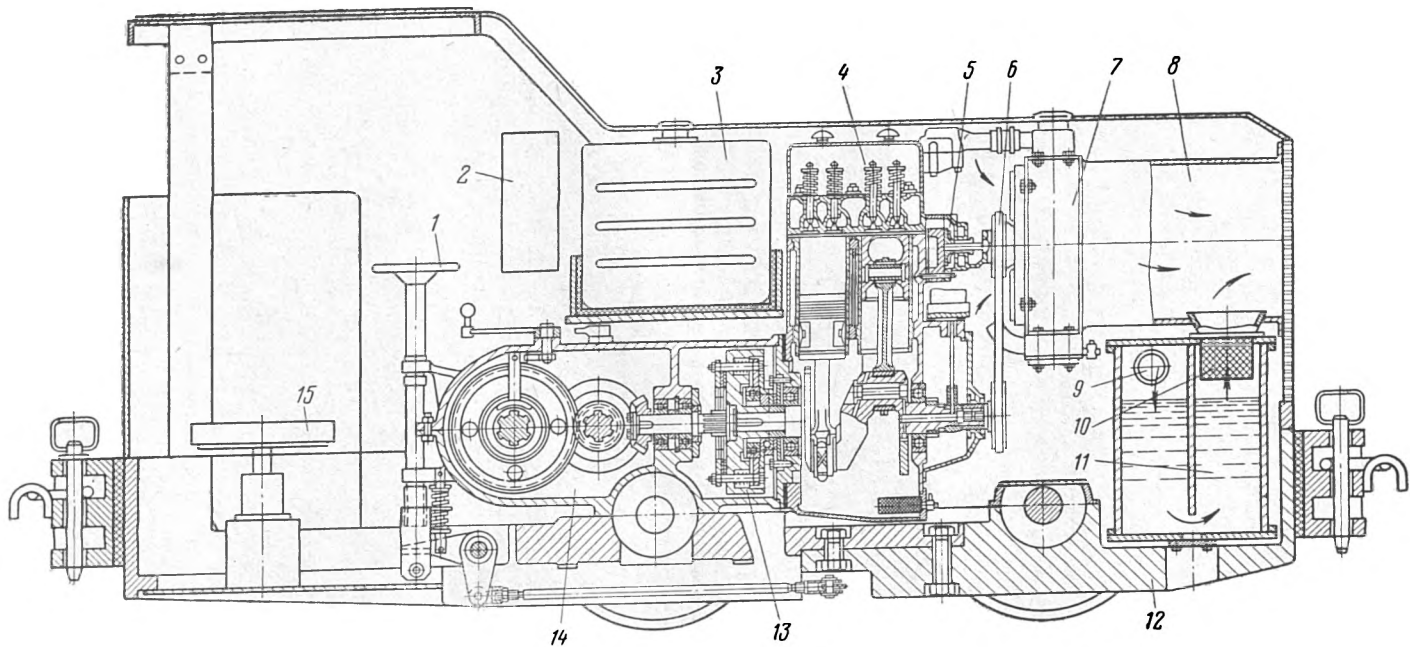


Рис. X.6. Дизельловоз 5ДР:

1 — маховик ручного тормоза; 2 — приборный щиток; 3 — бак для жидкого топлива; 4 — дизель 2410,5/13; 5 — водяной насос; 6 — клиноременная передача; 7 — радиатор; 8 — камера разжижения выхлопных газов свежим воздухом; 9 — выхлопной коллектор; 10 — пламегаситель; 11 — кондиционер; 12 — литая рама; 13 — фрикционная муфта; 14 — коробка передач; 15 — сиденье машиниста

Достоинства дизелевозов: автономность и сравнительно высокая надежность действия.

Недостатки: высокая температура выхлопных газов и содержание в них отравляющих веществ (вследствие неполного сгорания топлива), что требует специальных систем охлаждения и очистки газов.

Выхлопные газы четырехтактных дизелей с вихрекамерным смесеобразованием имеют гораздо меньшее дымление и содержат меньше вредных компонентов, чем двухтактные двигатели и дизели с непосредственным впрыскиванием жидкого топлива в рабочие цилиндры. Поэтому для рудничных локомотивов предпочтение отдают первым.

Выхлопные газы дизельных двигателей содержат примеси окиси углерода CO (0,1%), углекислого газа CO_2 (10%), двуокиси азота

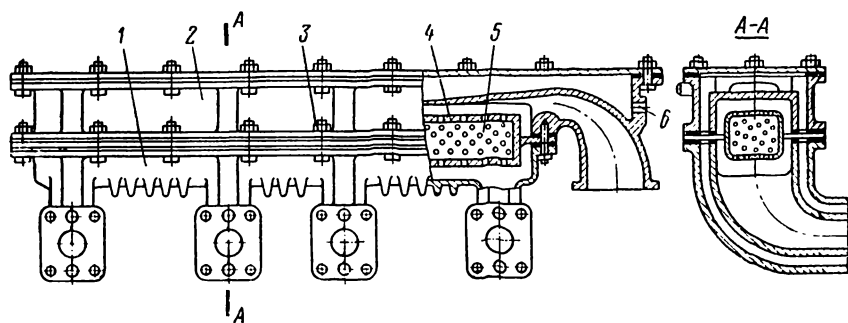


Рис. X.7. Выхлопной коллектор с платиновым дожигателем

NO_2 (0,2%) и альдегидов RCHO (0,004%). Опасными для человека являются газы CO и NO_2 , а также CO_2 при концентрации в воздухе более 6% (по объему). Альдегиды не являются ядовитыми, но вызывают раздражение слизистых оболочек глаз, носа и горла.

По требованиям МакНИИ, максимальная концентрация CO на выхлопе рудничных дизелей не должна превышать 0,08%, а NO_2 — 0,04% по объему; температура выхлопных газов не должна превышать 90°C .

В соответствии с Правилами безопасности в угольных и сланцевых шахтах СССР в подземных выработках допускается содержание CO не более 0,0016% (в США — 0,1%, Англии — 0,01%, ФРГ — 0,005%), NO_2 — не более 0,0002%, CO_2 — не более 0,5%, O_2 — не менее 20%.

В середине 60-х годов институты МакНИИ, Донгипроуглемаш и другие разработали ряд устройств для охлаждения и очистки выхлопных газов до безопасной величины, что позволило создать оригинальные конструкции отечественных дизелевозов в рудничном взрывобезопасном исполнении (рис. X.6).

Указанная концентрация компонентов достигается за счет очистки выхлопных газов от вредных примесей на самом локомотиве и разрежения газа в выработке вентиляционной струей воздуха. По пор-

мам необходимо подавать в выработку с дизелевозом не менее 12—15 м³/мин воздуха на 1 л. с. мощности дизеля при скорости вентиляционной струи 1,4 м/с.

На локомотивах газы очищаются от вредных компонентов различными способами. Концентрация в выхлопных газах примесей СО, альдегидов и сажи наиболее эффективно уменьшается путем их дожигания в специальных катализаторах, а NO₂ — промыванием газов в растворах Na₂CO₃ совместно с NaHCO₃, KMnO₄ и др. Вместо растворов можно применять воду, так как окислы азота хорошо в ней растворяются.

В качестве дожигателей применяют платиновый катализатор, смонтированный в коллектор дизеля (рис. X.7). Из выхлопных патрубков четырехцилиндрового двигателя газ поступает в нижнюю часть 1 коллектора. Между нижней и верхней 2 частями, связанными болтами 3, закреплен корпус 4 платинового катализатора 5. Он представляет собой платиновую чернь, нанесенную на поверхность кусочков окиси алюминия. Отвод тепла от дожигателя осуществляется водой, поступающей в его водяную рубашку через отверстие 6.

§ 2. РАМА, УДАРНЫЕ И СЦЕПНЫЕ ПРИБОРЫ

Конструктивное исполнение

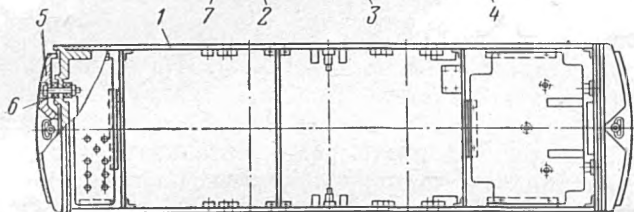
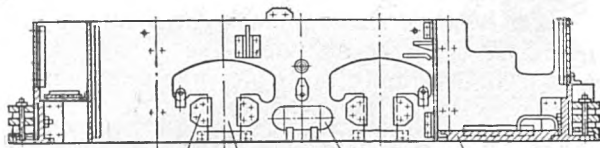
На раме крепят все механическое и электрическое оборудование, пневмо- или гидроустановки, устройства управления. Через систему рессорного подвешивания рама распределяет нагрузки между колесами ходовой части, а также передает буферно-прицепному устройству тяговое усилие привода.

Рама (рис. X.8) представляет собой жесткий каркас из листовой стали. Ее боковины 1 связаны между собой торцовыми и промежуточными стенками. В передней и задней частях боковины связывают также днищами 4, где располагают кабины машиниста и вспомогательное оборудование. На торцовых частях в специальных карманах закрепляют буферы 5 с амортизаторами 6 и прицепными устройствами.

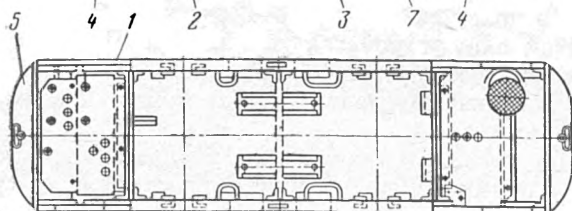
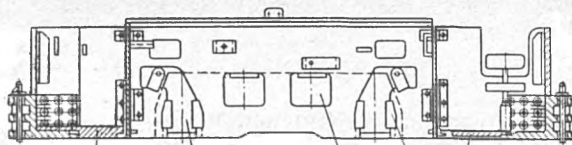
В боковинах рамы предусматривают окна для облегчения доступа к тормозной системе, засыпки песка в песочницы, размещения букс ходовой части, кондиционеров с газоочистителями и т. д. К буксовым вырезам крепятся съемные стальные или чугунные направляющие. Последние входят в пазы корпусов букс, фиксируя их, а с ними и колесные пары от смещения в поперечном направлении, допуская в то же время перемещение рамы относительно букс в вертикальной плоскости.

Чтобы электровоз лучше вписывался в выработки на закруглениях, целесообразно выполнять рамы тяжелых электровозов со скошенными боковинами (см. рис. X.1 и X.8, е). Величину скоса рекомендуется принимать по длине рамы 0,9—1,0 м, по лобовой части 0,1—0,15 мм.

a



б



в

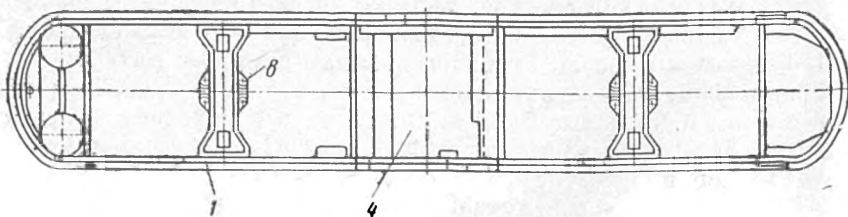
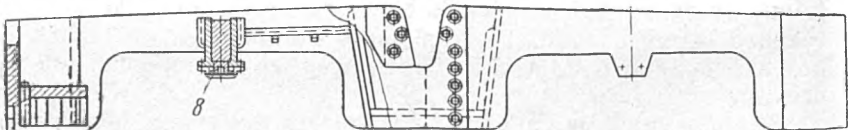


Рис. X.8, а—в

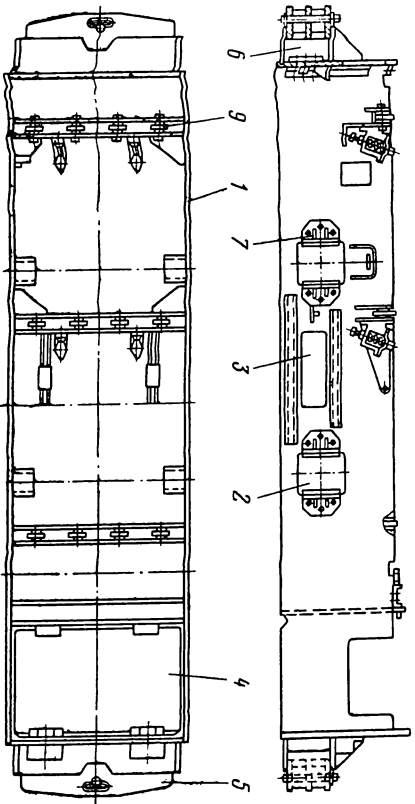
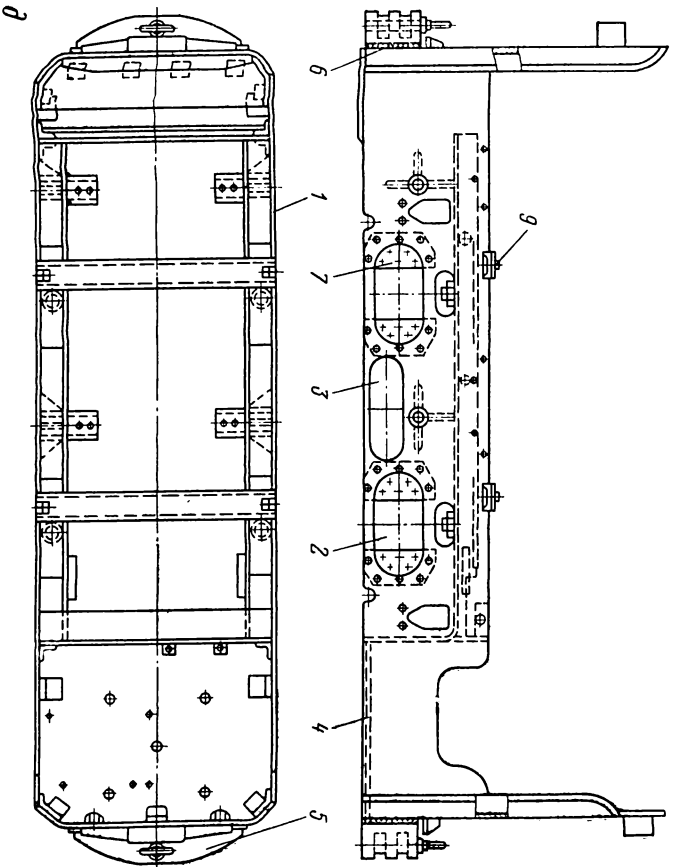


Рис. X.8, г—д

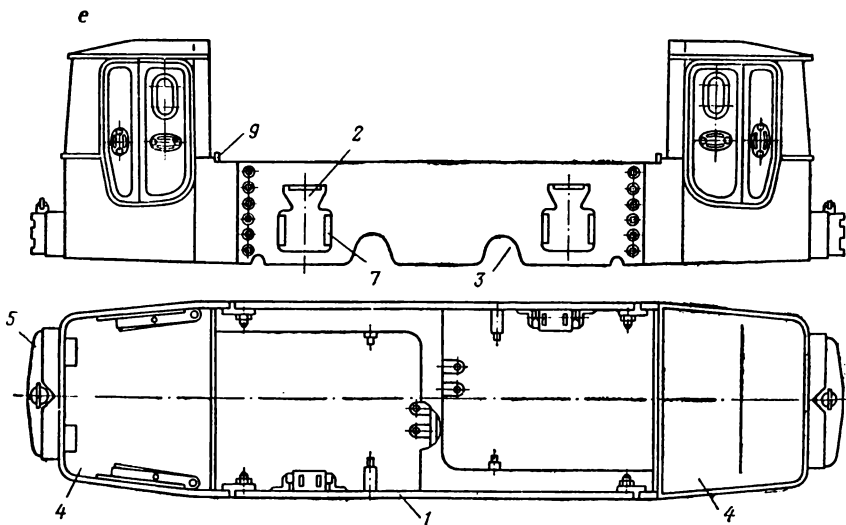


Рис. X.8. Рамы электровозов:

а — 10КР-2; **б** — 14КР-2; **в** — 25КР-2; **г** — 5АРВ; **д** — 8АРП; **е** — 13АРП-1м; **1** — боковина; **2** — вырезы и окна для букс; **3** — окна и вырезы для регулирования тормозной системы; **4** — днище кабины; **5** — буферное и прицепное устройство; **6** — амортизирующее устройство; **7** — направляющие планки для букс; **8** — пята для опоры рамы на ходовую тележку; **9** — устройства для крепления корпуса аккумуляторной батареи на раме

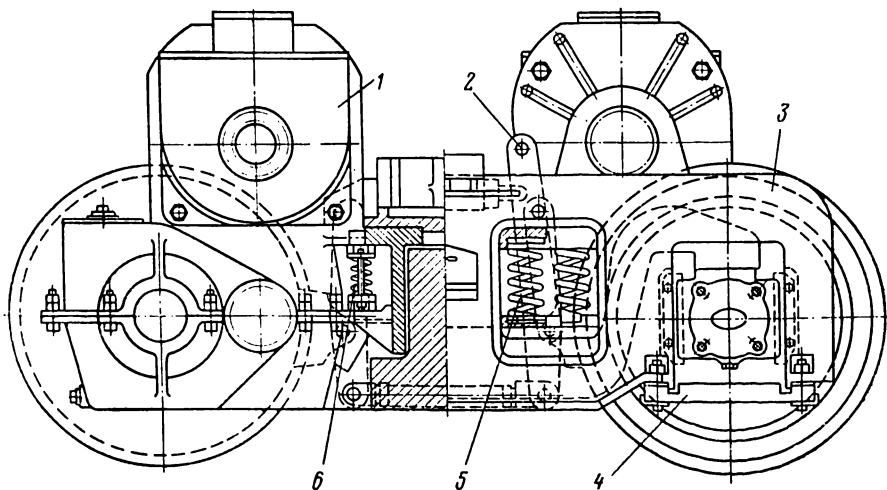


Рис. X.9. Тележка электровоза 25КР-2м:

1 — привод; **2** — тормозная система; **3** — рама; **4** — подбуксовая планка; **5** — рессорная подвеска; **6** — подвеска привода

Большинство отечественных локомотивов имеют раму наружного типа (колеса расположены внутри рамы), которая обеспечивает большую безопасность обслуживания локомотива, позволяет раз-

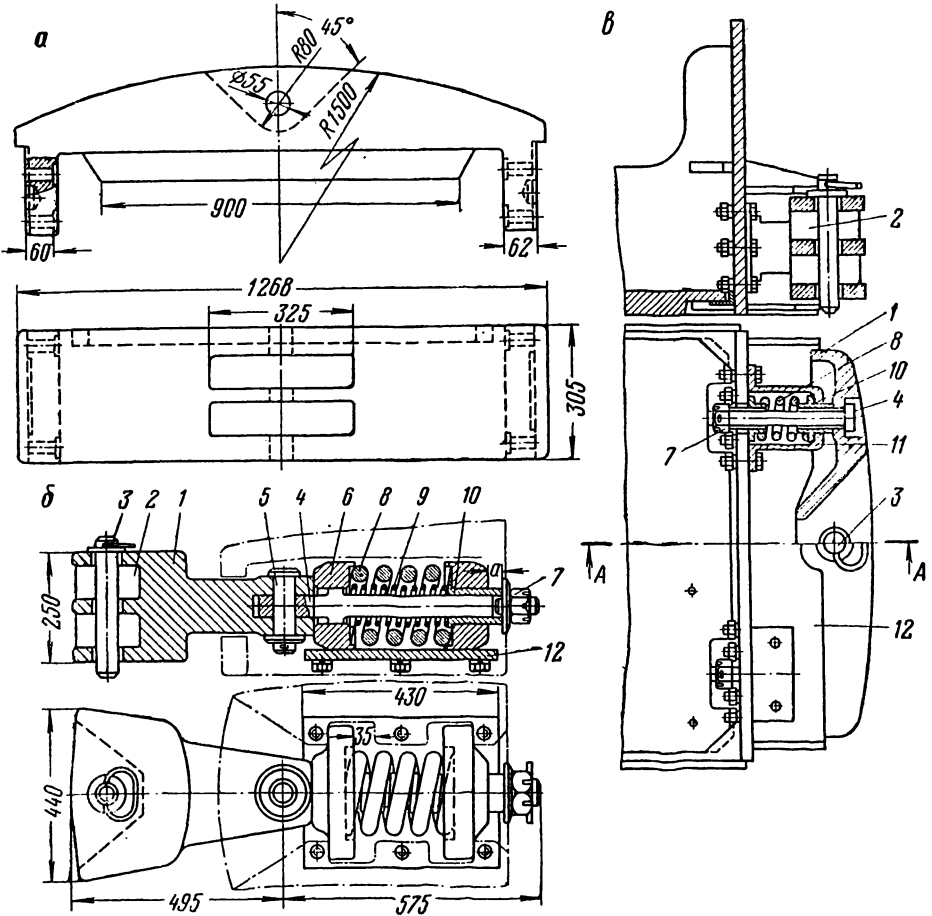


Рис. X.10. Буферно-прицепные устройства:

a — жесткий буфер; *б* — мягкий поворотный буфер; *в* — мягкий неповоротный буфер; 1 — литой буфер; 2 — пазы прицепного устройства; 3 — шкворень; 4 — тяга; 5 — палец; 6 — балка; 7 — гайка; 8 — основная пружина; 9 — вспомогательная пружина; 10 — втулка; 11 — стакан; 12 — направляющая планка

местить внутри рамы больше оборудования и придает локомотиву более эстетический вид.

Для обеспечения необходимого сцепного веса контактных электровозов боковины рам выполняют из литых стальных листов, толщина которых доходит до 70—100 мм, а масса — до 20 т. При большей массе локомотивов (см. рис. X.2, *з*, *д*) ходовую часть выполняют в виде ходовых тележек (рис. X.9), имеющих свою раму.

Над каждой тележкой помещают чугунные балластные грузы. Отдельные элементы таких рам связывают между собой только при помощи болтовых соединений.

Масса других видов локомотивов (аккумуляторных электровозов, гировозов, дизелевозов) определяется в значительной мере примененным индивидуальным источником энергии (аккумуляторной батареей, маховиком, двигателем внутреннего сгорания). Поэтому толщину листов рамы этих локомотивов выбирают в основном из условия обеспечения необходимой жесткости и прочности конструкции. Боковины рамы большинства этих локомотивов выполнены из стальных листов толщиной 12—30 мм, а отдельные элементы рам скрепляют между собой сваркой или (реже) болтовыми соединениями.

Ударные устройства локомотивов (буферы) подразделяют на жесткие, полужесткие и мягкие. Жесткий буфер, применяемый на некоторых контактных электровозах (рис. X.10, а), представляет собой стальную или чугунную отливку, присоединяемую к торцовой части рамы болтами. Благодаря большой массе жесткие буферы частично поглощают энергию удара и ослабляют его действие на элементы локомотива.

В полужестких буферах, применяемых на некоторых легких локомотивах, для смягчения ударов используют дерево или резиновые материалы.

Мягкие буферы (рис. X.10, б, в) изготавливают с амортизирующими пружинами и применяют на локомотивах с чувствительными к ударам устройствами (аккумуляторными батареями, двигателями внутреннего сгорания и т. д.). Мягкие ударно-прицепные устройства конструируют обычно двустороннего действия, воспринимающими сжимающие и растягивающие нагрузки.

Для сцепления локомотива с вагонетками, имеющими различную высоту прицепных устройств, в буфере предусматривают несколько пазов 2. Подземные локомотивы обычно имеют шкворневое прицепное устройство (кольцо сцепки вагонетки вставляют в паз буфера и захватывают стальным шкворнем 3). Значительные перспективы имеет применение автосцепок.

Размеры буферов для безопасной работы сцепщиков должны обеспечить зазор между корпусом локомотива и кузовом вагонетки не менее 600 мм.

Расчет рамы

При конструировании локомотивов производят проверочные расчеты напряжений, возникающих в элементах рамы, при действии следующих нагрузок:

от собственного веса рамы и установленного на ней оборудования;

при подъеме локомотива, прицепленного за буферы;

при ударах в буферы.

Развеска узлов локомотива на раме. Предварительно составляют развеску отдельных частей на раме. Для устой-

чивости рамы на осях колесных пар необходимо, чтобы сумма моментов всех вертикальных сил веса и сил реакции относительно произвольно выбранной вертикальной оси равнялась нулю:

$$\sum P_i a_i = \sum P_i x_i + \sum P'_i x_i, \quad (X.1)$$

где P_i — вертикальное давление колесной пары на рельсы;
 a_i — расстояние оси колесной пары от выбранной оси моментов;
 P_i, P'_i — вес соответственно отдельных агрегатов наддрессорного строения и неподрессоренных частей локомотива;
 x_i — расстояния от центра тяжести агрегатов и неподрессоренных частей до выбранной оси.

Знаки моментов берут в зависимости от их направления. Условную вертикальную ось выбирают произвольно; она может проходить, например, через ось прицепного устройства или обрез буфера.

Необходимо располагать агрегаты таким образом, чтобы ось центра тяжести всего локомотива проходила вблизи центра рамы и неравномерность распределения веса по осям колесных пар не превосходила 6% от среднего веса, приходящегося на каждую ось. Расстояние от произвольно выбранной оси до оси центра тяжести наддрессорного строения определяется из выражения

$$x_{ц. т} = \frac{\sum P_i x_i}{\sum P_i}. \quad (X.2)$$

Расстояние между осями колесных пар (жесткую базу) выбирают из следующих условий: 1) удобного расположения тормозных устройств между колесами и приводных устройств между осями; 2) обеспечения наименьшего колебания — «галопирования» рамы; 3) получения наименее возможной жесткой базы локомотива для облегчения вписывания в криволинейные участки пути. Если, исходя из 1-го и 2-го условий, требуется чрезмерно большое расстояние между осями колесных пар (более 2 м), следует предусматривать подвеску рамы на две ходовые тележки. Жесткую базу ходовой тележки следует увязывать с шириной колеи и ожидаемым наименьшим радиусом закругления рельсового пути.

Расчет рамы на статическую нагрузку. Определение напряжений в раме от изгиба при действии статической нагрузки производят так же, как в балке, лежащей на двух упругих опорах A и B с двумя консолями (рис. X.11, a). Для упрощения расчетов все действующие на раму статические силы делят на сосредоточенные P_1, P_2 и равномерно распределенные q_1, q_2 . К последним относят вес батарейного ящика, механического и электрического оборудования в кабине машиниста, трубопроводов и т. д. К сосредоточенным силам относят вес крупных узлов локомотива: редукторов, двигателей, компрессоров, воздухоборников, песочниц и т. д.

Пользуясь диаграммой расположения сосредоточенных и равномерно распределенных сил (рис. X.11, a), определяют силы опорных

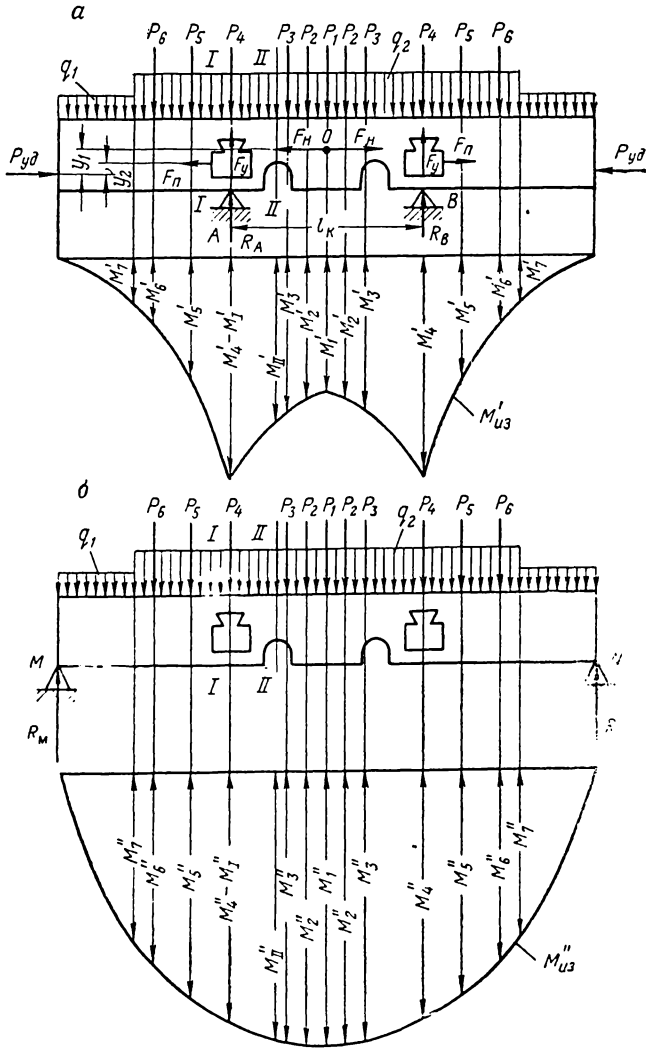


Рис. X.11. К расчету рамы локомотива:

а — схема приложения нагрузок от статических сил и продольного удара при движении локомотива и эпюра изгибающих моментов; б — схема приложения нагрузки от собственного веса локомотива при подъеме его за оба буфера и опоры изгибающих моментов

реакций R_A , R_B и изгибающие моменты, действующие в различных сечениях рамы. Изгибающий момент M_i для расчетного сечения от действия сосредоточенных нагрузок

$$M_{i\ c} = M_{i-1} + (\sum_{i-1} P) x_i, \quad (X.3)$$

где M_{i-1} — изгибающий момент от веса предшествующего узла;
 x_i — расстояние между предыдущей силой и силой, приложенной в расчетном сечении i ;
 $\sum_{i-1} P$ — сумма всех сил, расположенных от конца рамы до узла i (вес P_i исключается).

Изгибающий момент от равномерно распределенной нагрузки

$$M_{i\ p} = q_i l_i \left(\frac{l_i}{2} + L_i \right), \quad (X.4)$$

где q_i — интенсивность распределенной нагрузки;
 l_i — длина узла i ;
 L_i — расстояние от узла i до оси моментов.

Суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении

$$M'_{из} = M_{i\ c} + M_{i\ p}. \quad (X.5)$$

Для определения напряжений в раме от изгибающих моментов находят моменты инерции и моменты сопротивлений для опасных сечений рамы исходя из результирующей эпюры изгибающих моментов. Напряжения находят для верхних и нижних волокон рамы.

Расчет рамы на продольный удар в буфер. В момент соударения буферов локомотива и вагонетки в раме возникают дополнительные напряжения. В существующей практике расчета продольное усилие удара $P_{уд}$ считают зависимым от веса локомотива P :

$$P_{уд} = (2 \div 2,5) P. \quad (X.6)$$

Более точные результаты дает определение силы удара по методике, изложенной в главе VI.

Удар вызывает в раме реактивные сопротивления от массы наддрессорной части локомотива F_n и от подрессорной части (ходовых колес и привода) — F_p . Сила F_n проходит через центр тяжести наддрессорной части (точка O на рис. X.11, а), а сила F_p — через ось колесной пары. Линии действия сил $P_{уд}$, F_n и F_p не совпадают. Разность уровней действия сил $P_{уд}$ и F_n соответствует y_1 , а $P_{уд}$ и F_p соответствует y_2 . В результате этого возникает приложенный к раме момент

$$M_y = F_n y_1 + F_p y_2.$$

Он вызывает в опорах A и B добавочную вертикальную силу F_y :

$$F_y = \frac{2M_y}{l_k},$$

где l_k^r — расстояние между осями колесных пар или шкворнями ходовых тележек.

Изгибающие моменты в различных сечениях рамы определяются относительно центра тяжести этих сечений:

$$M_{\text{из. уд}} = P_{\text{уд}} (y_1 \pm y_{\text{ц. т}}) - \sum P_{ix} (y_1 + y_{\text{э} x}), \quad (\text{X.7})$$

где $\sum P_{ix}$ — сумма распределенных и сосредоточенных сил от буферного устройства до рассматриваемого сечения;

$y_{\text{ц. т}}$ — расстояние от центра тяжести сечения до оси центра тяжести рамы;

$y_{\text{э} x}$ — величина эксцентриситета силы F_y в данном сечении x .
Сжимающая сила от удара

$$F_{\text{сж} i} = P_{\text{уд}} - \sum P_{ix}. \quad (\text{X.8})$$

По полученным значениям изгибающих моментов и сжимающих сил определяют напряжения от изгиба и от сжатия в ряде наиболее ослабленных сечений рамы (например, I—I и II—II на рис. X.11, а).

Суммарное напряжение в опасных сечениях рамы находят как алгебраическую сумму статических и ударных напряжений от изгиба и сжатия для верхних и нижних волокон.

По данным ЦНИИ МПС, для магистральных локомотивов суммарное напряжение в раме не должно превышать 1500—2000 кгс/см². В противном случае необходимо усилить соответствующее сечение.

Расчет рамы на подъем локомотива. Принимают, что подъем локомотива производят за буферы. Исходные условия для расчета те же, что и для определения статических изгибающих моментов; переставляют лишь опорные реакции к концам рамы (рис. X.11, б). Последовательность построения результирующей эпюры изгибающих моментов и определение напряжений в опасных сечениях не отличаются от рассмотренных.

Если при подъеме за концы рамы напряжения в опасных сечениях превысят 2000 кгс/см², то дальнейшим расчетом определяют точки приложения опор к раме, при которых напряжения не превосходят допустимое.

§ 3. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ И СИСТЕМА РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

К ходовым устройствам локомотива относятся колесные пары (полускаты) и буксы.

Конструкция и технология изготовления колесных пар

Колесные пары шатных локомотивов по устройству колес делят на бандажные и цельнокатанные (безбандажные). На локомотивах среднего и тяжелого классов, а также на некоторых локомотивах легкого класса применяют колесные пары с бандажными колесами (рис. X.12, а). Колесо такой пары состоит из колесного центра 2, напрессованного на ось 1 с необходимым натягом, и бандажа 3, наде-

того на колесный центр в горячем состоянии. Такая конструкция позволяет заменять бандажи на новые после их износа.

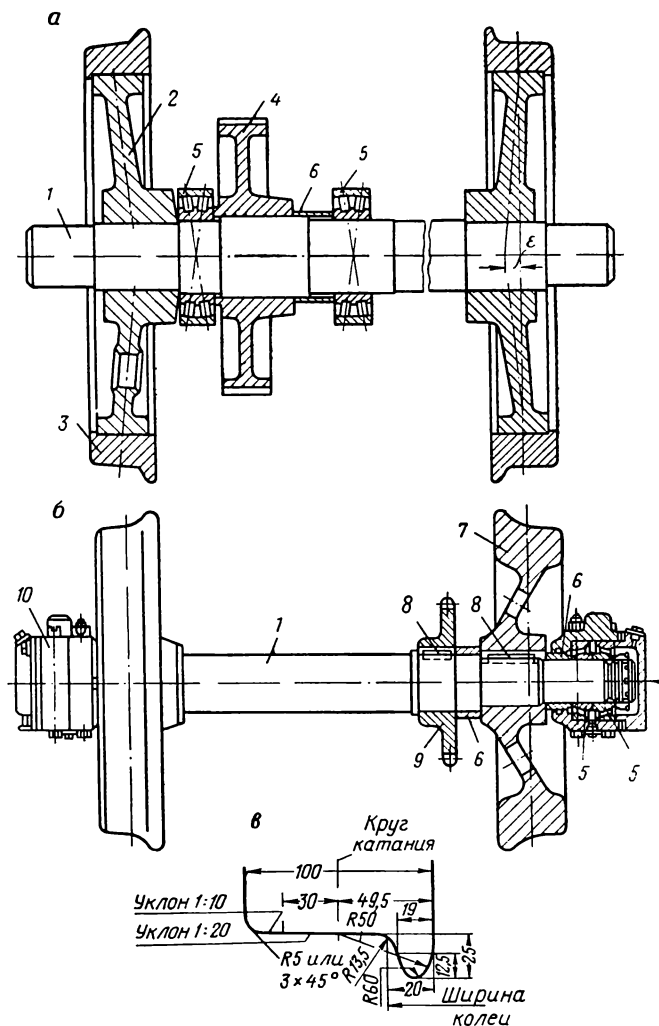


Рис. X.12. Колесные пары локомотивов:

а — с бандажными колесами; б — с безбандажными колесами; в — профиль гребня (реборды); 1 — ось; 2 — колесный центр; 3 — бандаж; 4 — зубчатое колесо; 5 — роликоподшипник; 6 — втулка; 7 — цельнокатаное колесо; 8 — шпонка; 9 — звездочка; 10 — букса

Цельнокатаные колеса 7 (рис. X.12, б) применяют на некоторых малогабаритных локомотивах (гировозах ГР-4 и ГР-5, электровозах АҚ-2У и др.). В рудничном локомотивостроении безбандажные колеса крепят на оси в основном при помощи шпоночного соединения

8, что позволяет менять в процессе эксплуатации как ходовые колеса, так и зубчатые колеса или звездочки 9.

Оси колесных пар изготовляют из углеродистой стали марки ОС. Заготовки осей отковывают на молотах, причем осадка слитка металла должна быть не менее четырехкратной. После этого заготовку осей подвергают термообработке (нагреву до 870—890° С с последующим охлаждением на воздухе) для устранения ковочных напряжений. Термически обработанная ось должна иметь предел прочности не менее 5000 кгс/см², среднее значение динамической вязкости 4—6 кгс·с/м².

После обработки, проверки и приемки оси на торце ее шейки (со стороны зубчатого колеса) производят клеймение, указывая номер оси, номер плавки металла, даты отковки и термообработки и знак завода-изготовителя. Клеймение необходимо для взятия под контроль всей партии осей в случае обнаружения на одной из них каких-либо дефектов.

Колесные центры отливают из малоуглеродистой мартеновской стали или электростали. Центр состоит из ступицы, дисковой части и обода. Дисковую часть изготовляют обычно конусообразной для увеличения жесткости и прочности колеса. Наружную поверхность обода обрабатывают под посадку бандажа по цилиндрической поверхности и боковым плоскостям, которые имеют небольшую конусность в местах прилегания к буртику бандажа.

Колесные центры соединяют с осью напрессовкой с необходимым натягом в холодном состоянии (посадка ПРЗ). Для обеспечения нормальной запрессовки прессовые поверхности смазывают чистым растительным (льняным или подсолнечным) маслом. Величина натяга принята в пределах 1—1,5 мм на 1 м диаметра оси. Для обеспечения такого натяга гидравлический пресс должен развивать усилие 50—100 тс.

Бандажи изготовляют из твердой мартеновской стали, имеющей предел прочности не менее 7000 кгс/см². Размер бандажа по радиусу принимают с некоторым запасом на возможные переточки профиля катания колеса по мере его истирания. Согласно § 280 Правил безопасности в угольных и сланцевых шахтах допускается износ бандажей по кругу катания не более 10 мм. Оставшаяся после переточки толщина бандажа не должна быть менее 25 мм на сторону. Ширина бандажа для большинства отечественных рудничных локомотивов принята одинаковой, равной 100 мм (рис. X.12, е), а для локомотивов с особо тяжелыми условиями эксплуатации — 125 мм.

Бандажи насаживают на колесные центры в горячем состоянии. Величину натяга принимают обычно около 1 мм на 1 м диаметра центра.

Зубчатые колеса крепят на оси при помощи шпоночного соединения или посадкой с необходимым натягом. На современных локомотивах применяют только неразъемные зубчатые колеса. Их напрессовывают на ось так же, как и центры колесной пары.

Величину натяга определяют из условия передачи наибольшего крутящего момента $M_{кр. \max}$, получаемого при максимально возможном коэффициенте сцепления колес локомотива с рельсами $\psi_{\max} = 0,35$ с учетом коэффициента запаса сил сцепления колеса с осью $k_3 = 1,5 \div 1,6$. Учитывая, что

$$M_{кр. \max} = \frac{F_{\max} D_k}{2} = \frac{P D_k}{2 n_{oc}} \psi_{\max}, \quad (X.9)$$

при запрессовке необходимо обеспечить удельное давление между внутренней поверхностью ступицы колеса и осью

$$p = \frac{2 M_{кр} k_3}{\pi d^2 l f} = \frac{P_c D_k \psi_{\max}}{\pi d^2 l f n_{oc}} k_3, \quad (X.10)$$

где D_k — диаметр колеса;
 P_c — сцепной вес локомотива;
 n_{oc} — количество ведущих осей;
 d и l — внутренний диаметр и длина ступицы колеса;
 $f \approx 0,08$ — наименьший коэффициент трения между колесом и осью.
 Минимальный расчетный натяг

$$\delta = p \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) d \cdot 10^3, \quad (X.11)$$

где c_1 и c_2 — коэффициенты, зависящие от отношения диаметра вала и ступицы;

E_1 и E_2 — модули упругости вала и ступицы.

Неровность прессуемых поверхностей учитывается в зависимости от вида их обработки. Так, при обработке вала $\nabla 6$ принимают амплитуду неровностей $h_1 = 6 \div 10$ мк или в среднем $h_{1cp} = (6 + 10)/2 = 8$ мк, а при обработке ступицы $\nabla 7$ принимают $h_2 = 3 \div 6$ мк, или $h_{2cp} = (3 + 6)/2 = 4,5$ мк. Суммарная амплитуда неровности

$$u = k (h_{1cp} + h_{2cp}), \quad (X.12)$$

где $k = 1,2 \div 1,3$ — коэффициент, учитывающий дополнительную неточность обработки.

Тогда табличный натяг

$$\delta_T = \delta + u. \quad (X.13)$$

Усилие, необходимое для запрессовки,

$$P = p f_{\max} \pi d l = \frac{\delta_T f_{\max} \pi l \cdot 10^{-3}}{\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}}, \quad (X.14)$$

где $f_{\max} = 0,2$ — наибольший коэффициент трения между осью и ступицей.

Обычно находят два значения табличного натяга ($\delta_{T \min}$ и $\delta_{T \max}$) в зависимости от принятых допусков на изготовление вала и ступицы, а по ним находят два значения P (P_{\min} и P_{\max}). По результатам расчета подбирают необходимый прессовый стан.

У цельнокатаных колес (см. рис. X.12, б) обод с гребнем (ребордой), диск и ступица составляют одно целое. Изготавливают их из твердой углеродистой стали (типа бандажной) по особой технологии, заключающейся в нагреве заготовок до ковочной температуры 1300°C , многократной обжимке под гидравлическими прессами и прокатке обода роликами на специальном колесопрокатном стане, в результате чего колеса приобретают высокую прочность. Для улучшения структуры и получения требуемых механических свойств цельнокатаные колеса в процессе изготовления подвергают специальной термической обработке.

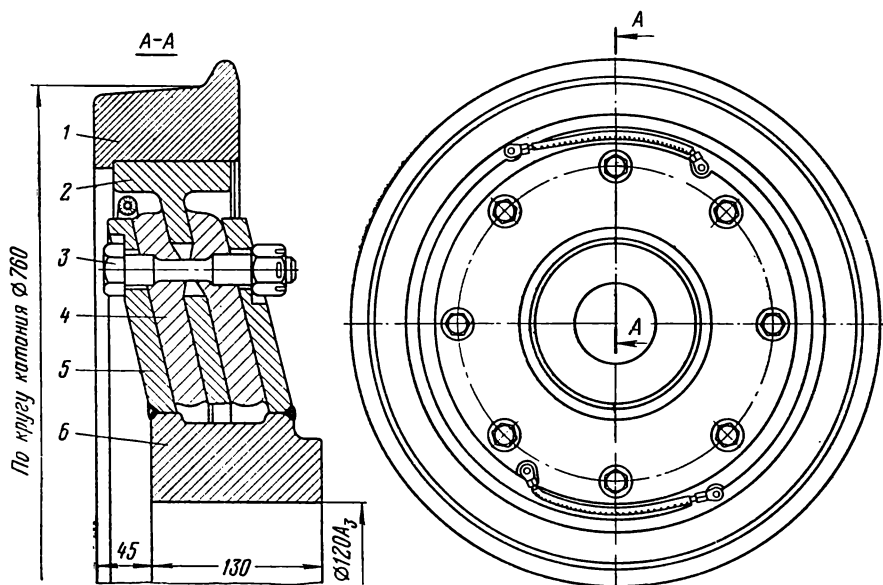


Рис. X.13. Подрезинное колесо

Колеса напрессовывают на ось, после чего обод катания и гребни обрабатывают на специальном колесно-токарном станке.

Преимущества цельнокатаных колес заключаются в увеличении прочности, повышении безопасности движения (поскольку нет опасности проворота или разрыва бандажа), облегчении наблюдений за колесами в эксплуатации и т. д. Однако их недостатки (более сложное изготовление, наличие ненадежных в работе шпоночных соединений, необходимость замены всего колеса после износа его обода) ограничивают область их применения лишь локомотивами небольшого сцепного веса.

Поскольку основным источником сотрясений локомотива является рельсовый путь, стремятся расположить амортизирующие устройства как можно ближе к рельсам. Роль таких амортизаторов могут выполнять специальные колеса с резиновыми вставками (рис. X.13),

которые обеспечивают мягкий ход локомотива, увеличивают срок службы бандажей и чувствительной к встряскам аппаратуры (осветительных электроламп, гидроприводов и пр.). Подрезиненное колесо состоит из ступицы 6, бандажа 1 и промежуточного венца 2. Крутящие усилия передаются от ступицы к венцу посредством двух толстолистовых резиновых колец 4, плотно зажатых с помощью болтов 3 между венцом и приваренными к ступице стальными дисками 5.

В случае применения таких колес на контактных электровозах между ступицей колеса и промежуточным венцом устанавливают гибкие перемычки.

Проектирование осей колесных пар

При проектировании осей расчет ведут в два этапа. На первом этапе приблизительно определяют необходимые размеры оси, принимая пониженное (на 30—40%) допустимое напряжение. На втором этапе производят поверочный расчет оси уточненными методами с внесением поправок в первоначально принятые размеры отдельных элементов.

При поверочном расчете определяют суммарное напряжение от действия изгибающих и крутящих моментов в различных сечениях оси, а также находят запас усталостной прочности в опасных сечениях. Поверочные расчеты выполняют для двух режимов работы локомотива: пускового, когда реализуется максимальный коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами $\psi_{\max} = 0,35$, но локомотив имеет малую скорость; ходового, когда локомотив движется с длительной скоростью по криволинейному участку пути с минимальным (по ПБ) радиусом закругления при коэффициенте сцепления $\psi = 0,24$.

Для определения общих изгибающих моментов находят статические и динамические нагрузки, приложенные к оси, отдельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях R_i^v и R_i^h (рис. X.14, а, в), затем соответствующие им изгибающие моменты M_{ni}^v и M_{ni}^h (рис. X.14, б, г) и общий изгибающий момент (рис. X.14, д)

$$M_{ni}^o = \sqrt{(M_{ni}^v)^2 + (M_{ni}^h)^2}. \quad (X.15)$$

Приложенные к оси нагрузки и реакции в опорах считают сосредоточенными, действующими по осям симметрии букс, серединам ступиц ходовых колес, по серединам рабочей части опорных подшипников приводов и по середине венца зубчатого колеса.

Вертикальная статическая нагрузка на одну опору $P_{ст}$ определяется приходящейся на нее частью веса надрессорного и неподдрессоренного оборудования локомотива.

Величина динамической нагрузки (см. главу VI) P_d достигает 40—60% веса надрессорной части

$$P_d = (0,4 \div 0,6) P_{ст}.$$

Общая нагрузка опоры оси

$$R_l = P_{l_{ст}} + P_{l_{д}} = k_d P_{l_{ст}}, \quad (X.16)$$

где $k_d = 1,4 \div 1,6$ — коэффициент динамичности системы.

Окружные усилия от зубчатого колеса P_K^B и P_K^r определяют в зависимости от величины коэффициента сцепления ходовых колес с рельсами ψ по формулам:

$$P_K^B = \frac{P_c D_K}{n_{oc} d_K} \psi; \quad (X.17)$$

$$P_K^r = P_K^B \operatorname{tg} \alpha, \quad (X.18)$$

где D_K и d_K — диаметры ходового и зубчатого колес на оси;

$\alpha = 20 \div 25^\circ$ — сумма углов зацепления и трения между зубьями колеса и шестерни.

Реакции в подшипниковых опорах A и B уравнивают силы P_K^B и P_K^r и часть веса привода. К шейке оси в горизонтальной плоскости приложено тяговое усилие

$$F_0^r = \frac{P_c}{2n_{oc}} \psi_{\max}. \quad (X.19)$$

В связи с конусностью ходовых колес между окружностью качения и серединой ступицы колеса существует некоторый эксцентриситет ε (см. рис. X.12, *a*), который вызывает в точках C и N оси дополнительные вертикальные и горизонтальные моменты M_C^B , M_C^r и M_N^B , M_N^r (рис. X.14, *a*, *б*).

При расчете учитывают центробежные силы и силы воздействия головки рельса на ребро бандажа. Величину изгибающего момента от центробежной силы находят из выражения

$$M_{ц} = k_d F_{ц} r \quad (X.20)$$

где $k_d = 1,6 \div 2,0$ — коэффициент динамичности, учитывающий удар ребра колеса о головку рельса в начале криволинейного участка пути;

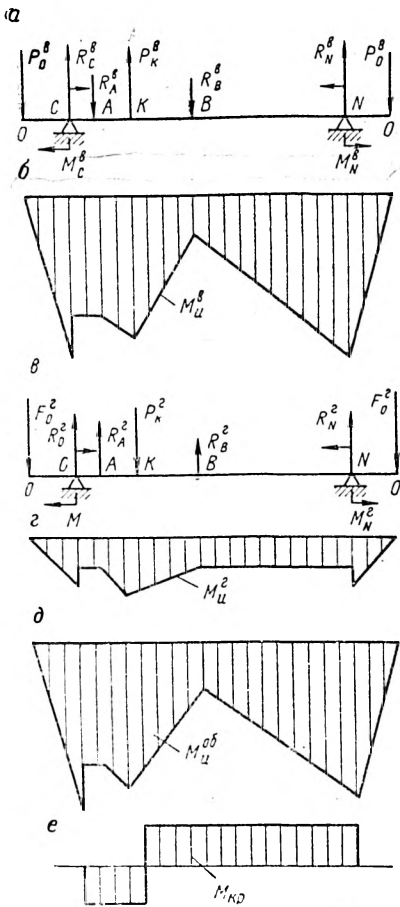


Рис. X.14. К расчету осей колесных пар:

б — расчетная схема и эпюра изгибающих моментов от вертикальных нагрузок; *в*, *г* — расчетная схема и эпюра изгибающих моментов от горизонтальных нагрузок; *д* — эпюра суммарных изгибающих моментов; *е* — эпюра крутящих моментов

с рельсов), соответствующий балансир поворачивается вокруг своей оси, присоединяющей его к раме, до тех пор, пока это колесо будет прижато к рельсу приблизительно с такой же силой, как и остальные.

Способность рессор упруго деформироваться на величину f_p под действием силы P_p определяет их жесткость.

$$c_0 = \frac{P_p}{f_p}. \quad (\text{X.21})$$

На шахтных локомотивах наиболее распространены листовые и пружинные рессоры. Листовая рессора (рис. X.17, а) представляет

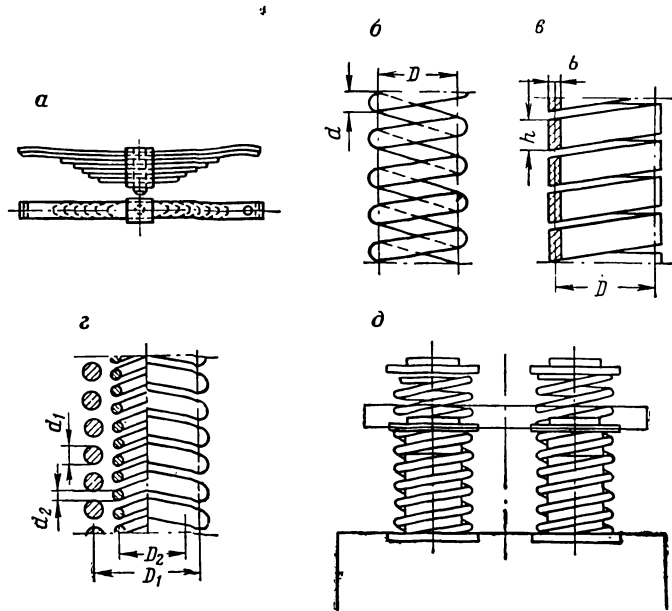


Рис. X.17. Элементы рессорных подвесок:

а — листовая рессора; б — однорядная пружинная рессора из круглой стали; в — пружинная рессора из полосовой стали; г — двухрядная пружинная рессора; д — пружинная двоянная рессора

собой балку на двух опорах, к середине которой приложена сосредоточенная сила. Рессоры выполняют в виде бруса равного сопротивления. Это обеспечивается ступенчатым расположением листов разной длины, изготовленных из специальной рессорной стали марки 60С2 или 45Г2, имеющей предел текучести 120 кгс/мм².

Достоинство листовых рессор: большая амплитуда упругой деформации. Недостаток: повышенная жесткость, вследствие чего они плохо сглаживают ударные нагрузки.

Пружинные рессоры изготовляют из круглой (рис. X.17, б) или полосовой (рис. X.17, в) стали марки 60С2. При большой статической

нагрузке применяют рессоры из сдвоенных пружин (рис. X.17, з) или двухрядных, вставленных друг в друга (рис. X.17, д). Пружинные рессоры более гибки, чем листовые, лучше сглаживают нагрузки, но их ход ограничен величиной шага витков.

На локомотивах массой до 25 т при скорости движения до 15 км/ч требуемый ход рессоры обычно не превышает 20—30 мм, что вполне обеспечивается пружинными рессорами. Поэтому на всех современных локомотивах применяют пружинные рессорные устройства.

Осадка одиночной цилиндрической пружины f с круглым сечением прутка под действием силы P_p определяется по формуле

$$f = \frac{8D^3 n P_p}{d^4 E}, \quad (X.22)$$

откуда ее жесткость (VI.47)

$$c_0 = \frac{d^4 E}{8D^3 n}, \quad (X.23)$$

где d — диаметр прутка, мм;

E — модуль упругости при кручении, тс/мм²;

D — средний диаметр витка, мм;

n — число рабочих витков.

Жесткость рессоры из двухрядных или сдвоенных пружин равна сумме жесткостей составляющих ее пружин:

$$c_0 = c'_0 + c''_0. \quad (X.24)$$

Число рабочих витков пружины на два меньше общего количества витков из-за того, что концы прутков оттягивают на длине 3/4 витка для обеспечения плотного прилегания к опорной поверхности.

Напряжения кручения в пружине

$$\tau = \frac{8P_p D}{1000\pi d^3}, \text{ кгс/мм}^2. \quad (X.25)$$

Величина τ не должна превышать 50—60 кгс/мм².

Размеры пружин находят исходя из равенства их осадок ($f_1 = f_2$)

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{d_1^4 n_2 D_2^3}{d_2^4 n_1 D_1^3} \quad (X.26)$$

и равенства внутренних напряжений ($\tau_1 = \tau_2$)

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{D_2 d_1^3}{D_1 d_2^3}. \quad (X.27)$$

Пружины прямоугольного сечения (рис. X.17, е) более жесткие, чем из круглых прутков. При расположении широкой стороны сечения вдоль оси пружины

$$f = 0,9\pi n D^3 \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \cdot \frac{P_p}{E}. \quad (X.28)$$

Пружины в отличие от листовых рессор не имеют собственного трения, что способствует развитию колебаний наддрессорной части. Для гашения этих колебаний ставят амортизаторы, рассеивающие энергию колебаний.

Принцип действия гидравлического амортизатора 1 (рис. X.18) заключается в перекачивании жидкости (веретенного масла АУ или смеси трансформаторного и турбинного масла) с помощью поршней и перепускных клапанов из одной полости корпуса амортизатора в другую. Цилиндр амортизатора соединяют обычно с рамой локомотива (наддрессорной частью), а его поршень через рычаг 3 и регулировочную стяжку 2 — с балансиром 4, опирающимся на буксы.

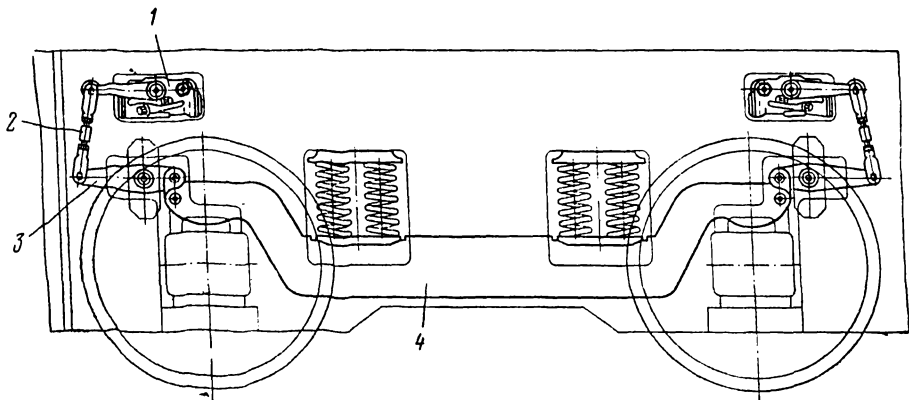


Рис. X.18. Подвеска рамы электровоза 14KP-2

Величина амортизирующей силы зависит от вязкости жидкости (и, следовательно, от температуры), диаметра перепускных отверстий и скорости поршня.

Фрикционные амортизаторы гасят энергию колебаний системы за счет сил трения. Они бывают дисковые и клиновые. Дисковые сложны по конструкции и недостаточно надежны. Дружковский машиностроительный завод разработал клиновой амортизатор сухого трения (рис. X.19). Под действием силы P_p , приходящейся на один амортизатор от веса наддрессорной части, нажимной конус 3 давит на клин 2, разрезанный на три сектора, и через кольцо 1 — на пружину 4. Секторы клина расходятся и воздействуют на внутреннюю поверхность корпуса 5. При перемещении конуса вниз сила P_p уравновешивается реакцией пружины $R_{пр}$ и силой трения F между клином и корпусом. При обратном ходе клина реакция пружины $R_{пр}$ преодолевает силы P_p и F . Условие равновесия амортизатора

$$R_{пр} = P_p \pm F, \quad (\text{X.29})$$

где знак минус соответствует сжатию пружины, а плюс — ее расслаблению.

Сила P_p уравнивается также реакцией N и силой трения конуса о клин F_1 :

$$P_p = N \cos \alpha + F_1 \sin \alpha = N (\cos \alpha + f_1 \sin \alpha), \quad (X.30)$$

где f_1 — коэффициент трения на конической поверхности.

Пренебрегая сопротивлением упругости клиновых секторов, можно найти фрикционную силу амортизатора

$$F = \pm N (\sin \alpha - f_1 \cos \alpha) f_2, \quad (X.31)$$

где f_2 — коэффициент трения между клином 2 и корпусом 5.

Решая совместно (X.29) — (X.31), получим

$$R_{np} = P_p \left(1 \pm \frac{\operatorname{tg} \alpha - f_1}{1 + f_1 \operatorname{tg} \alpha} f_2 \right). \quad (X.32)$$

Как следует из (X.32), рассмотренное фрикционное устройство уменьшает деформацию пружины при возрастании P_p и передает пружине удерживающее усилие при снижении P_p . Амортизационные свойства устройства зависят от угла конусности клина α , материалов и качества обработки трущихся поверхностей, определяющих величины f_1 и f_2 .

Статическая осадка такого амортизатора

$$f = \frac{R_{np}}{c_0}.$$

Фрикционный амортизатор в зависимости от величин α , f_1 и f_2 уравнивается трением от 5 до 26% приложенной нагрузки P_p .

Кроме рассмотренных рессорных устройств, в иностранной практике известно применение в качестве упругих элементов конических спиральных пружин (бельгийская фирма АСЕС), резиновых рессор и амортизаторов (французская фирма «Кормо») и др.

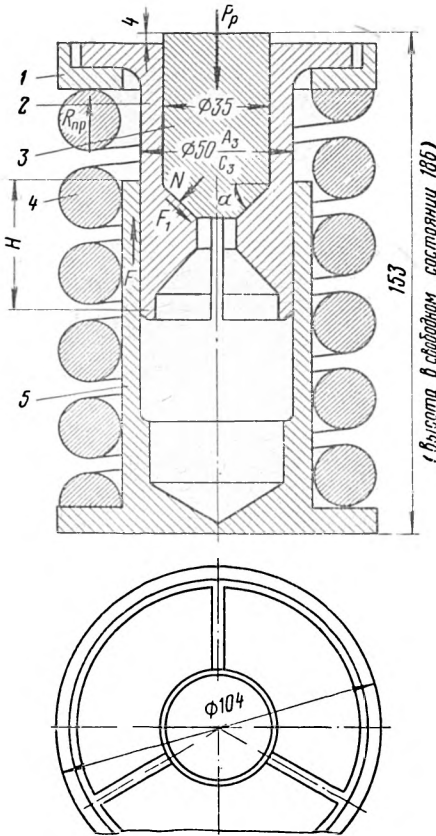


Рис. X.19. Клиновой амортизатор сухого трения

Конструкция тормозных устройств

Тормозные устройства по принципу действия делят на механические и электрические.

Основной вид механического тормоза — колодочный; тормозное усилие развивается в результате трения тормозных колодок 7 (рис. X.20) о бандажи ходовых колес. На некоторых электровозах применяют рельсовые тормозные устройства (рис. X.20, а): торможение осуществляется вследствие трения электромагнитных башмаков 12 о рельсы.

Основной вид электрического торможения — реостатный, при котором тяговые двигатели при торможении отключаются от источника питания и включаются на электрическое сопротивление (реостат). При этом достаточное тормозное усилие создается лишь при скорости движения локомотива более 0,2—0,3 м/с. При меньшей скорости локомотив тормозят механическим тормозом. Генераторное торможение (с отдачей энергии источнику питания) на рудничных электровозах не применяют из-за сравнительно малой механической энергии подземных поездов и сложности дополнительной аппаратуры (инверторов и пр.).

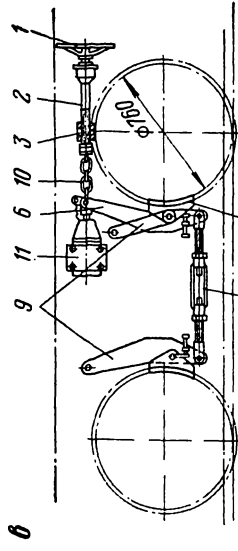
В особых случаях (например, чтобы предотвратить наезд на человека или препятствие) допускается включение всех имеющихся на локомотиве тормозных средств, в том числе и торможение противовключением (ходовые колеса включают противоположно направлению движения локомотива).

Приводы тормозов бывают ручные, пневматические, гидравлические и электромагнитные.

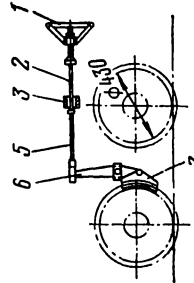
При ручном торможении (рис. X.20, а) мускульное усилие машиниста прикладывается к штурвалу 1 и передается через двухзаходный винт 2, бронзовую гайку 3, тягу 5 и тормозной рычаг 6 на колодки 7.

В настоящее время для рудничных локомотивов тормозные колодки отливают из серого чугуна. Они быстро истираются, имеют сравнительно малый коэффициент трения о бандаж (0,18—0,2). На поездах метрополитена и железных дорог применяют бакелитовые тормозные колодки, а также колодки из пластических масс различных компонентов. Коэффициент трения таких колодок о бандаж достигает 0,6.

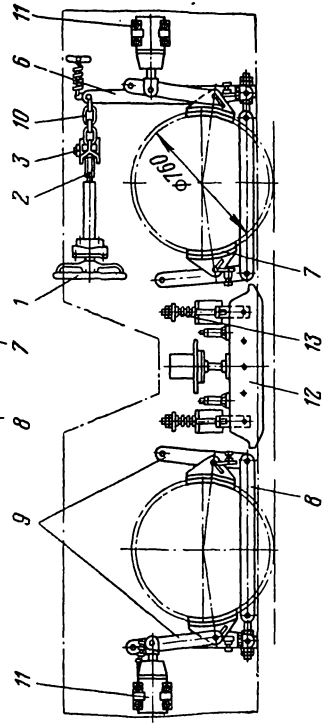
В расторможенном состоянии зазор между колодками и бандажами колес поддерживается в пределах 2—4 мм с тем, чтобы полное затормаживание достигалось за 1,5—2,0 оборота штурвала. Однако зазоры не должны допускать трения между колодками и бандажами во время рейса. Для регулирования величины зазора предусматривают двухвинтовые стяжки 8, шарнирно соединенные с нижними концами рычагов 9. Люфт системы ручного тормоза не должен превышать $\frac{1}{4}$ оборота штурвала.



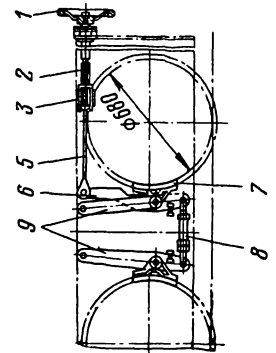
б



а



в



б

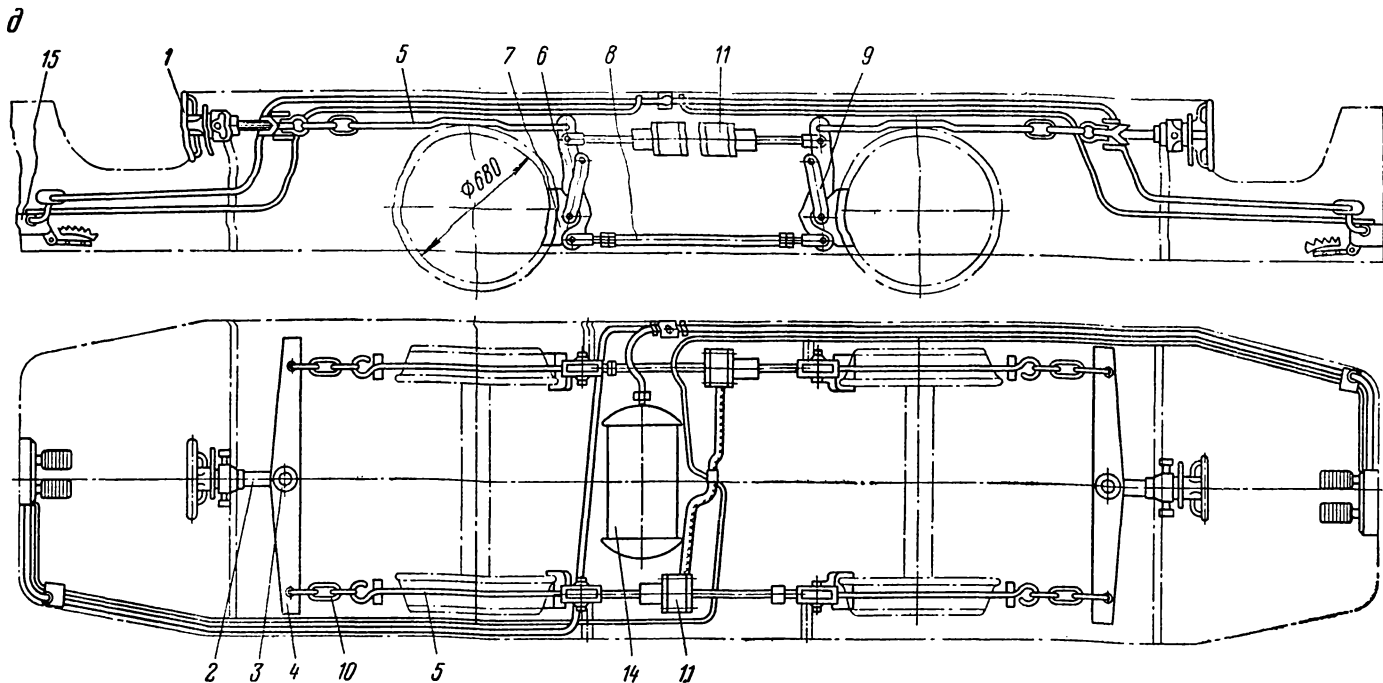


Рис. X.20. Схемы тормозных систем локомотивов:

а — односторонний двухколодочный тормоз; *б* — односторонний четырехколодочный тормоз; *в* — то же, с ручным и пневматическим приводами, *г* — двусторонний колодочный с ручным и пневматическим приводами и с электромагнитным рельсовым тормозом (для локомотивов тяжелого класса с центральным расположением кабины машиниста); *д* — односторонний с ручным и пневматическим приводами (для локомотивов среднего класса с двусторонним расположением кабины машиниста); 1 — штурвал; 2 — винт; 3 — бронзовая гайка; 4 — коромысло; 5 — тяга; 6 — тормозной рычаг; 7 — тормозная колодка; 8 — двухвинтовая стяжка; 9 — рычаг; 10 — цепная тяга; 11 — цилиндр; 12 — рельсовый электромагнитный башмак; 13 — пружина; 14 — воздухоотборник, 15 — педальный клапан

Винтовую и рычажную системы ручного тормоза рассчитывают из условия обеспечения максимальной силы нажатия всех тормозных колодок (не менее 70—80% от веса локомотива) при усилии на штурвале не более 12—16 кгс. Для увеличения тормозного усилия локомотивов тяжелого класса применяют двустороннее расположение колодок (рис. X.20, *в*). На локомотивах малой массы (до 20 т) достаточно одной пары колодок.

Механическим ручным тормозом оборудуют все локомотивы.

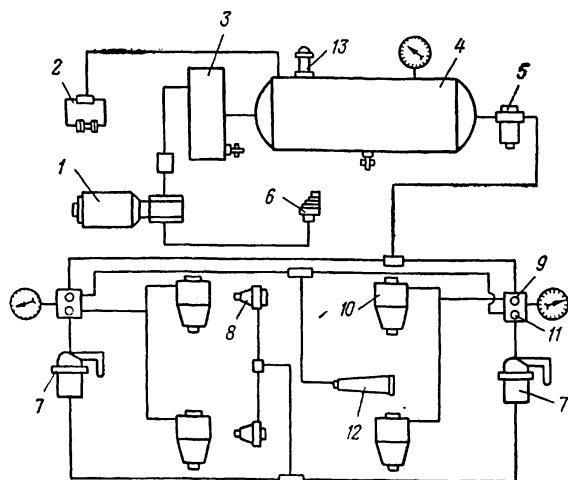


Рис. X.21. Пневматическая система локомотивов

При отсутствии на локомотиве косвенных систем торможения (пневматических, гидравлических и т. д.) ручной тормоз является рабочим (рис. X.20, *а*, *б*). Если для рабочего торможения предусмотрены другие устройства, ручной тормоз выполняет роль вспомогательного и противоугонного (рис. 20, *в—д*).

Тормозные устройства косвенного управления существенно облегчают труд машиниста и являются более быстродействующим средством торможения, чем устройства с ручным приводом. На рудничных локомотивах наибольшее применение получили пневматические системы, имеющие перед гидравлическими ряд преимуществ: для пневмосистем не требуется специальная рабочая жидкость, пневматические тормоза имеют более мягкую нагрузочную характеристику, чем гидравлические; пневмоэнергию можно использовать для инжекторных песочниц, пневмосигнала и т. д. Недостаток пневмосистем: необходимость в громоздких воздухосборниках, компрессорах и т. д. Поэтому пневмосистемы следует применять на всех локомотивах массой более 10 т, имеющих достаточные размеры. Область применения гидравлических систем — локомотивы массой менее 10 т.

Тормозное усилие от пневмосистемы (или гидросистемы) передается на тормозные колодки при помощи цилиндров 11 (рис. X.20, *в—д*), поршни и штоки которых воздействуют на тормозные рычаги 6. Для обеспечения независимого воздействия на одни и те же колодки ручного и пневматического приводов, вместо стержневой тяги 5 предусматривают цепные тяги 10. Управляют пневмотормозами от педальных клапанов 15.

Компрессор пневмосистемы локомотива действует от специального привода 1 (рис. X.21), управляемого регулятором давления 2, который поддерживает давление в пневмосистеме в пределах 4,5—6,0 кгс/см². На некоторых локомотивах (например, на дизельвозах) компрессор действует от тягового двигателя. Очищенный от пыли фильтр 6 воздух нагнетается через маслоотделитель 3 в воздухоотборник 4. Из воздухоотборника через обратный клапан 5 сжатый воздух по напорному трубопроводу поступает к педальным клапанам 7, управляющим тормозными цилиндрами 8, и кнопочным клапанам 9 и 11, управляющим соответственно песочницами 10 и пневмосигналом 12. Для защиты от механических перенапряжений в элементах пневмосистемы на воздухоотборнике устанавливают предохранительный клапан 13. Собранная на локомотиве пневмосистема испытывается на герметичность сжатым воздухом при давлении 7 кгс/см². Падение давления в системе не должно превышать 0,2 кгс/см² за 1 мин. На большинстве локомотивов компрессор со специальным приводом располагают в задней части, а воздухоотборники — в свободной от оборудования средней части локомотива.

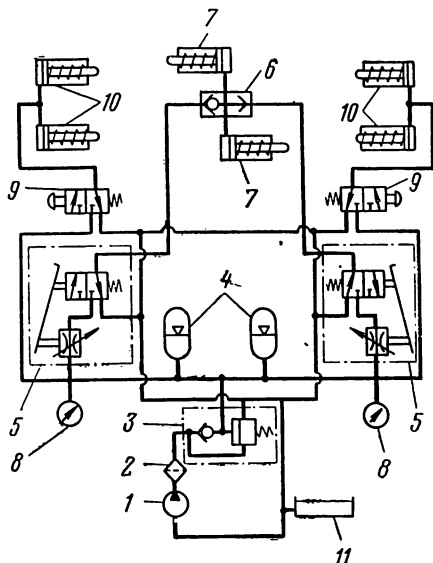


Рис. X.22. Гидравлическая система локомотивов

Гидравлическая система на локомотиве служит для обеспечения работы тормозов и песочниц. Гидронасос 1 системы (рис. X.22) действует от индивидуального привода или тягового двигателя. Гидронасос 1 через фильтр 2 нагнетает масло в гидроаккумуляторы 4. При достижении в них давления 100 кгс/см² блок переключения 3 переводит автоматически напорную линию маслопровода на слив, в результате чего насос переходит на холостой ход. Переключатель 3 поддерживает в аккумуляторах давление в пределах 80—100 кгс/см², которое контролируется манометром 8.

Напорная магистраль соединена с гидроцилиндрами тормоза через тормозной клапан 6. При нажатии на педаль тормозного крана,

5 масло поступает в поршневые полости гидроцилиндров 7, шток выдвигается и через систему рычагов воздействует на тормозные колодки, прижимая их к бандажам колес.

При отпускании педали масло из тормозных цилиндров уходит на слив в масляный бак 11, а шток под действием пружины возвращается в исходное положение, растормаживая колодки.

Для проворачивания ротора песочницы служат гидроцилиндры 10 соединенные с напорной магистралью через кнопочные золотники 9. При нажатии кнопки масло поступает в гидроцилиндры 10, поворачиваются вертикальные валы песочниц и песок высыпается на лоток, а затем на рельсы.

Расчет тормозной системы

При расчете тормозной системы величину наибольшей силы нажатия тормозных колодок N можно определить из условия предотвращения заклинивания колес:

$$N = 1000 P_c \frac{\psi_r}{f},$$

где ψ_r — коэффициент сцепления колес с рельсами (для сухих рельсов 0,20—0,24);

$f = 0,18 \div 0,20$ — коэффициент трения колодок о бандажи колес.

Максимально допустимое усилие нажатия на одну тормозную колодку

$$N' = \frac{N}{m},$$

где m — количество тормозных колодок на локомотиве.

Удельное давление на колодках тормоза при равномерном распределении тормозного усилия между ними

$$q = \frac{N'}{F} \leq q_{\text{доп}},$$

где F — площадь соприкосновения колодки с бандажом;

$q_{\text{доп}}$ — допустимое удельное давление между колодкой и бандажом (для чугунных колодок $q_{\text{доп}} = 7 \div 8$ кгс/см²);

$$F = \frac{\pi D_k b \alpha}{360},$$

где D_k — диаметр колеса;

b — ширина колодки;

α — угол обхвата колодкой колеса.

Давление в тормозном цилиндре, при котором обеспечивается усилие нажатия тормозной колодки,

$$p = \frac{4N'}{\pi d_k^2 i_p}, \quad (\text{X.33})$$

где $d_{ц}$ — диаметр гидро- или пневмоцилиндра;

$i_p = (a + c)/a$ — передаточное отношение рычагов (см. рис. X.23).

Осевое усилие на тормозном винте

$$S_{в} = \frac{N}{i_p' \eta_{ш}}, \quad (X.34)$$

где $\eta_{ш} \approx 0,9$ — к. п. д. шарниров;

i_p' — передаточное отношение рычагов между тормозными колодками и винтом.

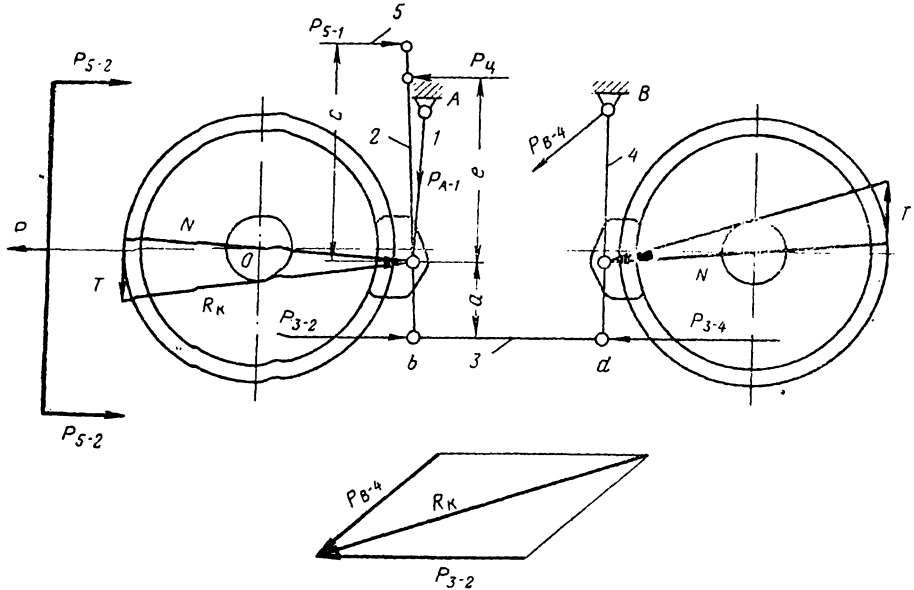


Рис. X.23. Расчетная схема колодочного тормоза

Окружное усилие на среднем диаметре винта

$$P_{в} = S_{в} \operatorname{tg}(\alpha_{ср} + \rho^*), \quad (X.35)$$

где $\alpha_{ср}$ — угол подреза резьбы;

ρ^* — угол трения резьбовой пары.

Усилие на маховике ручного тормоза

$$P_{\max} = \frac{P_{в} d_{ср}}{D_{\max} \eta}, \quad (X.36)$$

где $d_{ср}$ — средний диаметр резьбы;

D_{\max} — диаметр маховика;

η — к. п. д. подшипников.

Расчет элементов тормозной системы на прочность выполняют графоаналитическим методом из условия допустимого нажатия колодок N (рис. X.23).

Сила трения, отнесенная к одной колодке,

$$B = \frac{N}{m} f_k.$$

Так как в принятой схеме линия, соединяющая центр колеса и ось тормозной колодки, составляет с подвеской угол 90° , усилие, растягивающее подвеску P_{A-1} , равно B .

Тогда усилие, воспринимаемое тягой $З$, можно определить из суммы моментов сил относительно точки b , считая рычаг 2 перпендикулярным к тяге $З$:

$$P_{3-2} = \frac{Nc}{a+c}. \quad (X.37)$$

Воспринимаемое опорой усилие P_{b-x} определяется графически из силового параллелограмма. По найденным усилиям производят расчет на прочность тяг, рычагов, шарнирных сочленений и других элементов тормозной системы.

Электромагнитные тормоза

Для увеличения тормозной силы поезда перспективным является оборудование локомотивов или специальных прицепных платформ дополнительно рельсовыми электромагнитными тормозами. Характерная особенность последних заключается в том, что развиваемая ими тормозная сила не зависит от веса локомотива, а определяется лишь электромагнитной силой притяжения полюсных наконечников к рельсам и коэффициентам трения башмаков о рельсы.

Электромагнитный тормоз подвешивают к раме локомотива или тормозной тележке при помощи пружины за кронштейн 4 (рис. X.24). Обмотка возбуждения 1 , питающаяся через кабельный ввод 6 , с разъемным магнитопроводом 2 составляют магнитную систему. При подаче тока в катушку возбуждения электромагнитный тормоз полюсными наконечниками 7 прижимается к рельсу 3 .

При выключенной обмотке зазор между полюсными наконечниками и головкой рельса не должен превышать $5-10$ мм. Тормозная сила передается раме локомотива или тормозной тележке через упоры 5 , закрепленные на магнитопроводе.

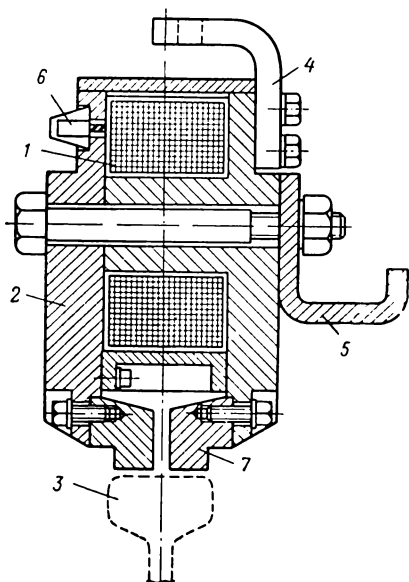


Рис. X.24. Башмак электромагнитного рельсового тормоза

Величина тормозной силы, создаваемой за счет трения между башмаками и рельсами, определяется как

$$B = \varphi \sum K_M,$$

где $\varphi = 0,2 \div 0,24$ — коэффициент трения башмаков о рельсы (по данным Днепропетровского горного института);

$\sum K_M$ — суммарная сила прижатия тормозов к рельсам.

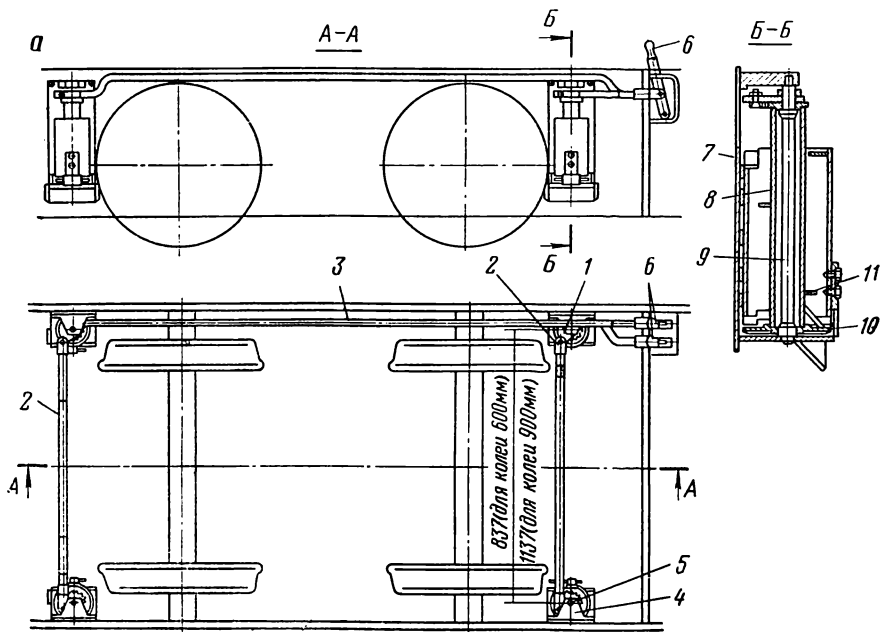
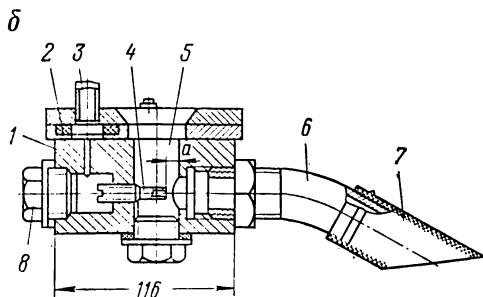


Рис. X.25. Песочницы:

a — система шибрных песочниц с ручным приводом; 1 — песочница; 2 — поперечная тяга; 3 — продольная тяга; 4 — кронштейн; 5 — храповой механизм; 6 — рукоятки управления; 7 — корпус песочницы; 8 — поворотный цилиндр; 9 — вал; 10 — высыпное отверстие; 11 — разрыхлитель; б — инжектор пневматической песочницы: 1 — корпус; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — воздухоподающий патрубок; 4 — сопло; 5 — камера для поступления песка; 6 — труба; 7 — шланг; 8 — пробка



Достоинства электромагнитных рельсовых тормозов: быстрдействие и эффективность торможения. Недостатки: развиваемая тормозная сила существенно зависит от засоренности рельсового пути и сложность регулирования силы торможения.

Песочницы

Песочницы по принципу действия делятся на шиберные и инжекторные. Шиберная песочница (рис. X.25, а) представляет собой сварной корпус с отверстием, закрытым в нижней части шибером. Песочница наполняется сухим просеянным песком. При повороте шибера (от ручного или гидравлического привода) песок через отверстие и направляющий желоб поступает на головку рельса под ходовое колесо.

На локомотиве песок часто отсыревает, утрамбовывается и при открывании шибера не высыпается. Избавиться от этого недостатка можно обработкой обычного песка гидрофобной присадкой (стеарином). Обрабатывают песок в специальных барабанах при непрерывном нагревании и перемешивании совместно со стеарином из расчета 2 кг стеарина на 1 т песка. Обработанный песок обладает хорошей сыпучестью при влажной атмосфере. Для гидрофобного песка достаточно иметь вышнее отверстие песочницы диаметром 10 мм. При полностью открытом отверстии 3 л песка достаточно для непрерывной подачи на протяжении 560 м пути.

Инжекторные песочницы применяют только при наличии на локомотиве сжатого воздуха. Песочница представляет собой пустотелый корпус, в днище которого предусмотрено инжекторное устройство (рис. X.25, б). Из резервуара песочницы песок попадает в камеру 5 с соплом 4. Через патрубок 3 к соплу подводится сжатый воздух. Вырываясь из сопла, воздух увлекает за собой частички песка, которые по шлангу 7 направляются к рельсам.

Инжекторные песочницы работают гораздо лучше, чем шиберные, и могут подавать даже влажный непросеянный песок.

Передние и задние песочницы снабжают обычно независимыми приводами, чтобы можно было одновременно включать лишь одну пару песочниц — переднюю по ходу движения локомотива.

§ 5. ПРИВОД И СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ

Приводы локомотивов

Привод состоит из двигателя и системы передачи тягового усилия на ходовые колеса.

Требуемая мощность двигателей локомотива зависит от его веса и скорости движения:

$$N = \frac{F_c v}{102} = 9,8 P_c \psi_{\max} v, \text{ кВт} \quad (\text{X.38})$$

где F_c — касательная сила тяги локомотива из условия сцепления колес с рельсами, кгс;

v — скорость движения, м/с.

На вал якоря тягового двигателя насаживается коническая или цилиндрическая шестерня, от которой через зубчатую передачу

(редуктор) вращающий момент передается на движущие колеса локомотива. На отечественных электровозах применяют одно-, двух- и трехступенчатые передачи. На малогабаритных электровозах АК-2У и ЗКР применяют групповые приводы: один двигатель вращает обе колесные оси (рис. X.26, а, б). Достоинство таких приводов: малые размеры, что важно для указанных электровозов. Недостаток: жесткая связь между всеми движущими колесами. Так как из-за существующих допусков изготовления и различного износа диаметры колес обычно различны, то при работе таких электровозов имеется скольжение обода колес по рельсу, возникают динамические удары и повреждения самой передачи.

На остальных электровозах применены индивидуальные приводы: каждая ось электровоза получает вращение от отдельного двигателя.

Длительное применение на электровозах одноступенчатых передач выявило их недостатки: малое передаточное отношение (что требовало применения специальных тихоходных двигателей), низкая надежность и малый клиринс.

Ранее были разработаны трехступенчатые редукторы, но от них отказались из-за сложности изготовления и частых повреждений при эксплуатации.

На современных электровозах устанавливают в основном двухступенчатые редукторы в массивном литом корпусе. Зубчатое колесо на колесной паре располагают смещенным относительно середины оси с целью уменьшения упругих колебаний и динамических нагрузок в ней. Наиболее работоспособным является редуктор по схеме на рис. X.26, в. Он разработан для электровоза 1ЗАРП и применен на типажных локомотивах.

Блок «двигатель — редуктор» одной стороной оперт через подшипники на ось колесной пары, а другой укреплен на раме через упругие (пружинные) элементы. Сравнение цилиндрических редукторов с разъемом по горизонтали и с косым разъемом показало лучшие эксплуатационные качества и удобство при ремонте вторых. Проектируют зубчатые передачи (редукторы) из условия заданных сцепного веса и скорости движения локомотива. По величине сцепного веса находят максимальное передаваемое тяговое усилие

$$F_{\max} = P_c \psi_{\max},$$

где ψ_{\max} — максимальный коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами.

Скорость движения принимают из конструктивных и эксплуатационных соображений для маневрово-сборочных локомотивов — 5—10 км/ч, для магистральных — 8—16 км/ч. Скорость движения и мощность аккумуляторных электровозов ограничиваются в основном энергоемкостью тяговой батареи.

На зарубежных локомотивах наиболее распространен шестеренный редуктор. Однако ряд фирм изготавливают электровозы с червячными

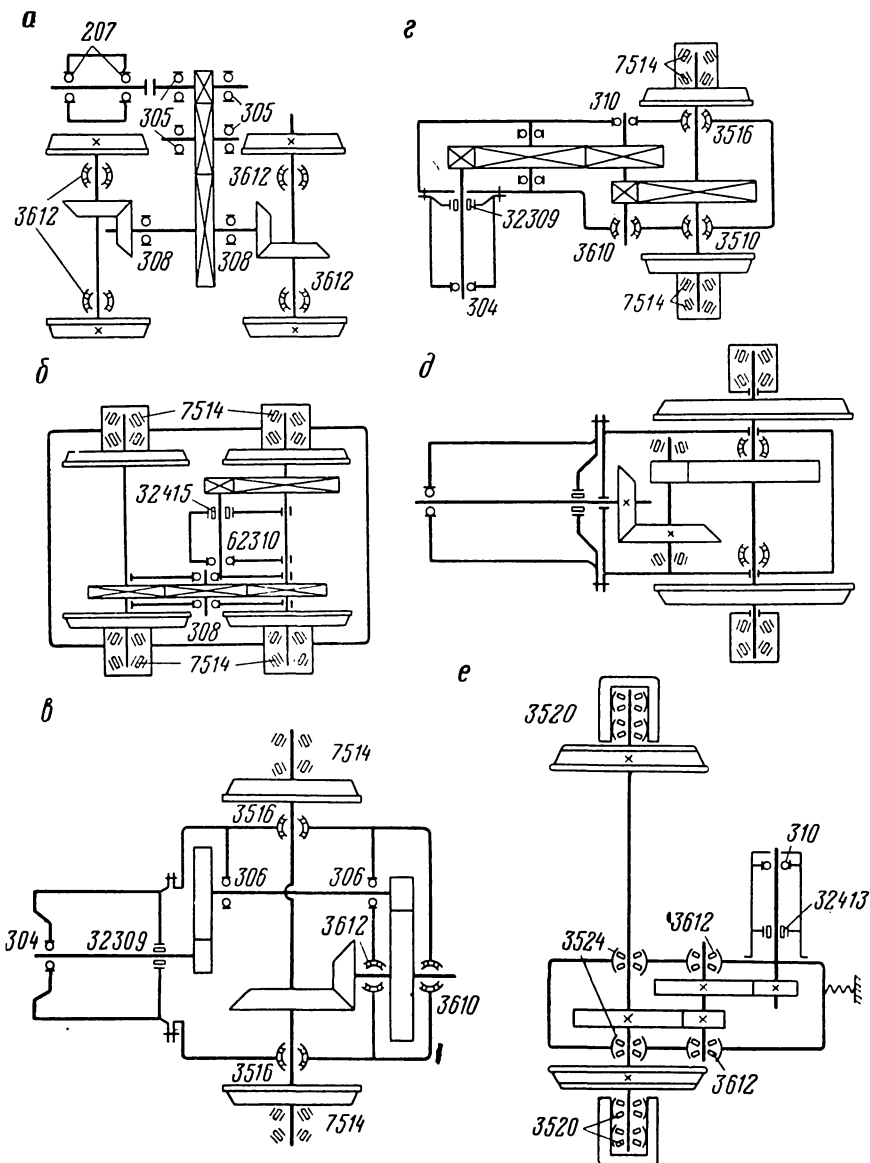


Рис. X.26. Кинематические схемы зубчатых передач электровозов:

a — двухступенчатая с одним двигателем на две оси; *б* — одноступенчатая с одним двигателем на две оси; *в* — трехступенчатая; *г*, *д*, *е* — двухступенчатая

передачами (английская фирма «Клейтон», фирма ФРГ «Берг-баугезельшафт» и др.).

Достоинство червячных передач: малые размеры при достаточно большом передаточном отношении. Недостатки: большие осевые усилия, для уравнивания которых в буксах колесных пар и на оси червяка приходится использовать упорные подшипники; пониженный к. п. д.

На электровозах наиболее распространено последовательное расположение приводов относительно колесных пар (рис. X.27, а), при котором получается вполне удовлетворительная устойчивость

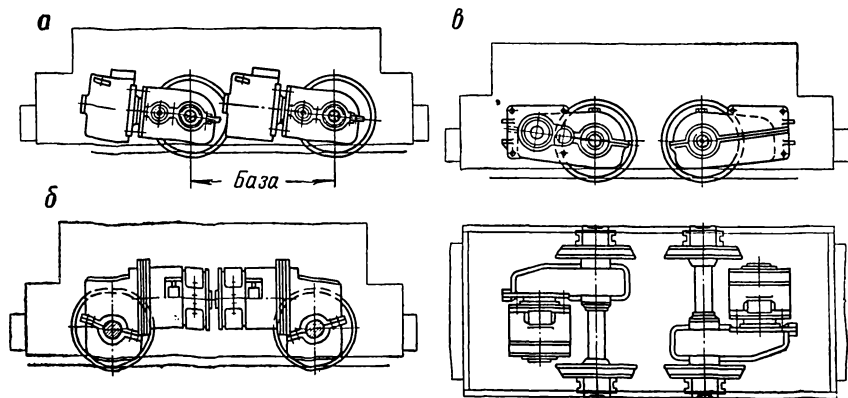


Рис. X.27. Схемы расположения приводов на электровозах:

а — последовательное; б — внутреннее; в — внешнее

электровоза при небольшой жесткой базе. На электровозах тяжелых классов со сравнительно большой жесткой базой применяют внутреннее расположение приводов (рис. X.27, б), при котором обеспечивается наибольшая устойчивость и удобство осмотра и текущего ремонта двигателя.

При очень малой жесткой базе принимают внешнее расположение приводов (рис. X.27, в). Обычно так располагают приводы на аккумуляторных электровозах, устойчивость которых обеспечивается тяжелой аккумуляторной батареей.

Кинематическая схема опытных дизелевозов 8ДР показана на рис. X.28. Крутящий момент от дизеля *Д* передается через упругую муфту *УМ* на главный вал коробки передач *КП*. При нейтральном положении рукоятки скоростей фрикционные муфты *ФМ1* и *ФМ2* выключены и усилие на движущие колеса не передается. При установке рукоятки скоростей в одну из четырех позиций сжимаются диски соответствующей фрикционной муфты и крутящий момент передается через реверсор, промежуточный редуктор, телескопические карданные валы и приводные редукторы на оси движущих колесных пар. Реверсор представляет собой три находящихся

в зацеплении друг с другом конических колеса, два из которых свободно сидят на реверсивном валу, а третье передает момент на промежуточный редуктор.

Реверсирование локомотива достигается соединением одного из свободно вращающихся конических колес со своим валом с помощью перекидной кулачковой муфты.

Через главный вал коробки передач *КП* вращающий момент передается от двигателя *Д* на редуктор компрессора *РК*. В редукторе предусмотрена фрикционная муфта для автоматического включения — выключения компрессора пневматическим регулятором давления.

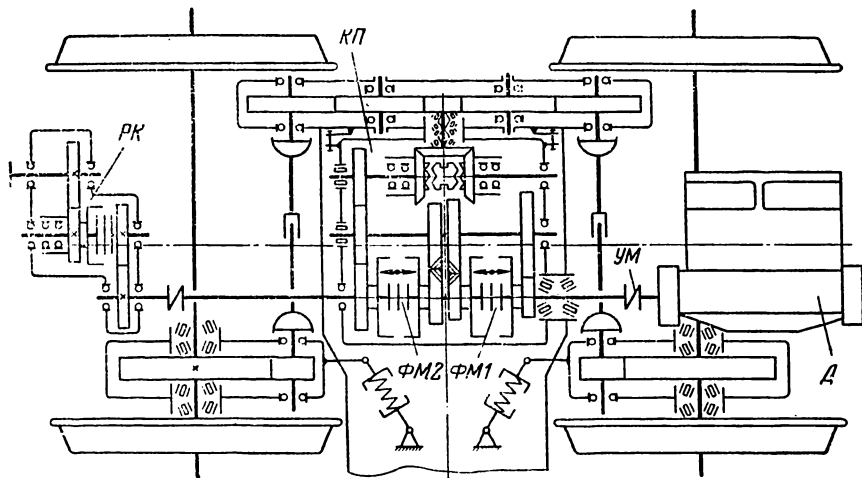


Рис. X.28. Кинематическая схема привода дизельвоза 8ДР

Гироскопический привод гировозов является одновременно двигателем и аккумулятором механической энергии.

Применяемый на гировозах ГР-5 и ГР-4 узел маховика (рис. X.29, а) состоит из корпуса 4 с крышкой 3, в котором помещается собственно маховик 2, напрессованный на ось 1.

Маховик представляет собой фигурный диск массой 1650 кг, изготовленный из стали марки 40Х. Он через ось 1 и стакан 5 подвешен к крышке 3 с помощью специального шарикоподшипника 8, воспринимающего вес маховика, и подшипника 9, воспринимающего радиальную нагрузку. Нижний роликовый подшипник 10 через стакан 6 воспринимает только радиальную нагрузку. На нижнем конце оси 1 закреплена коническая фрикционная полу муфта 7.

Маховик *М* раскручивается пневмодвигателем *ПД* (рис. X.29, б) через зубчатые колеса z_1-z_2 , кулачковую полу муфту *I*, коническую пару z_3-z_4 , зубчатую муфту *III* и коническую фрикционную муфту *IV*.

Вращающий момент от маховика на движущие колеса передается через полу муфту *II*, зубчатые колеса z_5-z_6 , фрикционную муфту

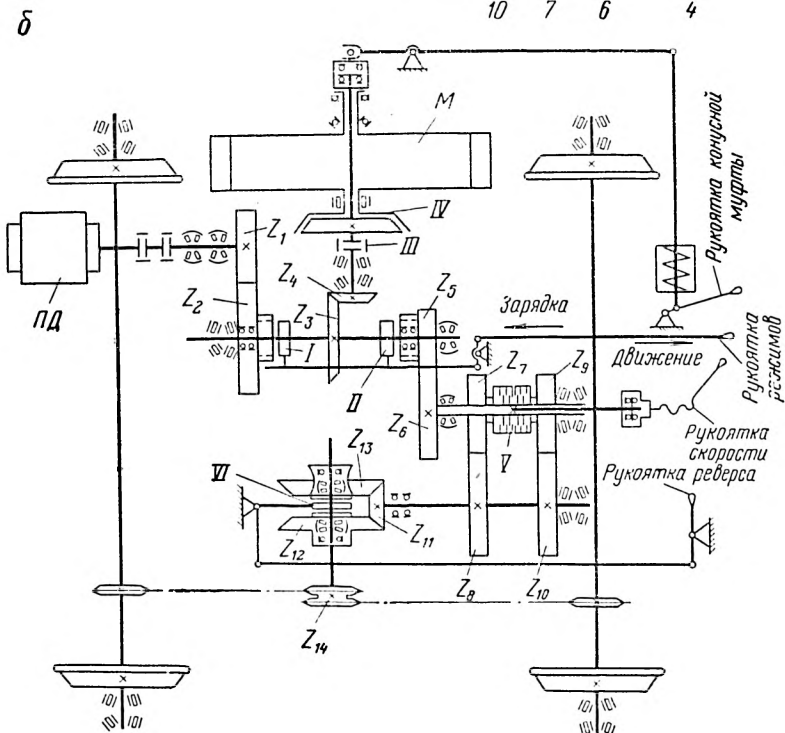
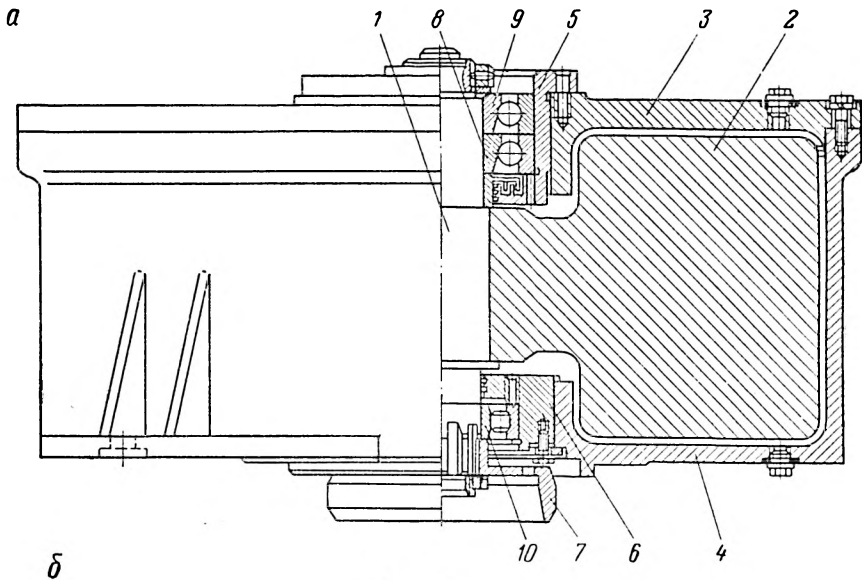


Рис. X.29. Привод гирвоза:

a — маховик в сборе; *б* — кинематическая схема

скоростей V , зубчатые колеса z_7-z_8 (первая скорость) или z_9-z_{10} (вторая скорость), конический реверсор $z_{11}-z_{12}$ (или $z_{11}-z_{13}$), звездочку z_{14} и цепные передачи.

Зубчатая муфта III служит для отключения от маховика всей кинематической цепи. Сжимаемые диски правой или левой части фрикционной муфты V, осуществляют плавный пуск гирозова и плавный переход с одной скорости на другую.

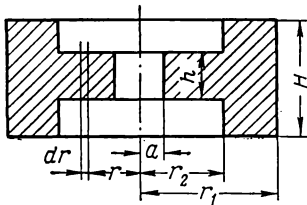


Рис. X.30. Расчетная схема маховика гирозова

Кинетическая энергия маховика в конце раскручивания

$$\mathcal{E}_1 = \frac{J\omega_1^2}{2}, \quad (\text{X.39})$$

а перед следующей зарядкой

$$\mathcal{E}_2 = \frac{J\omega_2^2}{2}, \quad (\text{X.40})$$

где J — момент инерции маховика;

ω_1 и ω_2 — угловые скорости маховика соответственно в конце раскручивания и перед следующей зарядкой.

Учитывая, что маховик состоит из обода и диска (рис. X.30), найдем:

$$J = J_1 + J_2; \quad (\text{X.41})$$

$$J_1 = \frac{\rho}{2} \pi H (r_1^4 - r_2^4); \quad (\text{X.42})$$

$$J_2 = \frac{\rho}{2} \pi h r_2^4, \quad (\text{X.43})$$

где ρ — плотность материала маховика.

Используемый запас энергии

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2 \quad (\text{X.44})$$

обычно составляет около 90% от \mathcal{E}_1

Остальные 10% \mathcal{E}_1 облегчают следующую зарядку. На изготовляемых гирозовах ГР-5 и ГР-4 маховик раскручивают до скорости $n_1 = 3000$ об/мин. При проектировании гирозовов проверяют прочность запрессовки маховика на оси и запас прочности по разрушающей скорости вращения

$$k_p = \frac{n_p}{n}, \quad (\text{X.45})$$

где n_p — скорость вращения, при которой маховик разрушается;

n — максимальная расчетная скорость вращения маховика.

Величину k_p находят из условия равновесия половины маховика в момент, непосредственно предшествующий разрушению:

$$k_p = \sqrt{\frac{\sigma_B S}{\rho \omega^2 J'}}, \quad (\text{X.46})$$

где σ_B — предел прочности материала маховика;
 S — площадь половины меридиального сечения маховика;
 ω — максимальная расчетная угловая скорость;
 J' — момент инерции половины меридиального сечения маховика относительно оси вращения,

$$J' = \int_a^{r_2} r^2 h dr + \int_{r_2}^{r_1} r^2 H dr.$$

Рекомендуется принимать k_p не менее 1,4—1,8.

Вращающийся маховик стремится сохранить постоянное положение оси вращения. Поэтому при переменном профиле пути возникают гироскопические силы, воздействующие на опорные подшипники, раму гирозова и рельсовый путь.

При расположении оси маховика в горизонтальной плоскости гироскопические силы затрудняют прохождение гирозовом криволинейных участков пути. Поэтому на всех изготавливаемых гирозовах ось маховика располагают вертикально.

Величина гироскопического момента

$$M_r = J \omega_1 \omega_0 \sin \alpha, \quad (X.47)$$

где ω_1 — угловая скорость вращения маховика вокруг своей оси;
 ω_0 — гироскопическая угловая скорость поворота оси маховика;
 α — угол между векторами скоростей ω_1 и ω_0 (для рудничных гирозов можно принимать $\alpha = 90^\circ$).

Момент M_r уравновешивается реакциями в опорных подшипниках

$$R_n = \frac{M_r}{l}, \quad (X.48)$$

где l — расстояние между серединами опорных подшипников.

По величине R_n подбирают подшипники с запасом по усилию не менее 2,5—3.

Системы управления локомотивов

Устройства управления локомотивом сосредотачивают в кабине машиниста.

Управление электродвигателями электровоза (рис. X.31) осуществляют поворотом рукояток 1 и 9 соответственно главного и реверсивного барабанов контроллера 11. Рукоятки механически заблокированы между собой для предотвращения включения двигателей без пускового сопротивления, реверсирования двигателей во включенном состоянии и т. д. При общей мощности двигателей до 100 кВт и питающем напряжении до 500 В применяют контроллеры непосредственного управления; при более высоких мощности и напряжении — косвенного управления.

Кроме контроллера, в кабине располагают также рукоятки управления устройствами пневматической системы 3, штурвал 2 и педаль 4 тормозной системы, выключатели 7 и 8 цепей освещения и двигателя компрессора, устройства для включения механического, пневматического или электрического звукового сигнала (например, кнопку 6 включения сирены), манометр 10 и т. д.

На контактных электровозах под сиденьем машиниста располагают обычно автоматический выключатель, осуществляющий максимальную защиту силовых цепей от перегрузки и короткого замыкания. Рукоятки 5 выключателя выведены из-под сиденья.

Съем электрического тока с контактного провода осуществляется специальным токосъемником, к которому предъявляют требования

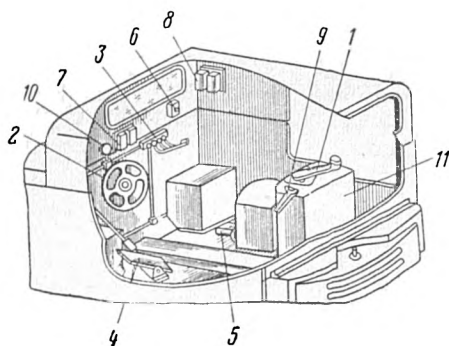


Рис. X.31. Расположение аппаратуры управления локомотивом в кабине машиниста

минимальной разности давления на контактную вставку при опускании и подъеме полоза, легкость (безинерционность) подвижной системы и постоянство нажатия полоза на контактный провод с усилием 3—5 кгс.

При пуске в цепь якоря двигателя вводится пусковой реостат R_n (рис. X.32, а). В реостате теряется существенная часть электрической энергии (рис. X.32, б). В произвольный момент времени t потребляемая мощность двигателя пропорциональна отрезку $бг$, а теряемая в реостате — отрезку $аб$. Потребляемая двигателем

энергия частично, теряется на нагрев его обмоток ($вб$); остальная часть ($вг$) превращается в механическую работу. Полученная из сети за время пуска электровоза T_n энергия изображается прямоугольником $OLNQ$, а подведенная к двигателю — площадью $OMNQ$, потеря в реостате — MLN , полезная работа двигателя — OKQ . Из рис. X.32, б видно, что потеря энергии в реостате равна полезной работе за время пуска.

На большинстве современных электровозов устанавливают по два и более двигателя. Чтобы уменьшить размеры и вес реостата, а также снизить потери энергии в нем, при пуске таких электровозов двигатели включают вначале последовательно, а затем параллельно (рис. X.32, в). При этом потеря энергии в реостате уменьшается (рис. X.32, г — заштрихованные площадки); она равна половине полезной работы двигателей за время пуска и составляет 25% от полученной из сети энергии вместо 50% по предыдущей схеме.

На современных рудничных электровозах применяют безреостатное управление тяговыми двигателями при помощи тиристорных прерывателей тока (рис. X.32, д). Силовые тиристоры $T1$ и $T2$ перно-

дически поочередно открываются системой управления, состоящей из устройства питания УП, генератора прямоугольных импульсов Г и двух усилителей сигналов У1 и У2. При открывании тиристора Т1 все питающее напряжение U_n приложено к тяговым двигателям электровоза ТД. Ток двигателей возрастает по экспоненте и к концу интервала времени t_0 (рис. X.32, е) достигает величины i_1 . В момент

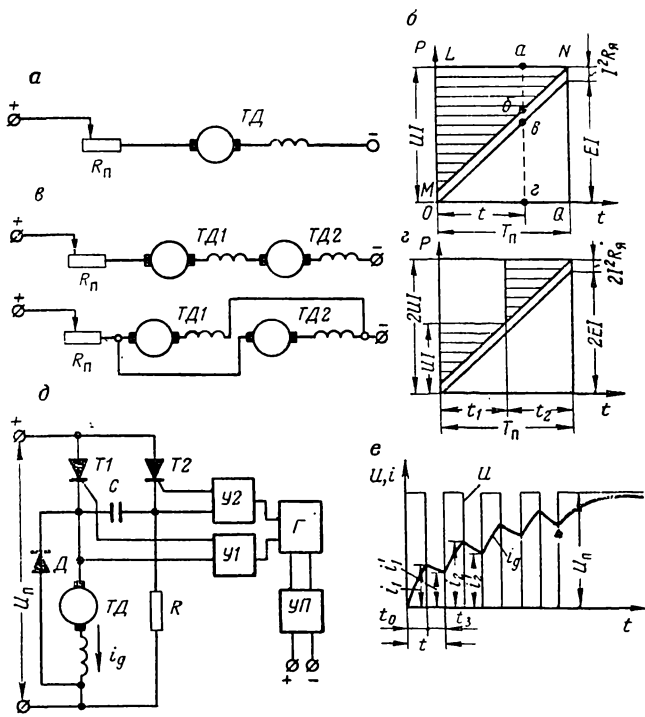


Рис. X.32. Схемы управления и пусковые диаграммы электровозов:

а, б — реостатный пуск однодвигательного электровоза; в, г — последовательно-параллельный пуск двухдвигательного электровоза; д, е — тиристорное управление электровозом

t_0 подается сигнал на открывание тиристора $T2$. При перезарядке конденсатора C тиристор $T1$ закрывается, снимая с двигателя напряжение. Но ток двигателя i_d не прекращается, а плавно снижается по экспоненте, замыкаясь через диод D , и достигает к концу интервала времени $t = t_0 + t_3$ величины i_1' . В момент t_3 вновь открывается $T1$, закрывается $T2$ и на двигатели снова подается напряжение U_n .

Через несколько циклов противо-э. д. с. двигателя достигает значения, близкого к U_n , и тиристор $T1$ остается открытым.

Достоинствами импульсного управления электровозом являются: плавное бесступенчатое регулирование скорости локомотива

и отсутствие реостатных потерь энергии при пуске. Недостаток: более сложное и менее надежное пусковое устройство.

На аккумуляторных электровозах все электрооборудование изготовляют во взрывобезопасном исполнении за исключением тяговой батареи. При работе щелочных аккумуляторов из них выделяется водород, образующий в смеси с воздухом опасную взрывчатую смесь. Для создания вертикальной тяги и удаления водорода, в днище и крышке корпуса аккумуляторной батареи предусматривают отверстия. Для предотвращения искрообразования отдельные аккумуляторы электрически соединяют между собой усиленными переключателями, хорошо изолируют друг от друга и от корпуса. Такие электровозы относят по исполнению к электроустановкам повышенной надежности.

Взрывобезопасные электровозы отличаются специальным взрывобезопасным исполнением ящика аккумуляторной батареи. На его крышке имеются пластинчатые пакеты для разгрузки ящика при взрыве внутри него, а также для удаления кислородно-водородной смеси, накапливающейся при работе батареи. Сечение щелевой пакетной защиты составляет не менее 120 мм^2 на 1 л свободного объема ящика.

Для ликвидации опасной концентрации водорода, в ящике под крышкой установлены четыре катализатора КП-6А, способствующие соединению водорода с кислородом. Катализаторы подогреваются электрическими нагревателями общей мощностью 720 Вт. На передней стенке батарейного ящика расположен прибор ПКВ-2 для измерения концентрации водорода и автомат АВР-2123 со встроенным счетчиком ампер-часов.

Предельно допустимая концентрация водорода внутри батарейного ящика — 2,5%. На шкале прибора ПКВ-2 этот предел обозначен красной чертой.

Взрывобезопасность электровозных осветительных фар достигается помещением искрящих контактов во взрывобезопасную оболочку. Лампы применяют с малой тепловой инерцией. Фара выполнена таким образом, что при снятии крышки, сильном нажатии на стекло или ударе по нему контакт размыкается и лампа гаснет.

Управление дизелевозом заключается в изменении передаточного отношения механической или гидравлической передачи. В кабине машиниста кроме рукояток управления двигателем и передачей размещают устройства управления песочной и тормозной системами, выключатели цепей освещения, элементы управления, сигнальные устройства и т. д. На передней стенке кабины закрепляют приборный щиток с манометрами, измеряющими давление в системе пуска дизеля, в пневмосистеме, в гидросистеме, в системе смазки коробки передач, мерные трубки для контроля уровня воды и горючего в баках, дистанционные термометры для контроля температуры воды на выходе охлаждающей системы и масла в системе смазки дизеля и т. д.

Для питания цепей освещения на дизеле устанавливают генератор электрического тока мощностью 100—200 Вт, а в специальном отсеке — аккумуляторную батарею во взрывобезопасной оболочке. Осветительные фары питаются от аккумуляторной батареи. Подзарядка батареи производится автоматически от генератора через специальный регулятор зарядки.

Управление гировозом осуществляется с помощью специального механизма управления, имеющего всего одну рукоятку штурвального типа (рис. X.33). Для зарядки маховика гировоза машинист ставит штурвал 1 в нейтральное положение и перемещает его «на себя», воздействуя через серьгу 4 на рычаг режимов. Шестерня 2, сцепленная с шестерней 5, попадает в вырез на диске 3, предотвращая включение ходовой части. Для переключения на режим движения штурвал перемещается «от себя» и поворачивается по часовой стрелке или против в зависимости от требуемого направления движения. Имеющиеся на барабанах 6 и 7 пазы вызывают перемещение системы рычагов, включающих сначала устройство реверса, затем включения первой скорости и при дальнейшем повороте — второй.

При вращении штурвала в противоположную сторону сначала отключается вторая скорость, затем первая, а потом происходит реверсирование.

Освещаются гировозы переносными светильниками.

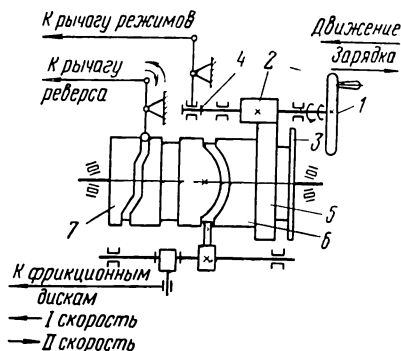


Рис. X.33. Схема механизма управления гировозом

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ К РАЗДЕЛУ ВТОРОМУ

1. Волотковский С. А. Рудничная электровозная тяга. М., Углетехиздат, 1955. 347 с.
2. Галеев А. У., Першиц Ю. И. Вопросы механики поезда. М., Трансжелдориздат, 1958. 229 с.
3. Галушко М. К. Перевозка людей по шахтным выработкам. М., Углетехиздат, 1954. 176 с.
4. Григорьев В. Н. Механизация перевозки людей по горным выработкам. М., Углетехиздат, 1958, 204 с.
5. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. М., «Машиностроение», 1966. 484 с.
6. Евневич А. В. Горные транспортные машины. М., Госгортехиздат, 1963. 464 с.
7. Жуковский Н. Е. Работа (усилие) сквозного и несквозного тягового прибора при трогании поезда с места и в начале его движения. Полное собрание сочинений, том VIII, ОНТИ, 1937. 435 с.
8. Зарман Л. Н. Шахтные вагонетки и их ремонт. М., Углетехиздат, 1952. 104 с.
9. Исследования напряжения в осях колесных пар рудничных электровозов. — «Рудничный транспорт», вып. 42. М., «Недра», 1968, с. 129—186. Авт.: П. С. Шахтарь, Б. И. Степанов, М. К. Галушко и др.

10. Лазарян В. А. Динамика вагонов. М., «Транспорт», 1964. 380 с.
11. Лазарян В. А., Блохин Е. П., Зеленский В. А. К вопросу о переходных режимах движения поездов, вагоны которых оборудованы поглощающими аппаратами типа Ш-2-Т. — «Вопросы динамики подвижного состава и применения математических машин». Труды Днепропетр. ин-та инж. трансп., вып. 72. М., «Транспорт», 1967, с. 57—66.
12. Леушкин Б. В. Воздуховозная откатка на шахтах Чехословакии. М., Углетехиздат, 1956. 44 с.
13. Минов Д. К. Теория процесса реализации сил сцепления при электрической тяге и способы повышения их использования. — «Проблемы повышения эффективности работы транспорта», вып. 1, изд. АН СССР, 1955, с. 83—125.
14. Медель В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог. М., Трансжелдориздат, 1962. 340 с.
15. Мочалин М. П., Звекон В. А. Самоходное оборудование на рудниках. М., Госгортехиздат, 1961. 392 с.
16. Поляков Н. С., Билан Н. Е. Экспериментальное исследование сопротивления движению одиночных шахтных вагонеток и электровозов. — «Вопросы рудничного транспорта», вып. 3, М., Госгортехиздат, 1959, с. 234—271.
17. Поляков Н. С., Штокман И. Г. Основы теории и расчеты рудничных транспортных установок. М., Госгортехиздат, 1962, 444 с.
18. Правила устройства и безопасной эксплуатации пассажирских подвесных канатных дорог. М., «Недра», 1969. 49 с.
19. Стрелков С. П. Маятник Фруда. — «Журнал технической физики», 1933, № 3, с. 120—125.
20. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М., Физматгиз, 1959. 436 с.
21. Транспорт на горных предприятиях. М., «Недра», 1969, 655 с. Авт.: Б. А. Кузнецов, А. А. Ренгевич, В. Г. Шорин и др.
22. Флоринский Ф. В. О точном и приближенном решении некоторых задач о продольном колебании груза на упругом стержне. — «Труды Днепропетр. ин-та инж. трансп.», вып. 25. М., Трансжелдориздат, 1956, с. 125—140.
23. Шахтарь П. С., Белостоцкий Б. Х. Выбор рессорного подвешивания рудничных локомотивов. — «Горные машины и автоматика», вып. 8. М., «Недра», 1967, с. 31—33.
24. Шахтные инерционные локомотивы. М., Госгортехиздат, 1963. 123 с. Авт.: А. Н. Липаков, А. А. Мельников, Г. Г. Ступин и др.
25. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины. М., Госгортехиздат, 1963. 448 с. Авт.: И. Я. Гершиков, А. К. Глинский, А. Д. Димашко и др.
26. Шахтный транспорт. Справочник. М., «Недра», 1964. 427 с.
27. Экспериментальное исследование процесса взаимодействия колеса с рельсом. — «Вопросы рудничного транспорта», вып. 4. М., Госгортехиздат, 1960, с. 244—269. Авт.: Б. А. Кузнецов, А. С. Подопригра. А. К. Быля и др.

Раздел третий

**ПОГРУЗОЧНЫЕ
И ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ**

Г л а в а X I

ДИНАМИКА ПОГРУЗОЧНЫХ МАШИН

§ 1. ХОДОВЫЕ ДВИЖИТЕЛИ

Взаимодействие движителя с основанием (рис. XI.1) определяет тяговую способность T , максимальное значение которой

$$T_0 = G_m \psi_0 \cos \beta, \text{ кгс,} \quad (\text{XI.1})$$

где G_m — сцепной вес машины, кгс;

ψ_0 — предельный коэффициент сцепления движителя с основанием¹;

β — угол наклона основания,

и сопротивление перемещению ходовой части машины

$$W_x = G_m \omega'_m \cos \beta, \text{ кгс,} \quad (\text{XI.2})$$

где ω'_m — коэффициент ходовых сопротивлений машины.

Значения коэффициентов сцепления ψ_0 колес погрузочных машин с рельсами при различном состоянии рельсов приведены ниже.

Покрытые влажной угольной мелочью	0,09
Влажные, практически чистые	0,18
Сухие, практически чистые	0,21
Покрытые смесью абразивной породы с водой	0,22
Покрытые сухой угольной мелочью	0,25
Покрытые сухой абразивной породной мелочью	0,30

Чтобы обеспечить перемещение машины при наклоне основания более 8° , а также для увеличения напорных усилий при горизонтальном основании целесообразно использовать клиновые колеса [30].

Из треугольника сил (рис. XI.2) имеем

$$N_1 = N_2 = \frac{G}{2 \sin \frac{\alpha_{кл}}{2}}. \quad (\text{XI.3})$$

¹ Под «предельным» понимается значение реализуемого коэффициента сцепления, соответствующее срыву колес машины в пробуксовку.

Максимальное напорное усилие клиновых колес с учетом (XI.3)

$$T_0 = (N_1 + N_2) \psi_0 = G_m \frac{\psi_0}{\sin \frac{\alpha_{кл}}{2}} \cos \beta, \text{ кгс.} \quad (\text{XI.4})$$

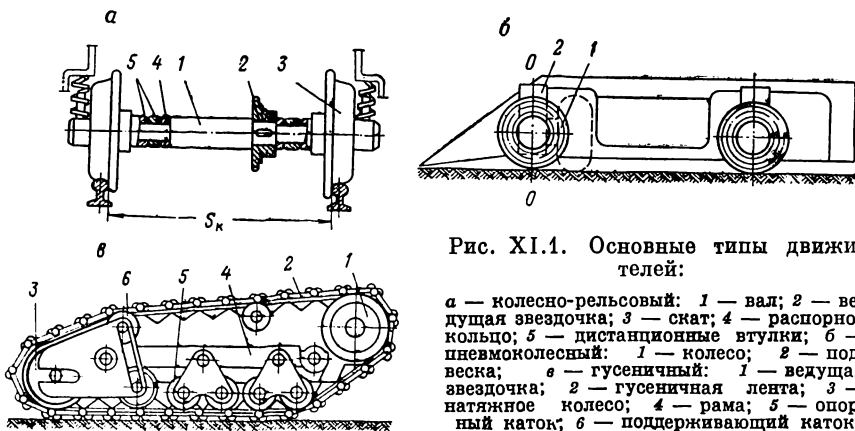


Рис. XI.1. Основные типы движителей:

а — колесно-рельсовый: 1 — вал; 2 — ведущая звездочка; 3 — скат; 4 — распорное кольцо; 5 — дистанционные втулки; 6 — пневмоколесный; *б* — пневмоколесный: 1 — колесо; 2 — подвеска; *в* — гусеничный: 1 — ведущая звездочка; 2 — гусеничная лента; 3 — натяжное колесо; 4 — рама; 5 — опорный каток; 6 — поддерживающий каток

Отсюда следует, что напорное усилие клинового колеса по сравнению с обычным значительно увеличивается. Например, при

$\alpha_{кл} = 32^\circ$ тяговое усилие возрастает в 3,6 раза. Однако увеличение тягового усилия ограничивается предельным углом клина, равным $24-26^\circ$, так как при $\alpha_{кл} < 24^\circ$ происходит заклинивание колеса. Погрузочные машины с клиновыми колесно-рельсовыми ходовыми частями прошли успешные испытания в лабораторных и шахтных условиях.

При расчетах следует принимать $\omega'_m = \omega'_b$ для цилиндрических и $\omega'_m = (2,5 \div 3) \omega'_b$ для клиновых колес (где ω'_b — коэффициент ходовых сопротивлений вагонетки).

Пневмоколесная ходовая часть (см. рис. XI.1, б) состоит из колес с шинами и системы подвески. Упругость пневмошины определяется давлением воздуха в камере. Различают шины высокого ($5-7 \text{ кгс/см}^2$) и низкого ($1,5-$

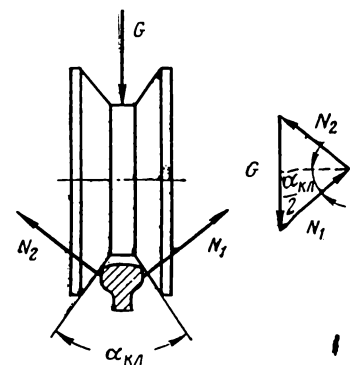


Рис. XI.2. Схема взаимодействия клинового колеса с рельсом:

G — давление на колесо; N_1, N_2 — нормальные реакции; $\alpha_{кл}$ — угол клиновой выточки

5 кгс/см^2) давления. Уменьшение внутреннего давления в шинах приводит к уменьшению удельного давления машины на почву выработки, но при этом шины испытывают большие деформации. Значения ψ_0 и ω'_m приведены в табл. XI.1.

Значения коэффициентов сцепления и ходовых сопротивлений пневмошинного механизма передвижения [5, 34]

Тип опорной поверхности	Пневмомашинны низкого давления		Пневмомашинны высокого давления	
	ψ_0	ω'_M	ψ_0	ω'_M
Рыхлый грунт	0,75—0,80	0,15—0,18	0,85—0,90	0,15—0,20
Плотный грунт	0,80—0,85	0,07—0,10	0,90—0,93	0,05—0,10
Почва с насыпкой	0,60—0,75	0,11	0,75—0,80	0,11
Твердая почва	0,80—0,85	0,10—0,09	0,90—0,93	0,10—0,09

Гусеничные движители имеют большую площадь контакта с почвой и гораздо меньшие удельные давления, чем колесные движители. Поэтому гусеничная ходовая часть обладает лучшей проходимостью по сыпучей, неустойчивой почве. Но по сравнению с колесной ходовой частью потери на трение внутри механизма гусениц велики и суммарные сопротивления движению гусениц выше колесных. Коэффициент сцепления гусеницы с почвой зависит от формы рабочей поверхности траков. При крепкой и ровной поверхности рекомендуется применять гладкие траки. В этих условиях ψ_0 составляет 0,5—0,6. Использование ребристых траков приводит к увеличению коэффициента до 0,9—1,0. Однако на сыпучем основании даже при наличии траков со шпорами возможно снижение ψ_0 до 0,4.

§ 2. РАЗГОН И ТОРМОЖЕНИЕ ПОГРУЗОЧНОЙ МАШИНЫ

В ходовом движении погрузочную машину с двигателем, трансмиссией и прицепной вагонеткой можно рассматривать как механическую систему, центр масс которой движется прямолинейно, а трансмиссия (ротор — редуктор — колеса) совершает плоское движение. Это позволяет заменить представленную на рис. XI.3, а машину колесом, в котором сосредоточены масса машины m_M и момент инерции $J_{пр.к}$ вращающихся частей привода (рис. XI.3, б). Подобным образом представляется и вагонетка массой m_B .

Уравнение движения центра ведущего колеса в период разбега по горизонтальному пути

$$(m_M + m_B) v_M = T - (G_M \omega'_M + G_B \omega'_B). \quad (XI.5)$$

При торможении машины противовключением двигателя в уравнении (XI.5) знак перед тяговым усилием T изменяется на обратный. Применение иных способов торможения считается нецелесообразным в связи с конструктивным усложнением ходовой части (кроме уклонных машин).

где $J_{в.ц}$, $J_{в.м}$ — приведенные к оси вращения центральной шестерни моменты инерции ведущей и ведомой частей трансмиссии;

$\omega_{ц}$, $\dot{\omega}_{вд}$ — угловые ускорения соответственно центральной шестерни и водила;

$M_{д}$ — момент, развиваемый ходовым двигателем;

$M_{т}$ — момент сил, создаваемый тормозной лентой;

$i_{д.м}$, $i_{м.к}$ — передаточные отношения соответственно между двигателем и муфтой, между муфтой и ходовым колесом;

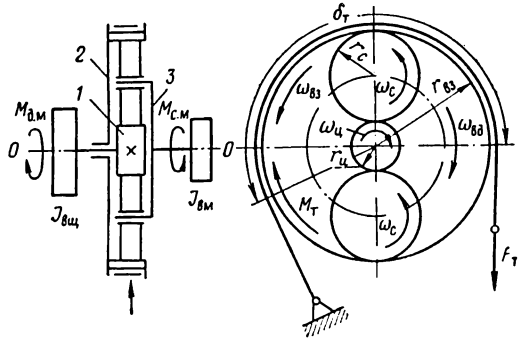
$\eta_{д.м}$, $\eta_{м.к}$ — к. п. д. передачи на участках от двигателя к муфте, от муфты до ходовых колес;

$$M_{т} = F_{т} (e^{\psi_{т}\delta_{т}} - 1) (r_{ц} + 2r_{с}),$$

где $\psi_{т}$ — коэффициент сцепления между лентой и тормозным барабаном.

Рис. XI.4. Расчетная схема планетарно-фрикционной муфты:

1 — центральная шестерня; 2 — венец; 3 — водило; $M_{д.м}$, $M_{с.м}$ — моменты двигателя, приведенные к валу центральной шестерни; $M_{т}$ — тормозной момент; $F_{т}$ — усилие в тормозной ленте; $J_{в.ц}$, $J_{в.м}$ — моменты инерции ведущей и ведомой частей привода; $\omega_{ц}$, $\omega_{с}$, $\omega_{вд}$, $\omega_{вз}$ — угловые скорости соответственно центральной шестерни, сателлитов, водила, венца; $\delta_{т}$ — угол обхвата лентой фрикциона



Остальные обозначения ясны из рис. XI.3 и XI.4.

После полного затормаживания венца ($\omega_{вз} = 0$) движение ведомой и ведущей частей связано кинематически жестко и уравнение вращательного движения приобретает вид выражения (XI.6).

Разбег (торможение) может осуществляться без пробуксовки (уругое скольжение) или с пробуксовкой (избыточное скольжение) ходовых колес. В момент «срыва колес в пробуксовку» реализуется предельная сила тяги T_0 , а $v_m = r_x \omega_k$. Учитывая это и считая $\omega'_m = \omega'_в$, для машины с кинематически жестким приводом из уравнений (XI.1), (XI.5) и (XI.6) получаем следующую величину момента двигателя, соответствующую началу избыточного проскальзывания колес:

$$M_{д.к} = G_m \psi_0 r_x \left(1 + \frac{m_J}{m_{пр}} \right) - \frac{m_J}{m_{пр}} \omega'_m (G_m + G_b) r_x, \quad (XI.9)$$

где $m_J = J_{пр.к}/r_x^2$ — приведенная к поступательному движению и масса вращающихся частей привода;

$m_{пр} = m_m + m_b$ — приведенная масса.

Если положить момент инерции привода равным нулю ($m_J = 0$), то получим предельную силу тяги по условию сцепления, которая используется в практике тяговых расчетов:

$$T_0 = M_{д.к.}/r_x = G_m \psi_0. \quad (XI.10)$$

Ошибка, возникающая при использовании уравнения (XI.10), зависит от соотношения масс машины и вагонетки и приведенных вращающихся масс ходового механизма. Величина отношения $m_J/m_{пр}$ в зависимости от типа погрузочных машин колеблется от 0,5 до 1,5 (большие значения соответствуют машинам с кинематически жестким ходовым приводом).

Если $M_{д.к.}$ меньше величины в правой части (XI.9), разбег (торможение) машины осуществляется без пробуксовки колес.

Для машин с включающей муфтой из уравнений (XI.5) и (XI.8) получим следующее условие срыва колес в пробуксовку:

$$M_T \frac{2(r_c + r_s)}{r_{вз}} \geq \frac{G_m \psi_0 r_x}{i_{м.к}} \left(1 + \frac{J_{вм}}{J'_{пр}} \right) - \frac{J_{вм} (G_m + G_b) r_x \omega'_m}{J'_{пр} i_{м.к}}, \quad (XI.11)$$

где $J'_{пр} = m_{пр} (r_x^2 / i_{м.к})$ — приведенный к валу муфты момент инерции поступательно движущихся частей машины и вагонетки.

Таким образом, уравнения (XI.5)—(XI.8) совместно с условиями (XI.9) и (XI.11) отражают основные режимы работы привода и трансмиссии в переходных процессах: разбег, торможение.

Для определения продолжительности переходных процессов с достаточной степенью точности можно считать, что разбег (торможение) происходит с постоянным ускорением (замедлением), величина которого v_m определится из уравнения (XI.5) при подстановке $T = T_0$, т. е.

$$v_m = \frac{1}{m_{пр}} [G_m \psi_0 - \omega'_m (G_m + G_b)]. \quad (XI.12)$$

При разбеге (торможении) без пробуксовки среднее значение v_m определяется путем совместного решения уравнений (XI.5) и (XI.6), полагая $M_{д.к.} = M_{ср}$:

$$v_m = \frac{1}{m_{пр} + m_J} \left[\frac{M_{ср}}{r_x} - \omega'_m (G_m + G_b) \right], \quad (XI.13)$$

где $M_{ср}$ — средний момент двигателя за период разбега (торможения), приведенный к ходовому валу.

§ 3. ДИНАМИКА ВНЕДРЕНИЯ ПОГРУЗОЧНОЙ МАШИНЫ

Внедрение рабочего органа в штабель породы (рис. XI.5, а) происходит в два этапа [29]. На первом этапе колеса движутся без пробуксовки, закон движения определяется характеристикой двигателя; на втором — с буксованием колес, сила тяги остается постоянной.

Уравнения движения машины по этапам имеют вид (сопротивлениями качению колес машины и вагонетки пренебрегаем):
 первый этап:

$$m_{\text{пр}} \ddot{s} = T - W_{\Gamma}; \quad (\text{XI.14})$$

$$J_{\text{пр.к}} \dot{\omega}_{\text{к}} = M_{\text{дк}} - Tr_{\text{к}}; \quad (\text{XI.15})$$

второй этап:

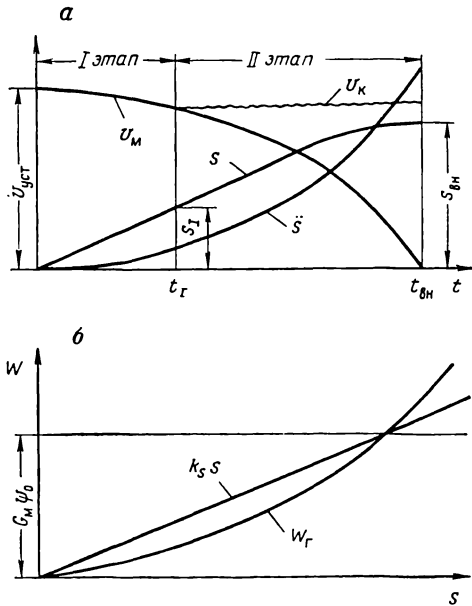
$$m_{\text{пр}} \ddot{s} = G_{\text{м}} \psi_0 - W_{\Gamma}; \quad (\text{XI.16})$$

$$J_{\text{пр.к}} \dot{\omega}_{\text{к}} = M_{\text{дк}} - G_{\text{м}} \psi_0 r_{\text{к}}, \quad (\text{XI.17})$$

где s — глубина внедрения.

Уравнения (XI.14) и (XI.15) справедливы, пока $T \leq G_{\text{м}} \psi_0$. Начальные условия для уравнений (XI.16) и (XI.17) находят по результатам решения уравнений (XI.14) и (XI.15).

Рис. XI.5. Кинематика внедрения машины (а) и аппроксимация закона сопротивления внедрению (б) рабочего органа;



$v_{\text{м}}$ — скорость машины, $v_{\text{уст}}$ — установившаяся скорость движения; $v_{\text{к}}$ — окружная скорость колеса машины; s , z — путь, ускорение машины; $s_{\text{ВН}}$ — конечная глубина внедрения, s_I — глубина внедрения 1-го этапа; t_I ; $t_{\text{ВН}}$ — продолжительность первого этапа, всего процесса внедрения; W_{Γ} — горизонтальная составляющая сопротивлений внедрению

Дифференциальные уравнения (XI.14)—(XI.17) являются нелинейными. Решение их требует использования приближенных методов или электронных вычислительных машин. На рис. XI.6 показана блок-схема решения, которая позволяет осуществлять на блоках нелинейности БН1 и БН2 набор механической характеристики двигателя и закона сопротивления внедрению. В блок-схеме сила тяги ограничивается предельной величиной T_0 с помощью сумматора 4, в цепь обратной связи которого параллельно включен диод. Эта блок-схема позволяет проанализировать влияние различ-

ных параметров машины на продолжительность и глубину внедрения, ускорение машины, а следовательно, на усилия в рабочем органе при его внедрении в штабель.

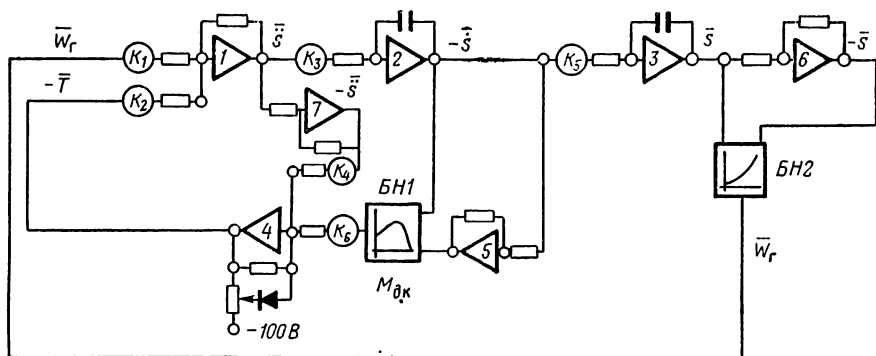


Рис. XI.6. Блок-схема моделирования динамики внедрения погрузочной машины: 1, 4 — сумматоры; 2, 3 — интеграторы; 5, 6, 7 — инверторы; БН1, БН2 — блоки нелинейностей; K_1, K_2, \dots, K_6 — масштабные коэффициенты; T — тяговая сила, W_r — горизонтальная оставшаяся сопротивлений внедрению; $\bar{s}, \dot{s}, \ddot{s}$ — путь, скорость, ускорение машины; $M_{д.к}$ — момент двигателя, приведенный к валу колеса; чертой обозначены машинные величины соответствующих переменных

На рис. XI.7 для примера показаны графики зависимости глубины и продолжительности внедрения и ускорения машины от веса машины, полученные в результате анализа динамики внедрения ко-

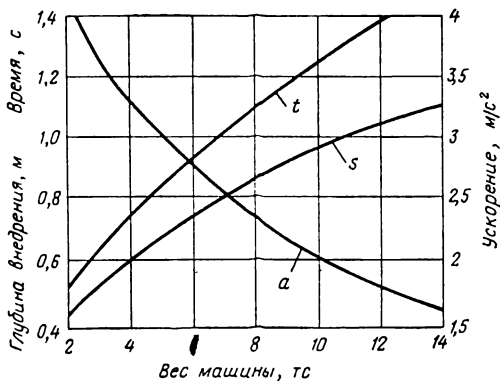


Рис. XI.7. Зависимость кинематических параметров от веса машины: a — ускорение машины; s — глубина внедрения; t — продолжительность внедрения

лесно-рельсовых ковшовых погрузочных машин с помощью аналоговой вычислительной машины (исходные условия: $W_r = ks^{1,3}$, $v_{уст} = 1,17$ м/с [29]).

С достаточной для инженерных расчетов точностью решение уравнений (XI.14) — (XI.17) можно осуществить, если W_r аппроксимировать прямой $W_r = k_s s$ (см. рис. XI.5, б), а характеристику двигателя на первом этапе представить абсолютно жесткой (т. е. $\dot{\omega}_k = \ddot{s} = 0$). Учитывая принятые допущения, в конце первого этапа глубина внедрения будет равна $s_1 = G_m \psi_0 / k_s$, а скорость перемещения останется неизменной, т. е. $\dot{s}_1 = v_{уст}$. Уравнение (XI.16) представим в виде

$$\ddot{s} + \frac{k_s}{m_{пр}} s = \frac{G_m \psi_0}{m_{пр}}. \quad (XI.18)$$

Решением (XI.18) будет выражение

$$s = \frac{G_m \psi_0}{k_s} + v_{\text{уст.}} \sqrt{\frac{m_{\text{пр}}}{k_s}} \sin t \sqrt{\frac{k_s}{m_{\text{пр}}}}. \quad (\text{XI.19})$$

Продифференцировав (XI.19), получим уравнение, характеризующее изменение скорости машины при внедрении,

$$\dot{s} = v_{\text{уст.}} \cos t \sqrt{\frac{k_s}{m_{\text{пр}}}}. \quad (\text{XI.20})$$

Из условия $\dot{s} = 0$ (остановка машины) определяется продолжительность внедрения

$$t_{\text{вн}} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_{\text{пр}}}{k_s}}. \quad (\text{XI.21})$$

Тогда полная глубина внедрения будет

$$s_{\text{вн}} = \frac{G_m \psi_0}{k_s} + v_{\text{уст.}} \sqrt{\frac{m_{\text{пр}}}{k_s}}. \quad (\text{XI.22})$$

Глубина внедрения, вычисленная по формуле (XI.22), на 15—20% больше реальной.

Для машин, оборудованных колесно-рельсовым механизмом передвижения, из-за небольших коэффициентов сцепления движителя с основанием по сравнению с гусеничной или пневмоколенной ходовыми частями зачастую возникает обратная задача: по известному закону сопротивления определить сцепной вес машины, достаточный для внедрения рабочего органа на заданную глубину.

Напорное усилие, создаваемое ходовым механизмом при статическом воздействии [9],

$$T = G_m \psi_0 - (G_m + G_n) (\omega'_m \pm i),$$

откуда внедрение на заданное значение $s_{\text{вн}}$, которому соответствует сила сопротивления W_r , обеспечит машина со сцепным весом

$$G_m \approx \frac{W_r + G_n (\omega'_m \pm i)}{\psi_0 - \omega'_m \pm i}. \quad (\text{XI.23})$$

§ 4. УСТОЙЧИВОСТЬ МАШИН ПРИ ХОДОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЯХ

Потеря устойчивости машины может произойти при разгоне, внедрении рабочего органа и торможении в период разгрузки материала.

Разгон машины. Опрокидывание машины при разгоне в указанном на рис. XI.3, а направлении возможно относительно оси 2. На схеме внешних сил наряду с движущими силами изображены реакции связей и приложены силы инерции машины и вагонетки, поэтому систему можно рассматривать в положении равновесия.

Условие продольной устойчивости машины:

$$G_M l_2 \geq N_1 l_M + m_m \dot{v}_M d_{ц} + F l_3 + k_J J_p \dot{\omega}_K i_x, \quad (\text{XI.24})$$

где J_p — момент инерции ротора;

$k_J = 1,08 \div 1,1$ — коэффициент, учитывающий остальные вращающиеся массы привода;

i_x — передаточное отношение ходового редуктора.

Для машин с расположением оси ходового двигателя вдоль основания последним членом можно пренебречь. Учитывая, что в момент нарушения устойчивости $N_1 = 0$, условие (XI.24) примет вид

$$G_M l_2 \geq \frac{\dot{v}_M}{g} (G_M d_{ц} + G_B l_3) + k_J J_p \dot{\omega}_K i_x. \quad (\text{XI.25})$$

Подставив в (XI.25) значения \dot{v}_M и $\dot{\omega}_K$, определенные из уравнений (XI.5) и (XI.6), и разрешив полученное выражение относительно положения центра тяжести $d_{ц}$, получим следующие условия устойчивости машины:

при разбеге с пробуксовкой

$$d_{ц} \leq \left(1 + k_J \frac{G_B}{G_M}\right) \left[\frac{l_2}{\psi_0} - \frac{r_x}{i_x} (\lambda_m - 1) - l_3 \right] + l_3, \quad (\text{XI.26})$$

где $\lambda_m = M_m / G_m \psi_0 r_x$ — кратность приведенного к ходовым валам максимального момента двигателя по отношению к статической нагрузке;

при разбеге без пробуксовки

$$d_{ц} \leq \frac{g}{v_M} l_2 - \frac{m_J}{m_m} \cdot \frac{r_x}{i_x} - k_J \frac{G_B}{G_M} l_3, \quad (\text{XI.27})$$

где $v_M = M_m / r_x m_{пр}$.

Внедрение машины. Потеря продольной устойчивости при внедрении может произойти относительно оси 1 или 2 (см. рис. XI.3, а). На первом этапе внедрения \dot{v}_M и $\dot{\omega}_K$ малы и поэтому не могут существенно влиять на распределение нагрузок. Рассмотрим условие равновесия на втором этапе

$$l_M N_{1(2)} = G_M l_{2(1)} \pm (m_m d_{ц} + m_B l_3) \dot{v}_M \mp W_r a. \quad (\text{XI.28})$$

Допустимое положение центра тяжести, являющееся условием сохранения устойчивости ($N_1 > 0$, $N_2 > 0$), определится из неравенства

$$\frac{g}{\dot{v}_M} \left[\frac{W_r}{G_M} a - l_1 - \frac{G_B}{G_M} l_3 \right] \leq d_{ц} \leq \frac{g}{\dot{v}_M} \left[l_2 - \frac{G_B}{G_M} l_3 + \frac{W_r}{G_M} a \right], \quad (\text{XI.29})$$

$$\text{где } \dot{v}_M = \frac{W_r - G_M \psi_0}{G_M + G_B} g.$$

Потеря поперечной устойчивости машины возможна при боковых черпаниях, а у колесно-рельсовых машин — и при прямом черпании в результате всползания на рельсы буксующих колес.

Торможение машины в период разгрузки материала. Наименьшей устойчивостью в этом режиме обладают машины прямой погрузки с катящейся рукоятью, так как они имеют сравнительно небольшую жесткую базу ходовой тележки и высоко расположенный центр тяжести машины. Наиболее тяжелым режимом по устойчивости является период, когда удар кулисы

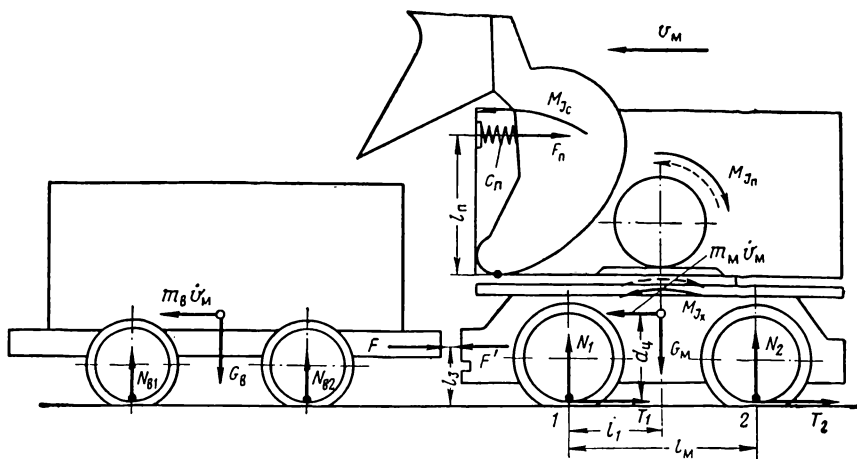


Рис. XI.8. Схема к расчету устойчивости погрузочной машины прямой погрузки: M_{Jc} — момент от сил инерции кулисы с ковшом; M_{Jn} — момент от сил инерции привода механизма подъема; M_{Jx} — момент от сил инерции привода ходового механизма; F_n — усилие в пружине амортизатора; c_n — жесткость пружины (остальные обозначения приведены на рис. XI.3)

о траверсу машины совпадает с торможением машины. Схема сил, действующих на машину в этот момент, показана на рис. XI.8. Условие устойчивости машины, полученное с учетом упругости пружин амортизации, имеет вид [37]

$$d_{ц} \leq \frac{l_1}{k_G \psi_0} - \frac{\omega_c l_n}{k_G \psi_0} \sqrt{\frac{c_n}{J_{np}}} \cdot \frac{J_c \pm J_p^{i_{p.k}}}{G_M} - \frac{G_B}{G_M} l_3 \pm \frac{r_x}{k_G i_x \eta_x} (\lambda_m - 1), \quad (XI.30)$$

где J_c — момент инерции стрелы (кулисы) с ковшом относительно мгновенного центра вращения O ;

J_p — момент инерции ротора подъемного двигателя относительно собственной оси;

$i_{p.k}$ — передаточное отношение от ротора до кулисы;

$c_{\text{п}}$ — жесткость пружин амортизации;
 $\omega_{\text{с}}$ — угловая скорость кулисы (см. главу XII, § 3);
 $\eta_{\text{х}}$ — к. п. д. ходового редуктора.
 В формуле (XI.30)

$$J_{\text{пр}} = J_{\text{с}} + J_{\text{р}} i_{\text{р.к}}^2;$$

$$k_G = \frac{G_{\text{м}}}{G_{\text{м}} + G_{\text{в}}}.$$

Обозначения расстояний l_1 , l_3 и $l_{\text{п}}$ в формуле (XI.30) ясны из рис. XI.8. Знак «плюс» ставится во втором члене — при совпадении направлений вращения ротора подъемного двигателя и кулисы, а перед последним членом — при несовпадении направлений вращения ходовых колес и ротора ходового двигателя.

Анализ выражения (XI.30) показывает, что для увеличения устойчивости машины необходимо:

выбор пружин амортизации производить из условия полного поглощения ими кинетической энергии привода и кулисы;

направления вращения ротора двигателя механизма подъема ковша и ходового двигателя принимать противоположными направлениям вращению соответственно кулисы и ходовых колес;

максимально снижать положение центра тяжести машины по высоте и уменьшать вес и момент инерции кулисы.

Глава XII

МАШИНЫ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

§ 1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Погрузочные машины периодического действия представлены тремя типами погрузчиков: с ковшовым, грейферным и гребковым рабочими органами.

Изображенная на рис. XII.1, а схема характерна для машин прямой погрузки с рабочим органом в виде ковша 1, жестко закрепленного на кулисе (рукояти) 2; последняя перекачивается по направляющим с помощью цепи 3 (канатов) и лебедки 4 или с помощью пневмо- или гидроцилиндров. Для предотвращения проскальзывания кулисы при перекачивании предусматривается установка стабилизирующих канатов или цевочное зацепление кулис с беговой дорожкой [16]. Заборно-погрузочный орган у машин с колесно-рельсовой ходовой частью размещается на платформе 5, которая может вращаться относительно механизма передвижения 6, что позволяет увеличивать фронт погрузки в 2—3 раза по сравнению с шириной колеи.

Достоинством такой компоновки машин является простота конструкции и отсутствие промежуточного транспортного звена —

передаточного конвейера. Недостаток: трудность загрузки ваго-
нов большой емкости. При наличии передаточного конвейера

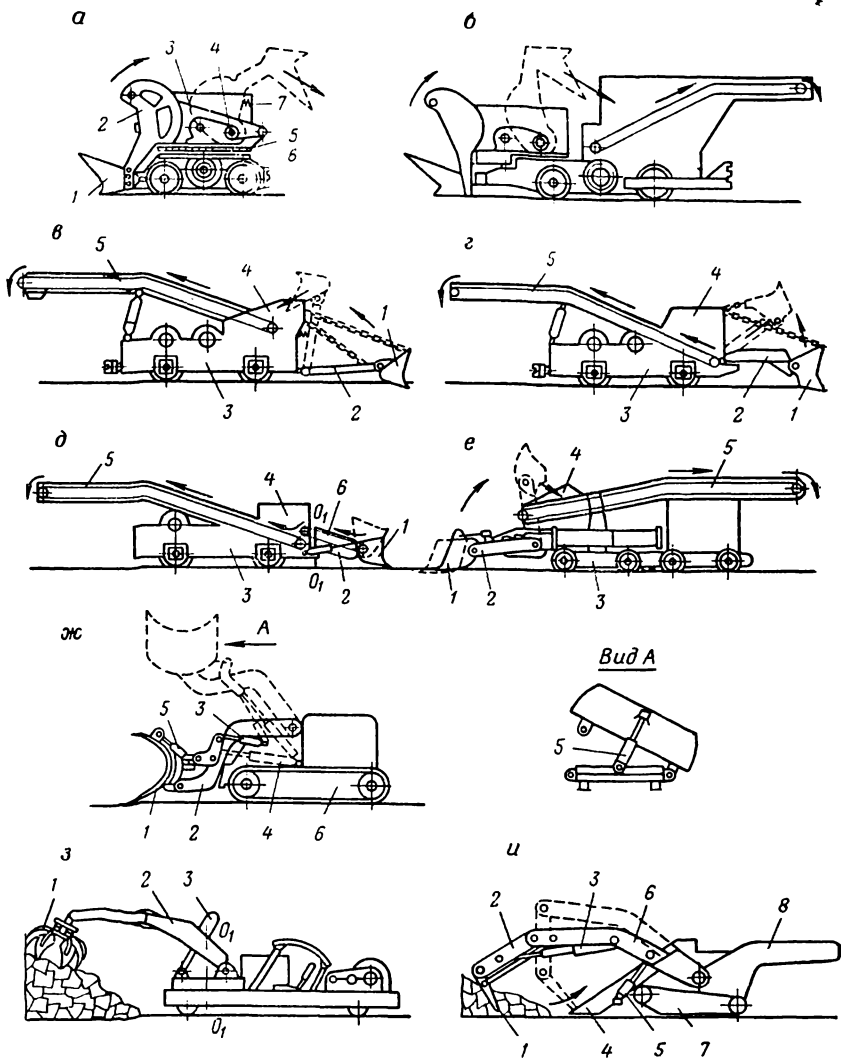


Рис. XII.1. Конструктивные схемы погрузочных машин периодического действия:

а — ковшевых прямой погрузки; б, в, г, д, е — ковшевых ступенчатой погрузки; ж — ковше-
вых боковой разгрузки; з — грейферных; и — гребковых

(рис. XII.1, б) устраняется указанный недостаток, но при этом усложняется конструкция.

На рис. XII.1, в, г, д, е показаны конструктивные схемы машин ступенчатой погрузки с шарнирной рукоятью. Основными частями

этих машин являются погрузочный орган, состоящий из ковша 1, закрепленного шарнирно на стрелке 2, которая прикреплена к раме машины с помощью двойного шарнира, и ходовая часть 3, на которой смонтированы приемный бункер 4 и передаточный конвейер 5.

Стремление избежать ударных нагрузок при разгрузке ковша (рис. XII.1, в) привело к появлению машин, у которых груз из ковша, не имеющего задней стенки, поступает в приемный бункер самотеком по стреле, выполненной в виде лотка (рис. XII.1, з).

Чтобы исключить из рабочего процесса периодические опускания и подъемы стрелы, возникла конструктивная схема, показанная на рис. XII.1, д. У такого типа машин стрела поворачивается только в горизонтальной плоскости относительно оси O_1-O_1 , а ковш без задней стенки разгружается на небольшой конвейер 6, установленный на стреле. Движение тягового органа этого конвейера может осуществляться периодически с помощью гидроцилиндра в момент поворота ковша или постоянно от отдельного двигателя. Все перемещения ковша возможно также осуществлять с помощью гидро- или пневмоцилиндров (рис. XII.1, е). Отсутствие гибкой связи между ковшом и приводом значительно улучшает управляемость машины и позволяет исключить ударные нагрузки при опорожнении и опускании ковша.

Для увеличения фронта погрузки стрела поворачивается в горизонтальной плоскости. Этого достигают путем подтормаживания соответствующих фрикционов подъемных барабанов при опускании ковша (схемы на рис. XII.1, в, з) или с помощью гидроцилиндров (схемы на рис. XII.1, д, е). Привод ходовой части и подъема ковша имеет один общий электро- или пневмодвигатель. Для выполнения подъемных операций и ходовых перемещений машины кинематическая цепь включает планетарно-фрикционные редукторы. Привод конвейера, как правило, индивидуальный.

В последнее время все большее применение получают погрузочные машины с боковой разгрузкой ковша (рис. XII.1, ж). Эти машины имеют небольшие размеры и особенно эффективны при проведении конвейерных штреков. Погрузочный орган состоит из ковша 1 без боковых стенок, шарнирно закрепленного на рычаге 2. Зачерпывание осуществляется с помощью гидро- или пневмоцилиндров 3, а подъем рычага с ковшом — цилиндром 4. Для поворота ковша на сторону предусмотрен цилиндр 5, установленный в узле соединения ковша с рычагом 2. Электро- или пневмопривод смонтирован на раме механизма передвижения 6.

Грейферная погрузочная машина (рис. XII.1, з) загружает средства транспорта путем разворота стрелы 2 с грейфером 1 относительно оси O_1-O_1 . Подъем стрелы производится цилиндром 3. Выполненная по этой схеме машина КНС-1 [5] предназначена для проведения сверху вниз наклонных выработок и может работать со сменным оборудованием (ковш, рукоять крепеукладчика, бурильная установка).

Рабочим органом погрузочной машины гребкового типа (рис. XII.1, и) является загрузочная рукоять 2 с гребком 1, который нагребает груз на приемный лоток 4 с последующим опорожнением на приемный конвейер 8, установленный на ходовой части 7. Для зачерпывания служат гидроцилиндры 3, воздействующие на шарнирный четырехзвенник. Подъем стрелы 6 производится гидроцилиндром 5.

Ниже рассматриваются конструкции отдельных узлов погрузочных машин ковшового типа для подземных условий, так как они широко используются на шахтах и рудниках. При разработке месторождений открытым способом в СССР применяют в основном экскаваторы. В зарубежной практике наряду с экскаваторами эксплуатируются ковшовые погрузчики, имеющие рабочий орган большой емкости (до 10—12 м³).

При проектировании и создании новых машин целесообразно руководствоваться средними значениями основных параметров лучших отечественных и зарубежных конструкций, приведенными в табл. XII.1.

Таблица XII.1

Средние значения основных параметров погрузочных машин периодического действия

Параметры	Машины прямой погрузки			Машины ступенчатой погрузки
	легкие	среднего веса	тяжелые	
Техническая производительность, м³/мин	0,5	0,8—1,0	1,25—1,5	1—1,25
Емкость ковша, м³	0,125	0,25—0,30	0,5—0,8	0,25—0,3
Установленная мощность, л. с.	16	24	45	40—60
Основные размеры, м:				
длина с опущенным ковшом	1,9	2,5	3,15	7,7—10
ширина по рукояткам управления	0,9	1,15	1,5	1,35
высота с поднятым ковшом	1,9	2,25	2,8	2,15
Фронт погрузки, м	1,9	2,5	3,2	4—4,5
Масса машины, т	1,9	3,2—5	7—10	9—11

§ 2. КОНСТРУКЦИЯ И ПАРАМЕТРЫ КОВШЕЙ

Для предварительного установления размеров ковша можно использовать следующие соотношения:

для машин с катящейся рукоятью при верхней разгрузке

$$h = 0,4l_k; B = l_k; H_k = 1,2l_k; q_r = 0,8k_{\phi}l_k^3;$$

для машин с ковшом на стреле при задней разгрузке ковша

$$h = 0,6l_k; B = 1,2l_k; q_r = 0,72k_{\phi}l_k^3,$$

где l_k , B , H_k — соответственно длина, ширина и высота ковша;
 h — высота задней стенки ковша;

q_r — геометрический объем ковша;
 $k_\phi = 0,5 \div 0,85$ — коэффициент формы.

При окончательной компоновке конструкции ковша рекомендуется учитывать следующее [2, 13, 25, 26]:

1. Необходимая длина ковша по дну должна составлять 1,1—1,6 глубины внедрения, большие значения соответствуют работе ковша на пологих траекториях.

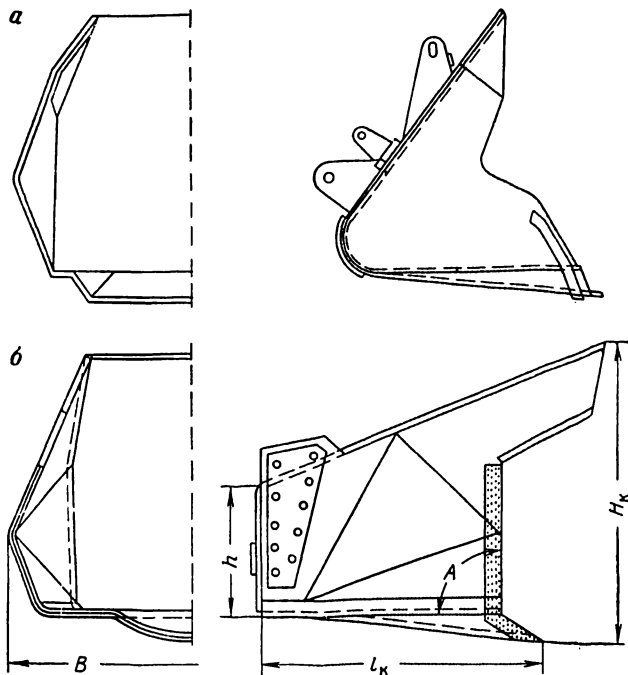


Рис. XII.2. Ковши рациональной формы:

а — машины ППМ-4Э; б — машины ППН-2Э

2. Ширина ковша должна быть увязана со средним a или максимальным a_{\max} размером кусков груза и должна быть не менее $(2,5-3) a_{\max}$ или $(4,5-5) a$. Применение ковшей меньшей ширины вызывает увеличение сопротивления внедрению вследствие расклинивания груза между боковыми стенками. Следует стремиться, как правило, к наибольшей ширине ковша, это приводит к увеличению наполнения за счет лучшего использования кинетической энергии машины и способствует увеличению фронта погрузки.

3. Угол наклона дна к почве выработки нужно принимать 5—10°. Переднюю кромку дна ковша следует выполнять криволинейной в плане. Армировать дна ковша следует выполнять, так как это приводит к увеличению сопротивлений внедрению при попадании кусков между зубьями. Зубья уменьшают рабочую длину дна ковша, т. е. его полезную емкость.

4. Выбор параметров боковых стенок зависит от конструкции рабочего органа, применяемой схемы уборки породы и фронта погрузки. При образовании опережающего коридора в штабеле прямыми черпаниями боковые стенки необходимо выполнять параллельными продольной оси машины. При образовании коридора в штабеле с боковых черпаний необходимо разворачивать боковые стенки так, чтобы $\varphi_6 + D < 65^\circ$ (φ_6 — угол разворота стрелы или платформы при боковом внедрении, D — угол разворота боковых стенок к продольной оси ковша).

Отклонение боковых стенок от вертикали на угол в 30° дает в смысле снижения сопротивлений тот же эффект, что и уменьшение угла наклона передних граней к почве на 20° (угол A на рис. XII.2). При этом одновременно происходит увеличение емкости ковша и эффективности погрузки. В ряде случаев аналогичный эффект можно получить за счет вырезов в боковых стенках, расположенных в средней или верхней части. Варианты ковшей рациональной геометрической формы, разработанные с учетом приведенных рекомендаций, показаны на рис. XII.2.

Ковши изготавливают из листовой стали толщиной 10—15 мм при помощи сварки нескольких предварительно заготовленных частей. Количество сварных швов должно быть по возможности минимальным. Наибольшие нагрузки испытывает днище ковша, и поэтому часто при эксплуатации машины сварочный шов нарушается в месте соединения боковых стенок с днищем ковша. Ковш с литым днищем имеет больший срок службы. Кромки днища ковша и нижней части стенок армируют твердым сплавом.

§ 3. МЕХАНИЗМЫ ЗАХВАТА И ПЕРЕНОСА ГРУЗА

Конструктивное исполнение

Машины прямой погрузки зачерпывают и переносят груз рукоятью, состоящей из двух кулис (кулаков) 2, соединенных между собой траверсой 3 и ковшом (рис. XII.3). Рукоять с ковшом поднимается многорядной пластинчатой цепью, которая навивается на узкий барабан (бобину) 4 редуктора 5 подъемного механизма. Кулисы перекатываются по специальным направляющим 6 и во избежание проскальзывания крепятся на платформе четырьмя канатами стабилизации 7. Для их разгрузки от максимальных усилий, возникающих при зачерпывании и ударной разгрузке ковша, предусматривается возможность опирания кулисы в первом случае на палец 8, во втором — опорным выступом 9 (кулаком) на направляющие 6. В верхней части платформы для смягчения удара ковша о траверсу машины установлены пружины амортизации 10. Поворотная платформа 1 соединена с ходовой частью через опорный двухрядный шарикоподшипник 11 и фиксируется пальцем 12.

В передней части платформы 1 расположен автомат поворота. Он представляет собой центрирующий барабан 13, в профилированный вырез которого входит направляющий ролик 14, свободно

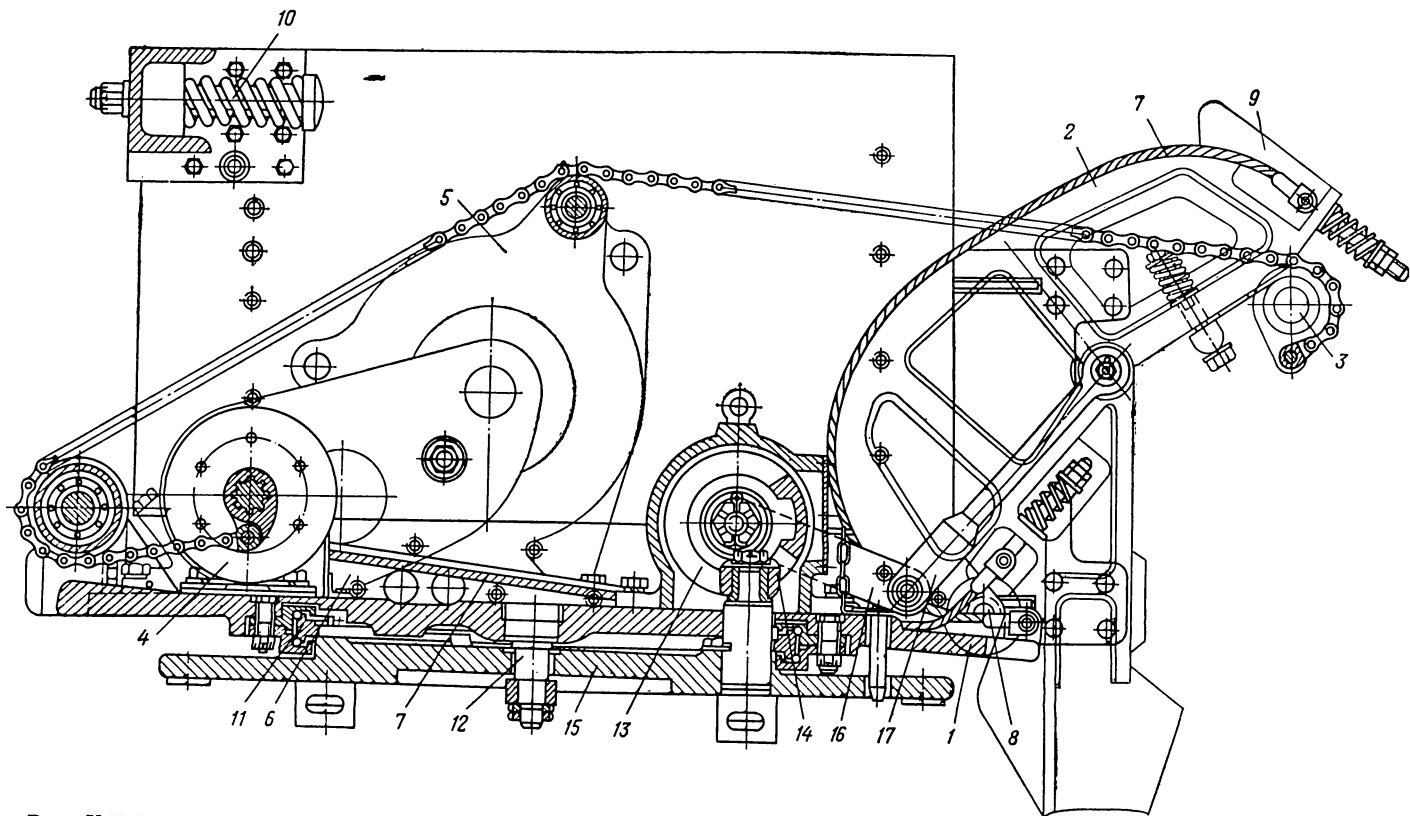


Рис. XII.3. Конструкция механизма зачерпывания и переноса в машинах прямой погрузки с осевой разгрузкой ковша

посаженный на вертикальную ось, закрепленную на неподвижной платформе 15. С одной стороны к цапфе барабана 13 жестко прикреплен рычаг 16, который шарнирно через рычаг 17 связан с кулисой исполнительного органа. В цилиндрической поверхности центрирующего барабана сделан фасонный вырез. Когда ковш опущен, барабан занимает положение, при котором ролик 14 располагается в широкой части выреза и не мешает повороту платформы в обе стороны от продольной оси. При подъеме рукояти рычаги 16 и 17 поворачивают барабан 13, который нажимает на ролик 14 и поворачивает платформу 1 к окончанию подъема в центральное положение.

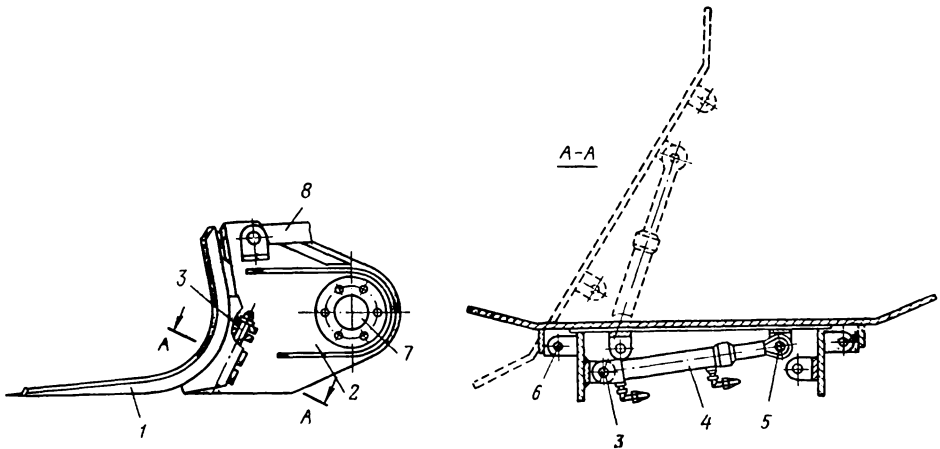


Рис. XII.4. Исполнительный орган погрузочной машины с боковой разгрузкой ковша:

1 — ковш; 2 — основание; 3 — ось крепления гидроцилиндра; 4 — цилиндр опрокидывания ковша; 5 — ось крепления штока гидроцилиндра с ковшом; 6 — ось крепления ковша с основанием; 7 — ось крепления основания; 8 — шток гидроцилиндра зачерпывания

Построение профиля кулисы является важным этапом проектирования машины. От профиля зависят траектория зачерпывания, высота разгрузки, скорость подхода кулисы к траверсе машины и, следовательно, дальность выброса груза из ковша. Средняя часть кулисы состоит из кривых больших радиусов, чем радиусы ее конечных участков. Кривые малых радиусов в конце обкатывания обеспечивают при прочих равных условиях большую скорость подхода кулисы к траверсе машины. Соединение кривых различных радиусов — плавное для предотвращения резкого изменения скорости перекатывания. Кулисы изготовляют литьем с последующей механической обработкой поверхности катания.

Конструкция исполнительного органа с боковой разгрузкой и низким опрокидыванием ковша показана на рис. XII.4. Зачерпывание осуществляется посредством поворота основания 2 с ковшом вокруг оси 7. Ковш может быть установлен для левого или правого

опрокидывания. Характерным представителем погрузчиков боковой разгрузки с высоким опрокидыванием (рис. XII.1, ж) является погрузчик «Эймко 623Н» фирмы «Эймко (Грэйт Бритн) Лимитед» [16]. Высота выгрузки составляет 2,25 м над уровнем почвы. Ковш ем-

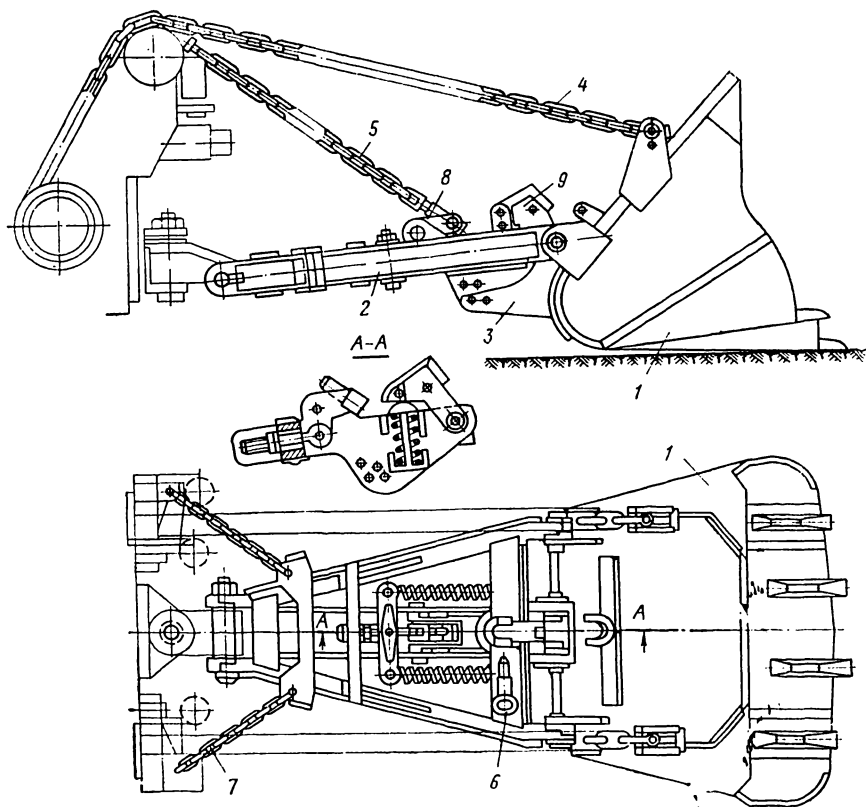


Рис. XII.5. Конструкция рукояти ковшовой погрузочной машины ступенчатой загрузки ППМ-49:

1 — ковш; 2 — стрела; 3 — упор; 4 — ковшовые цепи; 5 — амортизационные цепи; 6 — стоп ковш; 7 — ограничительные цепи, устанавливаемые при транспортировании; 8, 9 — буферные устройства

костью 0,6 м³. Угол наклона ковша 45°, при необходимости может быть увеличен до 60°.

При внедрении ковш 1 забирающего органа (рис. XII.5) жестко упирается в опорную площадку упора 3. Упор выполнен сварным из листовой стали и имеет отверстия для регулирования установки ковша относительно почвы выработки [6]. Стрела 2 изготовлена в виде жесткой конструкции из профильной и листовой стали. Буферное устройство 8, имеющее горизонтально расположенные пружины,

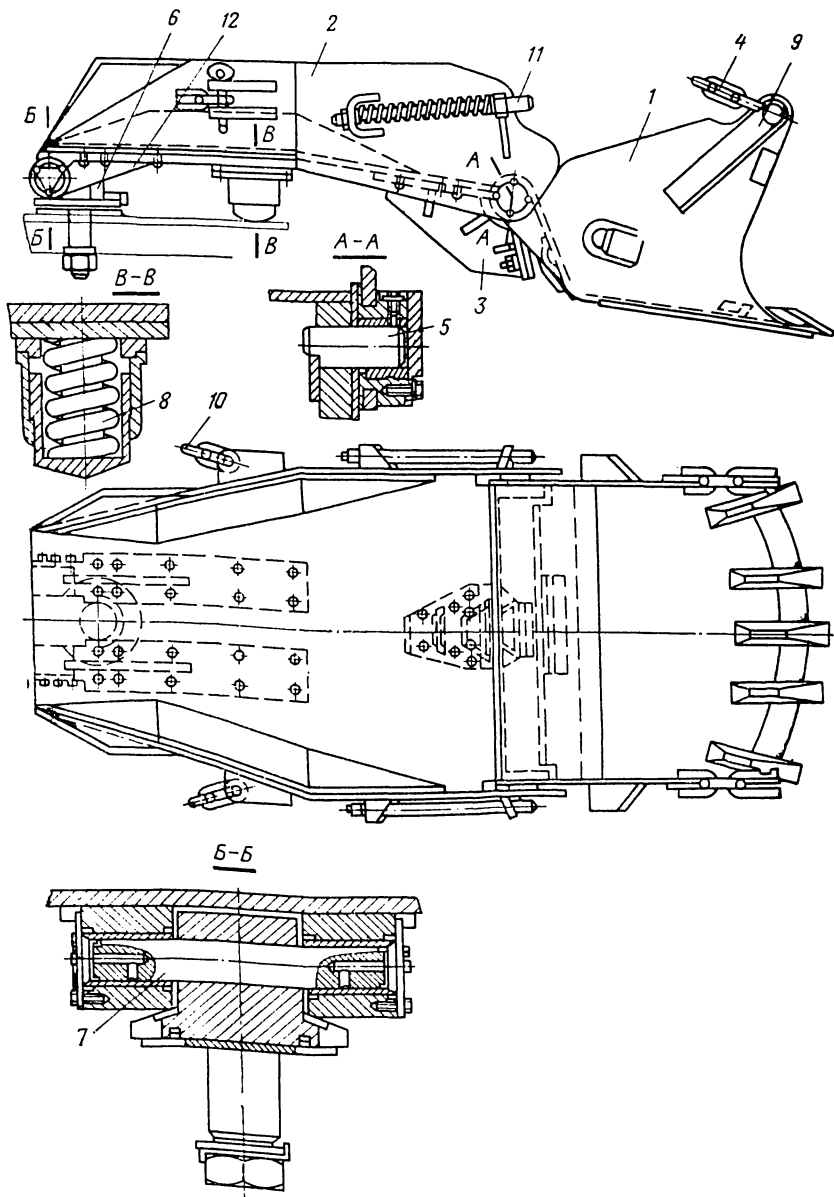


Рис. XII.6. Конструкция исполнительного органа погрузочной машины ППМ-5:
 1 — ковш; 2 — стрела-лоток; 3 — упор ковша; 4 — ковшовые цепи; 5 — ось крепления ковша; 6 — шкворень; 7 — ось шарнира; 8 — пружины амортизатора; 9 — упор; 10 — ограничительные цепи; 11 — упорное устройство; 12 — кронштейн

служит для смягчения динамических усилий в амортизационной цепи при падении стрелы с ковшем. Буферное устройство 9 с вертикальной пружиной служит для смягчения ударов ковша о стрелу при повороте ковша вокруг оси.

Ковш забирающего органа, выполненного в виде стрелы-лотка (рис. XII.6), имеет только боковые стенки и днище, которое плавно переходит в заднюю стенку. Крепление ковша со стрелой — шарнирное с помощью двух осей 5. Лоток опирается на раму машины при помощи шкворня 6 и двух кронштейнов-подшипников 12. Под днищем расположены две пружинные опоры 8, которыми она опирается на плиту забирающего органа. Опоры служат для смягчения удара стрелы о плиту при опускании ковша. Зарубежные фирмы «Гудмен» (США), «Бритиш Конвей Лоадер» (Англия) и другие широко используют эту конструктивную схему, получившую название «Конвей» [16]. В отечественной практике этот тип забирающего органа не получил распространения.

Расчет ударных нагрузок

При выполнении основных рабочих операций рассмотренными конструкциями наибольшие усилия возникают при ударной разгрузке ковша. Они в 2,5—3,5 раза превышают нагрузки при зачерпывании.

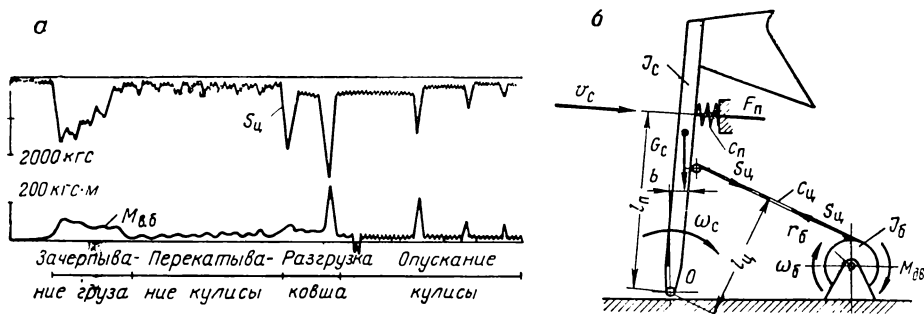


Рис. XII.7. Осциллограммы нагрузок при зачерпывании и разгрузке ковша (а) и схема к расчету усилий в тяговом органе подъемного механизма (б) машины ППН-2

На рис. XII.7,а показаны осциллограммы усилия в цепи S_c и крутящего момента на валу подъемного барабана $M_{в.6}$ машины ППН-2 [36].

Подъемный механизм в момент разгрузки ковша можно представить системой с двумя степенями свободы и односторонней упругой связью (тяговая цепь) между массами (рис. XII.7, б). К такой схеме приводится и подъемный механизм машины с катящейся рукоятью, так как концевые участки профиля кулисы выполнены дугами малых радиусов, а угловые перемещения рукояти при полном сжатии пружины задней траверсы малы и составляют 4—6°

Уравнения вращательного движения стрелы (кулисы) и приведенной к валу барабана массы трансмиссии подъемного механизма имеют вид:

$$M_{J_c} + S_{ц}l_{ц} + G_{\epsilon}b = F_{п}l_{п}; \quad (\text{XII.1})$$

$$M_{J_6} + M_{дв} = S_{ц}r_6; \quad (\text{XII.2})$$

$$S_{ц} = (\varphi_6 r_6 - \varphi_{ц} l_{ц}) c_{ц}; \quad (\text{XII.3})$$

где M_{J_c} — момент от сил инерции стрелы, кгс·м;
 $S_{ц}$ — усилие в цепи;
 $l_{ц}, l_{п}$ — расстояния от центра вращения стрелы O соответственно до цепи и пружин амортизации, м;
 G_{ϵ} — вес стрелы (кулисы), кгс;
 b — плечо силы G_{ϵ} относительно центра вращения стрелы O , м;
 $F_{п}$ — силы упругости пружин амортизации и траверсы, кгс;
 M_{J_6} — момент от сил инерции трансмиссии подъемного механизма, кгс·м;
 $M_{дв}$ — момент двигателя, приведенный к валу барабана, кгс·м;
 r_6 — радиус навивки цепи в момент разгрузки ковша, м;
 $\varphi_6, \varphi_{ц}$ — угловые перемещения соответственно барабана и стрелы, радиан;
 $c_{ц}$ — жесткость цепи, кгс/м.

В формулах (XII.1) и (XII.2)

$$M_{J_c} = -J_c \ddot{\varphi}_{ц}; \quad M_{J_6} = -J_6 \ddot{\varphi}_6; \quad F_{п} = c_{п} \varphi_{ц} l_{п},$$

где J_c — момент инерции стрелы (кулисы) относительно центра вращения O , кгс·м·с²;
 J_6 — момент инерции трансмиссии подъемного механизма, приведенный к валу барабана, кгс·м·с²;
 $c_{п}$ — жесткость пружин амортизации, кгс/м.

При компоновке подъемного механизма стремятся к тому, чтобы плечо силы тяжести стрелы b было близко к нулю, поэтому моментом от силы G_{ϵ} можно пренебречь. Оптимальным режимом разгрузки считается отключение двигателя в момент касания стрелы о пружины амортизации. При этом в уравнении (XII.2) можно положить $M_{дв} = 0$.

С учетом принятых допущений получим:

$$\begin{cases} \bar{\varphi}_{ц} + \varphi_{ц} (k_{п}^2 + k_{ц}^2) - \varphi_6 k_1^2 = 0; \\ -\varphi_{ц} k_2^2 + \varphi_6 + \varphi_6 k_6^2 = 0, \end{cases} \quad (\text{XII.4})$$

где

$$k_{п}^2 = \frac{c_{п} l_{п}^2}{J_c}; \quad k_{ц}^2 = \frac{c_{ц} l_{ц}^2}{J_c}; \quad k_6^2 = \frac{c_{ц} r_6^2}{J_6};$$

$$k_1^2 = \frac{l_{ц} r_6 c_{ц}}{J_c}; \quad k_2^2 = \frac{l_{ц} r_6 c_{ц}}{J_6}.$$

Положив $\varphi_c = A \cos(\gamma t + \varphi)$ и $\varphi_6 = B \cos(\gamma t + \varphi)$, получим систему линейных алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} A[\gamma^2 - (k_n^2 + k_u^2)] + Bk_1^2 = 0; \\ Ak_2^2 + B(\gamma^2 - k_6^2) = 0. \end{cases}$$

Решение этих уравнений дает два значения частоты возможных гармонических колебаний системы:

$$\gamma_{1,2}^2 = \frac{k^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{k^2}{2}\right)^2 - k_n^2 k_6^2},$$

где

$$k^2 = k_n^2 + k_u^2 + k_6^2.$$

Общее решение системы (XII.4):

$$\varphi_c = A_1 \cos(\gamma_1 t + \varphi_1) + A_2 \cos(\gamma_2 t + \varphi_2);$$

$$\varphi_6 = A_1 n_1 \cos(\gamma_1 t + \varphi_1) + A_2 n_2 \cos(\gamma_2 t + \varphi_2),$$

где $A_1, A_2, \varphi_1, \varphi_2$ — постоянные, зависящие от начальных условий;

$n_1 = \frac{B_1}{A_1}; n_2 = \frac{B_2}{A_2}$ — отношение двух амплитуд частот γ_1

и γ_2 .

Для рассматриваемого случая

$$n_1 = \frac{k_n^2 + k_u^2 - \gamma_1^2}{k_1^2}; \quad n_2 = \frac{k_n^2 + k_u^2 - \gamma_2^2}{k_1^2}.$$

Из начальных условий (при $t = 0$ $\varphi_{c0} = \varphi_{60} = 0$; $\dot{\varphi}_{c0} = \omega_{c0} = \frac{\omega_{дв0} r_6}{i_{р.п} l_{ц}}$;

$\dot{\varphi}_{60} = \omega_{60} = \omega_{c0} \frac{l_{ц}}{r_6}$) имеем:

$$A_1 = \frac{\omega_{c0}}{\omega_1 (n_1 - n_2)} \left(n_2 - \frac{l_{ц}}{r_6} \right);$$

$$A_2 = - \frac{\omega_{c0}}{\omega_2 (n_1 - n_2)} \left(n_1 - \frac{l_{ц}}{r_6} \right);$$

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \frac{\pi}{2},$$

где $\omega_{c0}, \omega_{дв0}$ — угловая скорость соответственно стрелы и ротора двигателя в момент соприкосновения с пружинами, 1/с;

$i_{р.п}$ — передаточное отношение редуктора подъемного механизма.

Для машин с электродвигателем скорость $\omega_{дв0}$, по которой определяют ω_{c0} , принимают равной номинальной скорости двигателя; для машин с пневмодвигателем ω_{c0} можно определить графо-аналитическим методом путем построения плана скоростей для ряда фиксированных положений кулисы [9, 24].

Подставив полученные выражения φ_c и φ_6 в (XII.3), после алгебраических преобразований получим значение $S_{ц}$ при ударе стрелы об амортизатора траверсы [36]:

$$S_{ц} = \omega_{c0} \frac{l_{ц} c_{ц} k_{п}^2}{\gamma_1 \gamma_2 (\gamma_1^2 - \gamma_2^2)} (\gamma_1 \sin \gamma_2 t - \gamma_2 \sin \gamma_1 t). \quad (\text{XII.5})$$

Максимального значения $S_{ц}$ достигает при $\cos \gamma_1 t = \cos \gamma_2 t$, откуда $t_{\max} = |\frac{2\pi}{\gamma_1 - \gamma_2}|$.

Величина $S_{ц}$, определенная при $t = t_{\max}$, является усилием, по которому следует рассчитывать сечения цепи, валов трансмиссии подъемного механизма и других узлов, воспринимающих удар при разгрузке ковша.

§ 4. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

Колесно-рельсовые механизмы передвижения являются наиболее распространенным типом, особенно для машин с ковшовым рабочим органом. Они сравнительно просты и технологичны в изготовлении и хорошо сопрягаются с рельсовым транспортом. Недостаток машин на рельсовом ходу: ограниченный фронт погрузки. Однако при темпах проходки 70—150 м/месяц это не оказывает заметного влияния на эксплуатационные показатели погрузки.

Для рассматриваемого типа ходовых частей характерны два конструктивных исполнения: с кинематически жесткой связью (рис. XII.8, а) и с включающей муфтой (рис. XII.8, б).

Первое исполнение (рис. XII.8, а) представляет собой двусторонний редуктор, корпус 1 которого выполнен из стального литья и является одновременно рамой машины, несущей на себе все остальные узлы. Вращение от двигателя 2 фланцевого типа передается с помощью роторной шестерни 3, двойной шестерни 4—5 и зубчатых колес кинематических ветвей 8—11 передним и задним полускаткам 13. В случае оснащения ходовой тележки пневмодвигателем для его отключения от редуктора на период буксирования машины зубчатое колесо 4 может выводиться из зацепления с роторной шестерней 3 путем передвижения его по шлицам вала колеса 5 при помощи винта 6 и вилки 7.

Редуктор может иметь разъем по вертикальной или горизонтальной плоскости. В первом случае следует исключить из плоскости разреза втулки посадочных мест валов 12. Такое конструктивное исполнение возможно, если диаметр шестерни 11 будет меньше диаметра расточки под подшипники ходового вала 12. В противном случае болты крепления крышки редуктора будут испытывать большие динамические нагрузки от тяговых сил ходовых колес, что приводит к быстрому нарушению целостности прокладок и течи масла из редуктора.

Типажным рядом рассмотренный вид ходовых частей предусматривается для всех машин прямой погрузки с катящейся рукоятью

ках, установленных на пальцах водила 1 и 6. Двойная звездочка 7, передающая движение звездочкам колесных пар, опирается на вал 3 шарикоподшипниками 8 и жестко соединена с водилом 6 фрикциона I и зубчатым венцом 9 фрикциона I. На валу 3 закреплены центральные шестерни 4. На концах вала 3 насажены шарикоподшипники, установленные в корпусах 10 и 11, которые закреплены на раме ходовой части.

Клиновые колеса позволяют перемещать машины по наклонному пути под углом до 30° . Конструкция ходового колеса, которым

оборудован уклонный вариант машины ППН-2э, показана на рис. XII.10. Основными элементами такого колеса являются ступица 2, закрепленная на ходовом валу 1 с помощью гайки 7 и шайбы 6. На ступице смонтированы внутренняя 3 и наружная 4 шины, образующие наклонными поверхностями угол клина 26° . Между шинами расположены регулировочные прокладки 5 толщиной 5 мм каждая, позволяющие по мере износа клиновых поверхностей колеса переходить на новые дорожки катания путем перестановки этих прокладок на другую сторону шины 3 (рядом с прокладками 8). Для сохранения расстояния по центрам клиновых выточек неизменным после перестановки прокладок 5 имеются специальные прокладки 8 толщиной по 2,5 мм. При необходимости транспортирования машины по рельсовым путям шахты шины 4 снимают.

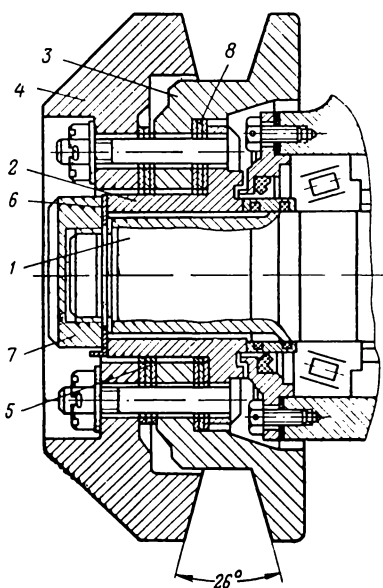


Рис. XII.10. Клиновое колесо

Колесно-рельсовые тележки выпускают для работы на рельсовом пути с шириной колеи 600, 750, 900 мм. Достигается это путем изготовления ходовых колес с соответствующим осевым сдвигом поверхности катания относительно посадочного места или путем изменения взаимного расположения дистанционных втулок 5, распорных колец 4 и колеса 3 на оси (см. рис. XI.1, а).

Скорость ходовых перемещений обычно составляет 1,2—1,5 м/с для легких машин и 0,5—0,8 м/с для тяжелых. Мощность ходового привода принимается из расчета 12—16 кВт на 1 м³/мин технической производительности и может быть определена по методике, приведенной в [35].

Гусеничная ходовая часть позволяет перемещать погрузочную машину в весьма тяжелых условиях и благодаря хорошему сцеплению с почвой обеспечивает большие напорные усилия при внедрении рабочего органа в штабель. По способу передачи вращения гусе-

ницам различают ходовые части с центральным и индивидуальным приводом. Первая система позволяет получать рабочую и маневровую скорости движения машины (вперед или назад), разворачивать машину, тормозить машину от скатывания при работе на уклонах.

Типичным примером такого механизма передвижения является ходовая часть машины 1ПНБ-2, кинематическая схема которой показана на рис. XII.11 [12]. Движение гусеницам сообщается от двигателя 1 через зубчатую муфту 2 и конические колеса 3—4. На одном

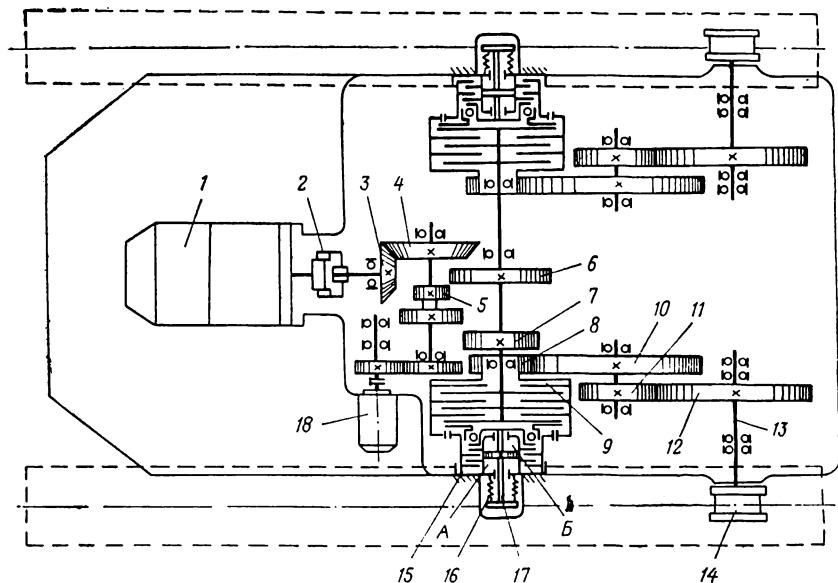


Рис. XII.11. Кинематическая схема гусеничной ходовой части погрузочной машины 1ПНБ-2 с центральным расположением двигателя

валу с коническим колесом установлена сдвоенная шестерня 5, которая через шестерни 6 или 7 передает движение на вал фрикционов, обеспечивая соответственно рабочую или маневровую скорость. С вала фрикциона движение гусеницам передается через основной фрикцион 9, зубчатые колеса 8—10—11—12, вал 13 и звездочку 14. Тормозят гусеницы включением тормозных фрикционов 15 и растормаживанием основных фрикционов 9. Для осуществления движения левой (правой) гусеницы в полость А левого (правого) гидроцилиндра фрикциона от гидронасоса 18 подается масло, шток 17 под действием давления в полости А перемещается, сжимая пружину 16. Нажимной диск освобождает диски тормозного фрикциона и сжимает диски рабочего фрикциона, вследствие чего получают вращение корпус

фрикциона 9, зубчатые колеса 8—10—11—12 и звездочка 14 левой (правой) гусеницы. При подаче масла в полость *Б* гидроцилиндра левого (правого) фрикциона левая (правая) гусеница затормаживается.

Индивидуальный привод позволяет более удачно решать конструктивную компоновку машины. Управляют перемещениями машины или с помощью бортовых фрикционов, или путем включения и реверсирования двигателей каждого в отдельности (развороты) или одновременно (прямолинейное движение).

По взаимному расположению ведущего колеса (звездочки), ленивца и опорных роликов можно выделить три варианта компоновки гусениц [5].

Первый вариант (рис. XII.12, *а*) характеризуется тем, что вес машины передается на гусеничную цепь опорными роликами, ведущими и направляющими колесами. Достоинства: большая опорная поверхность гусеничной ленты, лучшее сцепление и меньшее удельное давление на почву. Недостатки: дополнительные нагрузки на ведущие и направляющие колеса, ухудшение проходимости гусениц.

У гусеничных тележек второго типа (рис. XII.12, *б*) последний недостаток устранен в результате разгрузки ведущего колеса, которое припод-

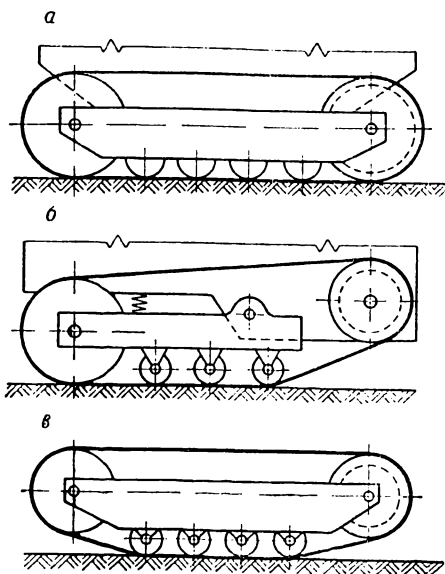


Рис. XII.12. Схемы компоновки и типы подвески гусениц

нято над почвой, что позволяет гусенице более плавно наезжать на препятствие. Недостаток: уменьшение опорной поверхности.

Третий тип компоновки (рис. XII.12, *в*) обеспечивает разгрузку ведущего и направляющего колес, так как вес машины передается на почву только опорными роликами. Это повышает проходимость машины и снижает сопротивления перемещению ходовой части, но приводит к еще большему сокращению опорной поверхности.

Наиболее рациональным, отвечающим специфике работы погрузочных машин, следует считать второй вид компоновки.

Подвеска машины, являющаяся одним из наиболее ответственных узлов гусеничной ходовой части, бывает жесткой и полужесткой. При жесткой подвеске (см. рис. XII.12, *а*) рама гусеницы жестко связана с корпусом машины; удары, воспринимаемые гусеницами, передаются корпусу машины.

Для снижения нагрузок и удельного давления при движении по неровностям почвы опорные катки могут крепиться к раме гусениц шарнирно парами (см. рис. XI.1, *в*). При полужесткой подвеске (рис. XII.12, *б*) рама гусеницы с корпусом машины связана только одной общей осью. В передней части корпус машины связан с гусеничным механизмом при помощи рессор или домкратов, которые допускают значительные смещения гусениц в вертикальной плоскости.

Звенья (траки) гусеничной цепи могут быть штампованными, литыми или сборными. Шарниры траков являются наименее надежным местом гусеничной цепи. Рабочая поверхность траков может быть выполнена гладкой или ребристой. Для машин, работающих по крепкой и ровной почве, следует применять гладкие траки, так как применение ребристых траков приводит к возрастанию удельных давлений на почву и возникновению высоких местных напряжений. Ребристые траки целесообразны при работе машин по сыпучему основанию.

Скорость перемещения ковшовых машин на гусеничном ходу составляет 45—55 м/мин, а машин с нагребующими лапами: рабочая — 8—12 м/мин, маневровая — 20—30 м/мин.

Основным элементом механизма передвижения на пневмоколесном ходу является пневматическая шина. Составными частями шины являются: покрышка, служащая прочной и эластичной внешней оболочкой; камера, накачиваемая воздухом; ободная лента, предохраняющая камеру от повреждений со стороны обода. Главными параметрами шины являются ее диаметр и ширина покрышек. Маркировка шин наносится на боковины двумя числами через тире. Первое число характеризует ширину профиля в дюймах или миллиметрах, а второе — внутренний (посадочный) диаметр шины в дюймах.

В настоящее время пневмоколесная ходовая часть среди шахтных погрузочных машин не имеет широкого распространения, однако опыт эксплуатации зарубежных конструкций на пневмоколесном ходу свидетельствует о их достоинствах: высокой способности к амортизации, которая позволяет значительно увеличить срок службы погрузчика [5].

§ 5. ДИНАМИКА ХОДОВЫХ ТРАНСМИССИЙ

Усилия, воспринимаемые элементами ходовой трансмиссии, имеют колебательный характер, обусловленный упругостью валов, осей, шестерен и т. д. На рис. XII.13 показаны осциллограммы крутящего момента в промежуточном $M_{пр. в}$ и ходовом $M_{в. к}$ валах редуктора передвижения погрузочной машины ППН-2 [10]. На осциллограммах штриховыми линиями нанесены уровни нагрузки, соответствующие предельному моменту по сцеплению колеса с рельсом — $G_n \psi_0 r_x$.

Анализ экспериментальных данных показал, что, вопреки укorenившемуся в практике конструирования погрузочных машин мнению, расчетные нагрузки ходового механизма нельзя ограничивать предельными по сцеплению движителя с основанием. Необходимо учитывать и динамические нагрузки, так как последние могут превышать статические в 1,5—2 раза и более.

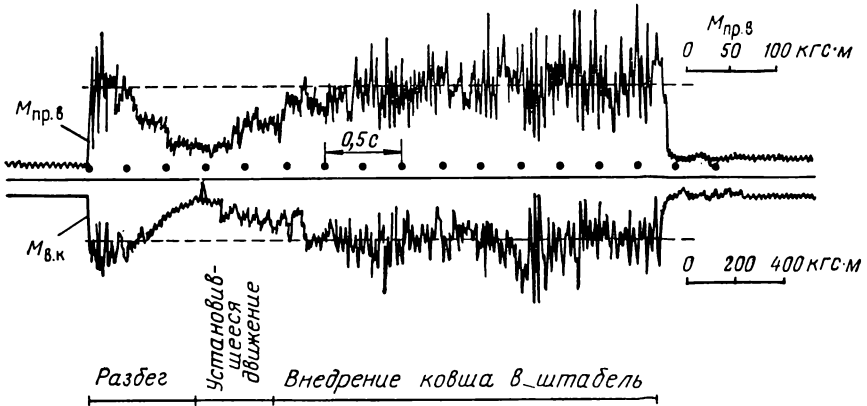


Рис. XII.13. Осциллограммы усилий в ходовой части погрузочной машины

Наибольшие нагрузки возникают в трансмиссиях с кинематически жесткой связью двигателя и колес. В трансмиссиях с включающей муфтой усилия зависят от режима включения муфты, а максимальные — соизмеримы с нагрузками машин, имеющих жесткую связь двигателя и колес. Ниже рассмотрены методы определения исходных расчетных нагрузок применительно к ходовым тележкам с кинематически жесткой связью.

Составлению уравнений движения отдельных масс реального механизма предшествует составление эквивалентной схемы машины с учетом приведенных масс и жесткостей элементов трансмиссии. Приведение жесткостей производят из условия равенства потенциальной энергии деформации данного участка трансмиссии $\Pi_{уч} = c_{уч} \varphi_{уч}^2 / 2$, и приведенного упругого элемента $\Pi_{пр} = c_{пр} \varphi_{пр}^2 / 2$, т. е.

$$c_{пр} = c_{уч} \frac{\varphi_{уч}^2}{\varphi_{пр}^2} = c_{уч} i_j^2 = 0.$$

Где $c_{уч}$, $c_{пр}$ — соответственно абсолютная и приведенная жесткости участка;

$\varphi_{уч}$, $\varphi_{пр}$ — углы закручивания соответственно участка и приведенного элемента;

i_{j-0} — передаточное отношение между j -м участком и центром приведения O .

Приведение моментов инерции производят из условия равенства кинетической энергии массы участка $T_{уч} = J_{уч} \dot{\varphi}_{уч}^2 / 2$ и приведенной массы $T_{пр} = J_{пр} \dot{\varphi}_{пр}^2 / 2$, т. е. $J_{пр} = J_{уч} i_{j-0}^2$.

На рис. XII.14, а в качестве примера изображены эквивалентная схема ходовой части машины ППН-2 (см. также рис. XII.8, а) в предположении, что зубчатые колеса по сравнению с валами обладают бесконечной жесткостью.

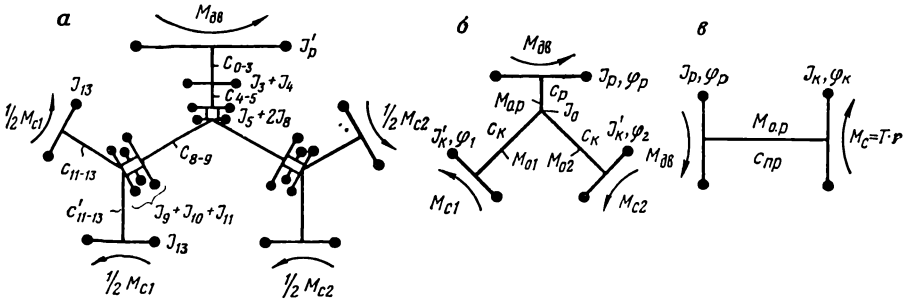


Рис. XII.14. Эквивалентные схемы механизмов передвижения:

а — машины ППН-2; б — в виде системы с тремя степенями свободы; в — в виде системы с двумя степенями свободы

Такая система может быть упрощена до системы с тремя степенями свободы (рис. XII.14, б) суммированием промежуточных моментов инерции от разветвления кинематической цепи к конечным массам, к которым приложен движущий момент $M_{дв}$ и момент от сил тяги на ободу ходовых колес (звездочек), т. е.

$$J_p = J'_p + J_3 + J_4 + J_5 + 2J_8; \quad J'_k = J_9 + J_{10} + J_{11} + 2J_{13},$$

где $J_{рв}$, J'_p , J'_k — моменты инерции соответственно кинематической цепи до разветвления, ротора двигателя и кинематической цепи после разветвления, приведенные к принятому центру приедения, кгс·м·с²;

$J_3 - J_5$, $J_8 - J_{11}$, J_{13} — моменты инерции соответственно шестерен 3-5, 8-11 и колес 13.

Такой способ упрощения вносит погрешности в определение J_p и J'_k , но они незначительны (2—3%) и не оказывают существенного влияния на конечный результат. Жесткости при упрощении складываются как последовательно или параллельно соединенные упругие элементы. Например, приведенная жесткость кинематической ветви на рис. XII.14, б

$$c_k = \frac{c_{8-9} (c_{11-13} + c'_{11-13})}{c_{8-9} + c_{11-13} + c'_{11-13}}.$$

Используя уравнения Лангранжа второго рода, систему уравнений, описывающую динамические процессы системы вращающихся и поступательно движущихся масс машины, можно представить в следующем виде (рис. XI.3, а и XII.14, б):

$$\left. \begin{aligned} J_p \ddot{\Phi}_p &= M_{дв} - M_{o, p}; \\ J'_k \ddot{\Phi}_1 &= M_{o1} - M_{c1}; \\ J'_k \ddot{\Phi}_2 &= M_{o2} - M_{c2}; \\ (m_m + m_b) \ddot{x} &= T_1 + T_2 - W_r(s); \\ M_{o, p} &= M_{o1} + M_{o2}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{XII.6})$$

где $\ddot{\Phi}_p, \ddot{\Phi}_1, \ddot{\Phi}_2$ — угловые ускорения ротора и ходовых колес, рад/с²;
 \ddot{x} — ускорение центра масс машины и вагонеток, м/с²;
 $M_{дв}$ — приведенный момент двигателя в функции скорости, кгс·м;
 $M_{o, p}$ — момент упругости на участке от ротора до разветвления, кгс·м;
 M_{o1}, M_{o2} — моменты упругости в кинематических ветвях трансмиссии, кгс·м;
 M_{c1}, M_{c2} — моменты сопротивления на первой и второй колесных парах, кгс·м;

В формулах (XII.6)

$$M_{o, p} = c_p (\Phi_p - \Phi_0); \quad M_{o1} = c_k (\Phi_0 - \Phi_1);$$

$$M_{o2} = c_k (\Phi_0 - \Phi_2); \quad M_{c1} = T_1 r_x;$$

$$M_{c2} = T_2 r_x; \quad T_1 = N_1 \psi_1; \quad T_2 = N_2 \psi_2,$$

где c_p, c_k — жесткость участков кинематической цепи соответственно до и после разветвления, кгс·м/рад;

Φ_p, Φ_1, Φ_2 — углы поворота ротора и ходовых колес, радиан;

$$N_1 = \frac{G_m l_1}{l_m} + \frac{(m_m d_{ц1} + m_b l_3)}{l_m} \ddot{x};$$

$$N_2 = \frac{G_m l_2}{l_m} - \frac{(m_m d_{ц1} + m_b l_3)}{l_m} \ddot{x}.$$

Если все члены системы уравнений (XII.6) раскрыть относительно $\Phi_p, \Phi_0, \Phi_1, \Phi_2$ и x , получим систему нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка. Анализ такой системы возможен при использовании вычислительных машин. На рис. XII.15 показаны основные характеристики динамических процессов в колесно-рельсовой ходовой трансмиссии, полученные в результате решения системы уравнений (XII.6) с помощью аналоговых вычислительных машин. На графиках приняты следующие обозначения: $K_{дин} =$

$= M_{o.p}/G_m \psi_0 r_x$ — коэффициент динамичности, $\mu = M_{o1}/M_{o2}$ — коэффициент перераспределения нагрузок по кинематическим ветвям, a — коэффициент асимметрии изменения крутящего момента (a_Σ — на участке от ротора до разветвления, a_{max} , a_{min} — соответственно в максимально и минимально нагруженных ветвях трансмиссии). Базовые условия: масса машины 5,0 т, пусковой момент

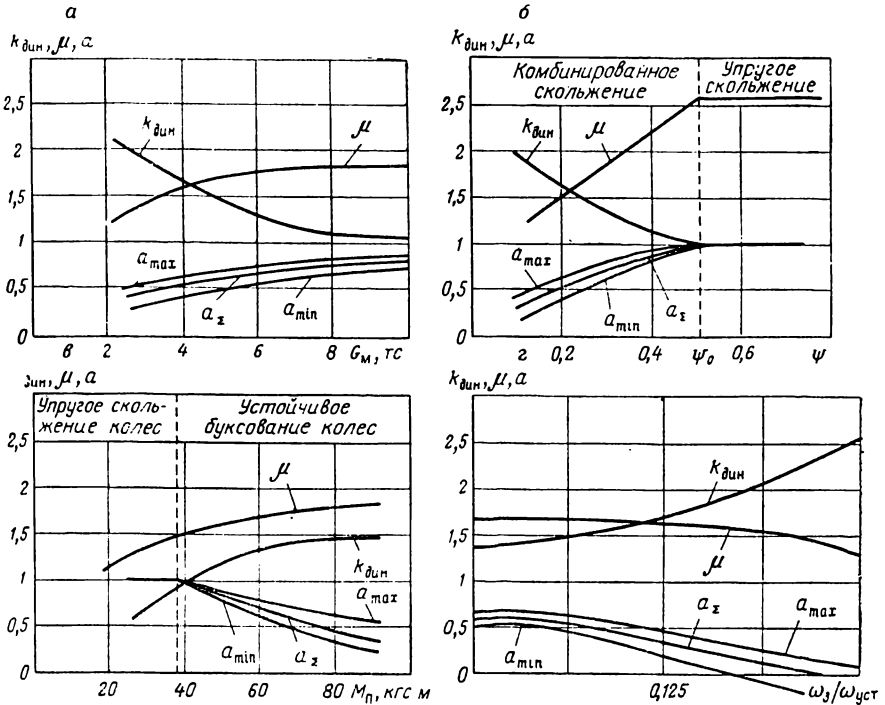


Рис. XII.15. Зависимость динамических характеристик ходовой трансмиссии: а — от веса машины; б — от реализуемого коэффициента сцепления; в — от пускового момента; г — от зазоров в трансмиссии

двигателя 65 кгс·м, реализуемый коэффициент сцепления $\psi = 0,25$, зазоры в трансмиссии отсутствуют, жесткая база машины 960 мм. Введя ряд допущений, систему уравнений (XII.6) можно упростить.

Для примера рассмотрим определение момента упругости на участке до разветвления $M_{o.p}$ при разбеге без пробуксовки колес. Перераспределение нормальных давлений N_1 и N_2 не отразится на величине $M_{o.p}$, поэтому схему на рис. XII.14,б можно представить системой с двумя степенями свободы (см. рис. XII.14, в). При этом

$$c_{пр} = \frac{2c_{рcк}}{c_p + c_k}; \quad J_k = 2J'_k; \quad M_o = M_{c1} + M_{c2},$$

где $c_{пр}$ — жесткость условного вала системы.

Учитывая допущения и то, что при разбеге без пробуксовки колес $x = \varphi_k r_x$ и $\dot{x} = \dot{\varphi}_k r_x$, уравнения (XII.6) примут вид

$$\left. \begin{aligned} J_p \ddot{\varphi}_p &= M_{дв} - M_{о.р}; \\ J_{пр} \ddot{\varphi}_k &= M_{о.р}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{XII.7})$$

где

$$J_{пр} = J_k + (m_m + m_b) r_x^2.$$

Наибольший практический интерес представляет рассмотрение участка разбега, на котором момент двигателя близок к максимальному: $M_{дв} = M_{max} = \text{const}$. Переходя к новой переменной $\alpha = \varphi_p - \varphi_k$, равной приведенному углу закручивания, получим

$$\ddot{\alpha} + k^2 \alpha = \frac{M_{max}}{J_p}, \quad (\text{XII.8})$$

где $k = \sqrt{c_{пр}/J_p + c_{пр}/J_{пр}}$ — приведенная частота крутильных колебаний.

Начальные условия: при $t = 0$ $\alpha_0 = \varphi_{p0} - \varphi_{k0} = 0$; $\dot{\alpha}_0 = \dot{\varphi}_{p0} - \dot{\varphi}_{k0} = \omega_3$, где ω_3 — скорость, развиваемая ротором, при выборке зазоров в трансмиссии; $\omega_3 = 0,15 v_{уст}/r_x$. Учитывая, что $M_{о.р} = c_{пр} \alpha$, в результате решения уравнения (XII.8) получим

$$M_{о.р} = \frac{c_{пр} \omega_3}{k} \sin kt + \frac{c_{пр} M_{max}}{k^2 J_p} (1 - \cos kt). \quad (\text{XII.9})$$

Исследовав уравнение (XII.9) известными способами на экстремум, получим максимальное и минимальное значения момента упругости $M_{о.р}$ в период разбега (торможения) машины.

Формула (XII.9) и приводимые ниже даны для случая приведения масс и жесткостей трансмиссии к валу ходовых колес. Поэтому для расчета сечений валов необходимо делать следующий пересчет:

$$M_j = \frac{M_{о.р}}{i_j} \eta_j,$$

где M_j — момент, воспринимаемый рассчитываемым валом, кгс·м; i_j , η_j — соответственно передаточное отношение и к. п. д. передачи между ходовым и рассчитываемым валами.

При наличии пробуксовки двигателя относительно основания максимальный момент в трансмиссии (суммарный) можно определять по формуле

$$M_{о.р} = k_{дин} G_m \psi_0 r_x, \quad (\text{XII.10})$$

где $k_{дин} = 1,05 \div 1,15$ — для машин тяжелого типа ($G_m \geq 8-10$ тс);
 $k_{дин} = 1,15-2,2$ — для машин среднего и легкого типа ($G_m < 8$ тс, см. рис. XII.15).

Несимметричность нагрузок в кинематических ветвях, которая обусловлена статическим и динамическим перераспределением сил

нормального давления, удобно учитывать коэффициентом перераспределения нагрузок μ :

$$M_{01} = \frac{\mu}{1+\mu} M_{0.p}, \quad (\text{XII.11})$$

где M_{01} — момент упругости (крутящий момент) наиболее нагруженной кинематической ветви (из-за цикличности работы ковшовой машины обе ветви поочередно воспринимают этот момент), кгс·м.

Для машин прямой погрузки с ковшем на катящейся рукояти $\mu = 2 \div 3$; для машин с шарнирной рукоятью $\mu = 1,1 N_{\max}/N_{\min}$, где N_{\max} и N_{\min} — нормальные давления, воспринимаемые соответственно максимально и минимально нагруженными валами ходовых колес.

При расчетах на усталостную прочность следует учитывать, что периоды пуска $t_{\text{п}}$ и торможения $t_{\text{т}}$ в среднем составляют 50% общего времени переходного процесса. Поэтому общее время расчетного цикла нагружения определяют из выражения

$$t_{\text{ц}} = 0,5n_{\text{п}}t_{\text{п}} + 0,5n_{\text{т}}t_{\text{т}} + t_{\text{вн}}, \quad (\text{XII.12})$$

где $n_{\text{п}}$ и $n_{\text{т}}$ — количество пусков и торможений, приходящихся на один цикл черпания;

$t_{\text{вн}}$ — продолжительность внедрения.

§ 6. УСТРОЙСТВА УПРАВЛЕНИЯ

Различают следующие системы управления:

непосредственное ручное при помощи рукояток, педалей, пневматических кранов и кнопочных постов;

дистанционное посредством электромагнитной аппаратуры, гидравлических и пневматических золотников;

автоматическое, осуществляемое различного рода датчиками включения и кнопками управления.

Наибольшее распространение получили системы ручного непосредственного управления из-за их простоты в изготовлении и надежности в эксплуатации. У погрузочных машин с пневматическим приводом для непосредственного управления служит пусковое устройство, состоящее из фильтра, двух трехходовых кранов и двух рукояток управления. Распределительные краны применяют дисковые и золотниковые.

Погрузочной машиной с включающими муфтами управляют воздействием на ленточные тормоза с помощью рычажной системы. Тормозные ленты фрикционов изготавливают из стальной полосы и износостойкого фрикционного материала, соединенных медными заклепками. Ленты выполнены двухобхватными с углом обхвата, равным 600° , чем достигается возможность получения большого тормозного усилия при небольшом усилии, прилагаемом к рычагам управления. Для предотвращения нагрева тормозного шкива при

включенной муфте фрикционы имеют специальное оттяжное устройство, назначение которого — создать равномерный зазор между лентой и шкивом при выключенном фрикционе. Подробно с конструкцией рассматриваемой системы управления можно познакомиться на примере устройства управления машины ППМ-4М [6].

У машин с электроприводом кнопочный пост системы дистанционного управления выполнен в виде отдельного пульта, связанного с машиной кабелем. Пульт управления машин с пневмоприводом связан с машиной воздушными шлангами. Это повышает безопасность обслуживания, но несколько усложняет выполнение рабочего цикла.

По результатам исследований, проведенных институтом Гипроникель, более перспективным является усовершенствование систем управления путем частичной или полной автоматизации основных процессов, выполняемых машиной при погрузке горной массы. По сравнению с ручным управлением автоматизация работы ковшовой погрузочной машины позволяет [5] обеспечить оптимальную совмещенную траекторию движения ковша, сократить продолжительность рабочего цикла машины и повысить техническую производительность на 40—45%.

Для повышения эксплуатационной производительности, снижения трудоемкости проходческих операций и обеспечения безопасности обслуживания погрузочные машины оснащают: манипуляторами, оросительными системами, быстросъемными плугами (лемехами), ковшами с отбойными молотками, устройствами для подъема и установки машин на рельсовый путь, средствами против скатывания машин в уклоне.

Манипуляторы монтируют на передней части боковых стенок рамы погрузочной машины. Они служат для уставки электрошверл или бурильных молотков. Конструкция манипулятора разборная, что позволяет быстро устанавливать их перед бурением и снимать перед погрузкой. Шарнирное соединение рычагов манипулятора обеспечивает возможность установки бурового инструмента в любое положение по отношению к забою. Бурение можно производить одновременно с двух манипуляторов и отдельно с каждого.

Оросительная система предназначена для пылеподавления и состоит из трубопроводов с форсунками, направленными в сторону забирающего органа и в место загрузки смежного транспорта. Машина должна быть оснащена устройствами, обеспечивающими автоматическое отключение ее в случае прекращения подачи воды для орошения.

Быстросъемные плуги (лемехи), устанавливаемые на ковш, увеличивают фронт погрузки машины на 600—800 мм и устраняют ручные операции по зачистке боков выработки.

Ковши с отбойными молотками в днище позволяют механизировать поддирку почвы. Молотки включаются только при встрече с твердой невзорванной породой. По данным фирмы «Зальдгиттер»

(ФРГ), применение машин с такими ковшами увеличивает производительность труда по сравнению с ручной поддиркой почвы в 3—4 раза [16].

Для подъема и установки машины на рельсы в случае схода ее с рельсового пути машину оснащают винтовым или гидравлическим домкратом грузоподъемностью 5—7 т. Высота подъема домкрата 200—300 мм.

Кроме рабочего тормоза, уклонную погрузочную машину снабжают съёмной упорной вилкой, навешиваемой при подъеме машины из забоя на период крепления и производства буровзрывных работ.

Глава XIII

ПОГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

§ 1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Одноковшовые рабочие органы непрерывного действия выполнялись по различным кинематическим схемам (рис. XIII.1, а, б), однако эти машины широкого распространения не получили.

Многоковшовые рабочие органы непрерывного действия выполняют элеваторного (рис. XIII.1, в) или роторного (рис. XIII.1, г) типа. Их используют в качестве наземных при погрузке и складировании мелкокусковых грузов.

Погрузочный орган барабанно-лопастного типа (рис. XIII.1, д) представляет собой вращающийся на выносной стреле барабан с зачерпывающими лопатками, которые по мере поворота барабана утапливаются внутрь. Груз поступает на конвейер. Машины с таким рабочим органом используют при погрузке вязких руд и пород различной крепости, а также для разрыхления и погрузки спрессованной горной массы при уборке выработок.

Рабочим элементом машин бокового захвата является рычаг (лапа), скребок или диск, совершающий непрерывное движение и подающий груз на передаточный конвейер, являющийся обязательной частью конструкции (рис. XIII.1, е, ж, з). Конвейер расположен ниже плоскости приемной плиты, угол наклона которой обеспечивает надежное внедрение, транспортировку груза вверх без обратного сыпания, а также возможность конструктивной компоновки под плитой передаточного конвейера, трансмиссий и приводов рабочего органа.

Машины бокового захвата способны эффективно осуществлять погрузку сыпучих грузов из штабелей различной высоты, в том числе низких; они имеют малую конструктивную высоту. Однако машины с рабочим органом в виде двух баров с консольными скребками конструктивно сложны, мало надежны, в связи с чем в настоящее время почти не изготавливаются.

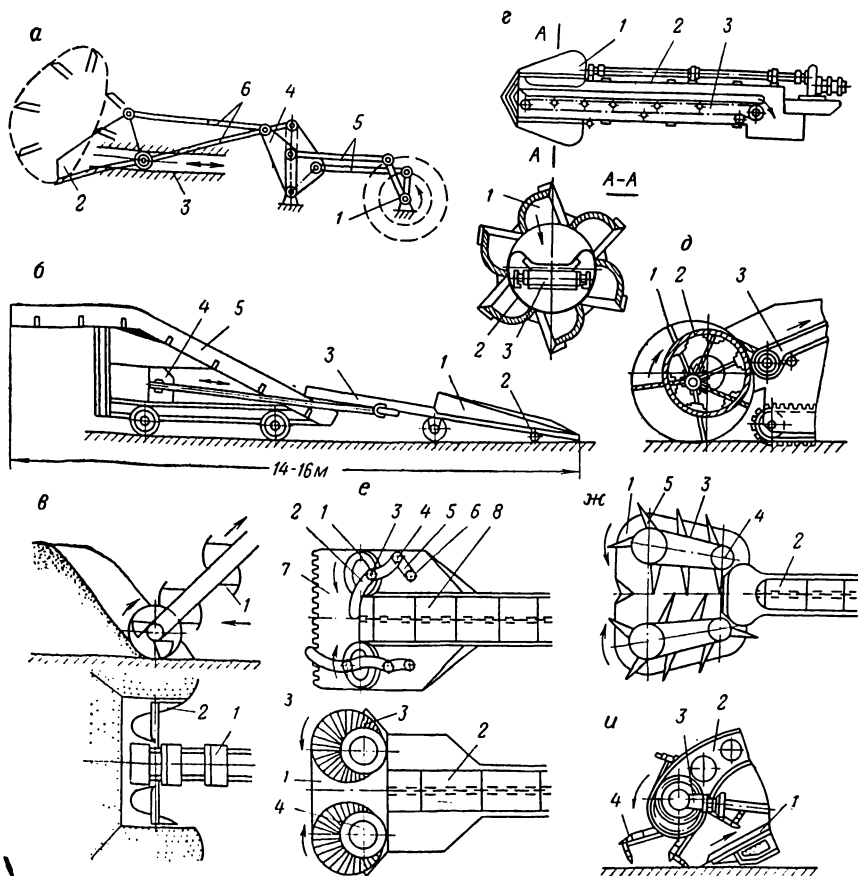


Рис. XIII.1. Рабочие органы погрузочных машин непрерывного действия:

а — одноковшовый с автоматическим циклом черпания; 1 — коленчатый вал; 2 — лопата; 3 — направляющие; 4 — кривошип; 5, 6 — шатуны; **б** — лопатно-вибрационный; 1 — лопата; 2 — опорный ролик; 3 — рештак; 4 — привод-двигатель, редуктор, напорная лебедка; 5 — конвейер; **в** — ковшово-элеваторный: 1 — ковши; 2 — подгребающие лопасти; **г** — ковшово-роторный: 1 — зачерпывающее ковшовое колесо; 2 — труба основного конвейера; 3 — основной ленточный конвейер; **д** — барабанно-лопастный: 1 — лопасти; 2 — обечайка барабана; 3 — приемный конвейер; **е** — с парными нагребающими лапами: 1 — ведущий диск; 2 — корпус лапы; 3 — палец ведущего диска; 4 — подвижной шарнир; 5 — качатель; 6 — опорный шарнир; 7 — приемная плита; 8 — передаточный конвейер; **ж** — цепной с консольными скребками: 1 — приемная плита; 2 — конвейер; 3 — цепи; 4 — ведущие звездочки; 5 — консольные скребки; **з** — с рифлеными дисками: 1 — приемная плита; 2 — конвейер; 3 — рифленые диски; 4 — дополнительные барабаны; **и** — гребково-роторный: 1 — приемная плита; 2 — стрела; 3 — привод; 4 — гребок

Погрузчики с рабочим органом в виде вращающихся дисков, дополненных фрезерующими барабанами, предназначены для погрузки мелкого, несслежавшегося и некрепкого груза, ценность которого не зависит от степени измельчения. При работе машины по слежавшимся породам производительность резко падает, так как диски выфрезеровывают щель в штабеле, не захватывая вышележащей части груза.

Основной разновидностью машин бокового захвата являются машины с нагребающими лапами, которые могут быть успешно применены для грузов с различными физико-механическими свойствами.

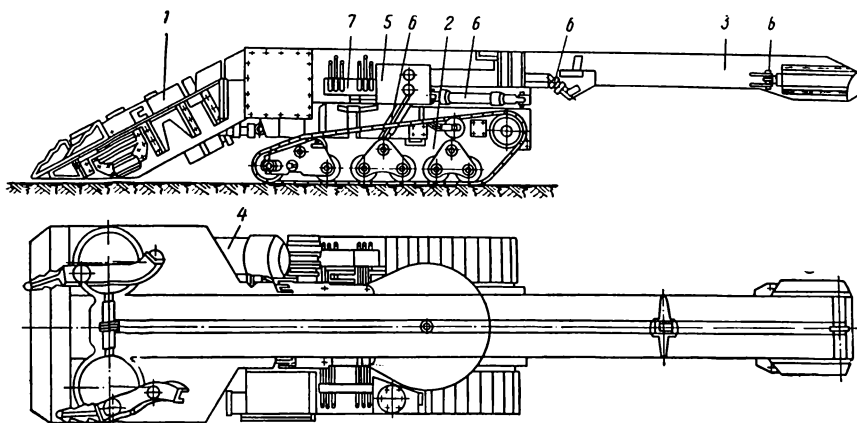


Рис. XIII.2. Конструктивная компоновка машины 1ПНБ-2 непрерывного действия с нагребающими лапами и приемно-разгрузочным конвейером:

1 — заборно-погрузочная часть; 2 — ходовая часть; 3 — разгрузочная стрела конвейера; 4 — электропривод; 5 — магнитная станция; 6 — гидроцилиндры подъема стрелы, поворота стрелы, подъема натяжной секции конвейера, натяжения цепи; 7 — станция гидроуправления

Они надежны в работе, обладают высокой производительностью. Однако эти машины, как правило, конструктивно сложны, характеризуются быстрым износом деталей и узлов, должны изготавливаться из высококачественных сталей.

Гребковые рабочие органы верхнего захвата производят погрузку при непрерывном вращении ротора (рис. XIII.1, и). Несмотря на хорошие энергетические показатели этих машин, работы по их созданию не вышли из стадии опытной проверки.

Вследствие конструктивных особенностей и технологических возможностей основное распространение получают погрузочные машины с рабочими органами барабанно-лопастным и с парными нагребающими лапами.

Независимо от типа рабочего органа погрузочные машины непрерывного действия (рис. XIII.2) состоят из ходовой части с рамой, рабочего органа (питателя), конвейеров для передачи груза, устройств управления.

Ходовая часть этих машин, как правило, гусеничная. Это обеспечивает значительный фронт погрузки, хорошую маневренность, большие напорные усилия. Компоновка рабочего органа зависит от способа захвата. При нижнем захвате груз на приемный конвейер подают лопасти барабана (или ковш), вследствие чего отпадает необходимость в наклонной приемной плите, которая является обязательным узлом машин бокового и верхнего захвата. Приемный конвейер и рабочий орган образуют заборно-погрузочную часть,

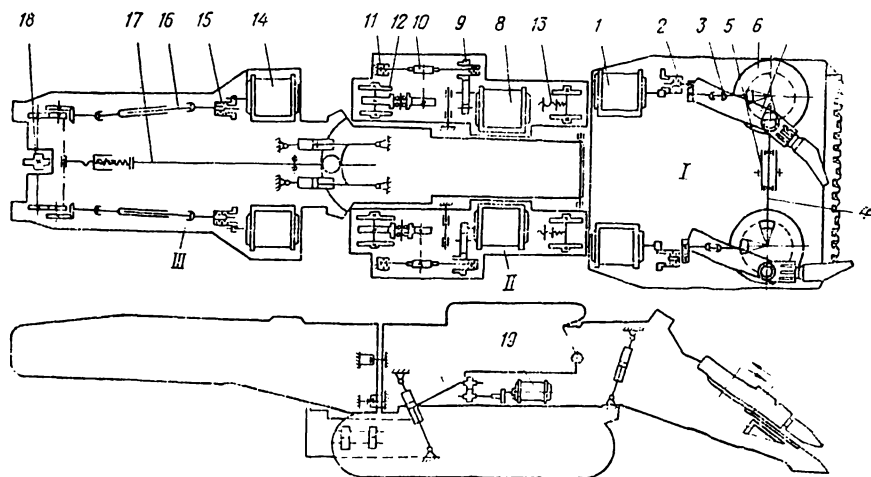


Рис. XIII.3. Кинематическая схема машины «Джой 19NR» и ПНБ-3К с нагребающими лапами и индивидуальным приводом:

1 — заборно-погрузочная часть; 1 — двигатель; 2 — предохранительная муфта; 3 — зубчатая муфта; 4 — синхронизирующий вал; 5 — обводной ролик конвейера; 6 — ведущий диск; 7 — кулеса с гребком; II — ходовая часть; 8 — двигатель; 9 — предохранительная муфта; 10 — червячная пара; 11 — электромагнитный тормоз; 12 — ведущие звездочки гусениц; 13 — натяжное устройство; III — конвейер; 14 — двигатель; 15 — предохранительная муфта; 16 — карданный вал; 17 — тяга пружинно-винтового натяжного устройства; 18 — ведущая звездочка; 19 — привод гидросистемы

которая имеет возможность изменять положение относительно уровня гусениц, что позволяет носку питателя следовать за неровностями почвы. Приемная и разгрузочная части передаточного конвейера могут быть выполнены в виде одного конвейера с общим тяговым органом (рис. XIII.2) либо в виде двух отдельных конвейеров. Во всех случаях для удобства сопряжения разгрузочной стрелы с последующим транспортным устройством предусматривается возможность изменять ее положение как по высоте, так и в плане.

Привод основных механизмов погрузочных машин непрерывного действия, как правило, электрический. Вспомогательные движения (подъем и опускание заборно-погрузочной части, перемещения разгрузочной стрелы конвейера, включение фрикционов управления и др.) осуществляют гидроприводом. Машины снабжены системой управления электро- и гидроприводом и системой орошения.

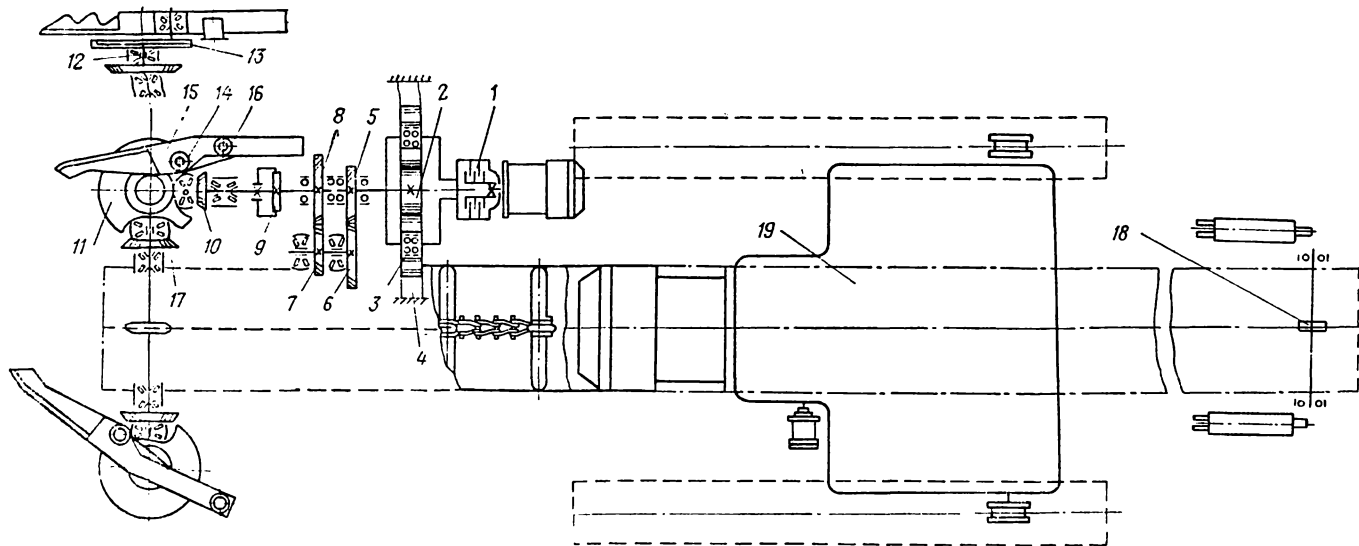


Рис. XIII.4. Кинематическая схема машин 1ПНБ-2 с нагревающими лапами и групповым приводом заборно-конвейерной части:

1 — двигатель и предохранительная муфта заборно-погрузочной части; 2—4 — планетарный редуктор; 5—8 — промежуточный редуктор; 9 — зубчатая муфта; 10—12 — редуктор правой лапы; 13 — ведущий диск; 14 — палец; 15 — лапа; 16 — ролик; 17 — коническая шестерня передачи движения левой лапе; 18 — натяжная звездочка конвейера; 19 — ходовая часть

Машины непрерывного действия выполняют с групповым или индивидуальным приводом. Групповой привод с механическими передачами значительно усложняет конструкцию машины, управление ею и ремонт. На рис. XIII.3 и XIII.4 показаны кинематические схемы машин бокового захвата с индивидуальным приводом и с приводом, в котором заборная часть и конвейер получают вращение от общего двигателя. Первая схема характерна для машин большой производительности (по такой схеме выполнены, например, машины «Джой-19HR», отечественная ПНБ-3К [3]), предназначенных для погрузки в очистных выработках рудных шахт, вторая — для машин небольшой мощности и производительности (например, отечественные машины ПНБ-1, 1ПНБ-2 [12], зарубежные — МС-3, МС-4 и другие английской фирмы «Мэйвор энд Коулсон» [18]).

К основным параметрам погрузочных машин непрерывного действия, которые определяют область применения и экономические показатели, относятся: масса, производительность, основные размеры и установленная мощность двигателей. Средние значения параметров по результатам обобщения характеристик лучших отечественных и зарубежных образцов приведены в табл. XIII.1 [18].

Таблица XIII.1

Средние значения параметров машин с нагребающими лапами

Параметры	Класс погрузочных машин			
	легкие	средние	тяжелые	сверхтяжелые
Масса машины, т	3,5—7,2	7,5—11,5	12,5—18	26—30
Производительность, т/мин	1,5—2,0	5,5—9,0	12—18	14—20
Установленная мощность двигателей, кВт	22	45	95	165
Основные размеры, мм;				
длина	675	72	815	90
ширина	137	20	230	25
высота	140	13	125	183

Эти данные можно использовать для предварительного выбора параметров и для оценки спроектированных машин.

§ 2. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Кинематика рабочих органов барабанно-лопастного типа обеспечивается применением плоских четырехзначных шарнирных механизмов.

Механизм с вращающейся кулисой применяется, как правило, для барабанов с прямыми лопастями (рис. XIII.5, а), имеющими по сравнению с криволинейными меньший объем единичного захвата. Вылет и утапливание лопастей 3 осуществляют коленчатой осью 2,

жестко соединенный с рукоятью 1. Обечайка барабана 4 приводится во вращение от трансмиссии 5 рабочего органа. Лопасты совершают вращение относительно коленчатой оси, увлекаясь барабаном через цилиндрические шарниры 6.

Механизм с выдвжными криволинейными лопастями (рис. XIII.5 б) содержит неподвижную коленчатую ось 2, с которой

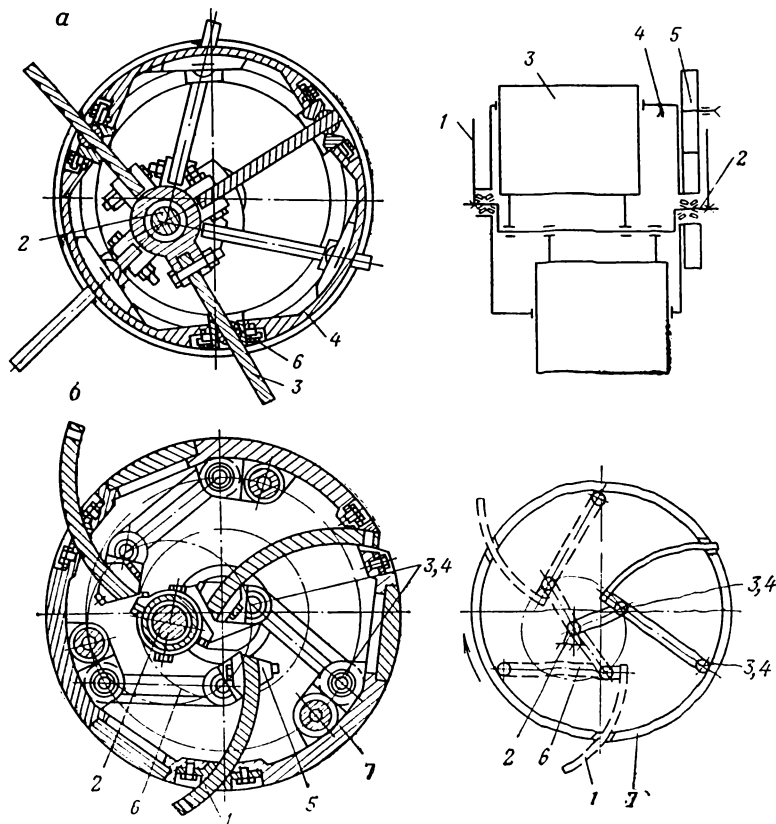


Рис. XIII.5. Конструкции и кинематические схемы барабанно-лопастного исполнительного органа:

а — с вращающейся кулисой; б — с выдвжной криволинейной лопаткой

шарнирно связана рычажная система, состоящая из кривошипа 5, рычага 6 и осей 3 и 4. Лопасть 1 жестко соединена с консольным участком рычага 6. При вращении обечайки барабана 7 рычаг 6 увлекает кривошип и лопасть. На кинематической схеме показаны три положения лопасти.

Критерием для выбора рациональных размеров барабанно-лопастного рабочего органа является максимальный вылет лопасти при

минимальном диаметре барабана и высоком к. п. д. Длины звеньев механизма с выдвигной лопаткой определяют по методике, изложенной в [17].

Захватывающий механизм рабочего органа с парными — нагребающими лапами представляет собой шарнирный четырехзвенник, расположенный в плоскости наклонной приемной плиты питателя. Чтобы обеспечить необходимую траекторию движения конца лап,

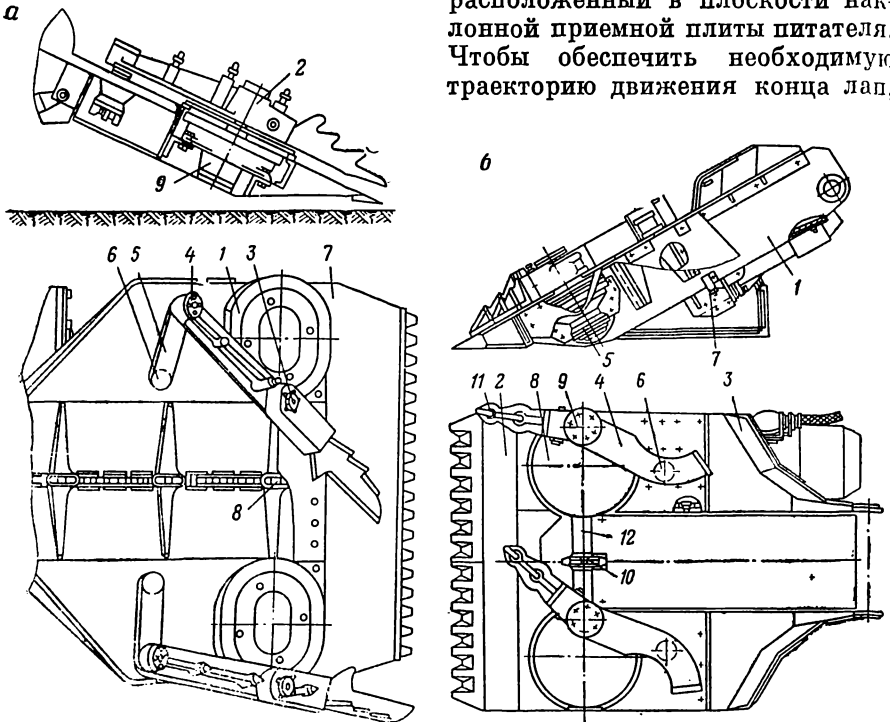


Рис. XIII.6. Конструкция рабочего органа с парными нагребающими лапами:

a — с двухкривошипным механизмом: 1 — ведущий диск; 2 — корпус лапы; 3 — палец ведущего диска; 4 — подвижной шарнир; 5 — ведомый кривошип; 6 — опорный шарнир; 7 — наклонная плита; 8 — цепь конвейера; 9 — редуктор лапы; 6 — с кривошипно-кулисным механизмом: 1 — рама; 2 — носок питателя; 3 — борт; 4 — корпус лапы; 5 — редуктор лапы; 6 — ролик; 7 — промежуточный редуктор; 8 — ведущий диск; 9 — палец ведущего диска; 10 — ведущая звездочка конвейера; 11 — гребок; 12 — соединительный вал

используют двухкривошипный (рис. XIII.6, *a*) или кривошипно-кулисный (рис. XIII.6, *б*) механизм. В первом случае корпус лапы 2 связан в средней части с ведущим диском 1 через шарнир 3 (палец ведущего диска), а в задней части — с опорным шарниром 6 через ведомый кривошип 5 и подвижный шарнир 4. Во втором случае корпус лапы соединен с кулисой, имеющей прямолинейную или криволинейную форму. Кулиса скользит по направляющему сухарю или ролику. Кривошипно-кулисные механизмы исключают опасность заклинивания кусков между ведомым кривошипом и корпусом лапы и поэтому их применяют чаще. Двухкривошипные механизмы можно рекомендовать для погрузки угля и мягких пород.

Заборно-погрузочная часть машины с нагребающими лапами (рис. XIII.7) представляет собой наклонную приемную плиту с армированным носком, на которой смонтированы двигатели, редукторные группы, механизм захвата и приемная часть передаточного конвейера. Привод механизма захвата может иметь один (см. рис. XIII.6, б) или два (рис. XIII.7) двигателя. Последняя схема

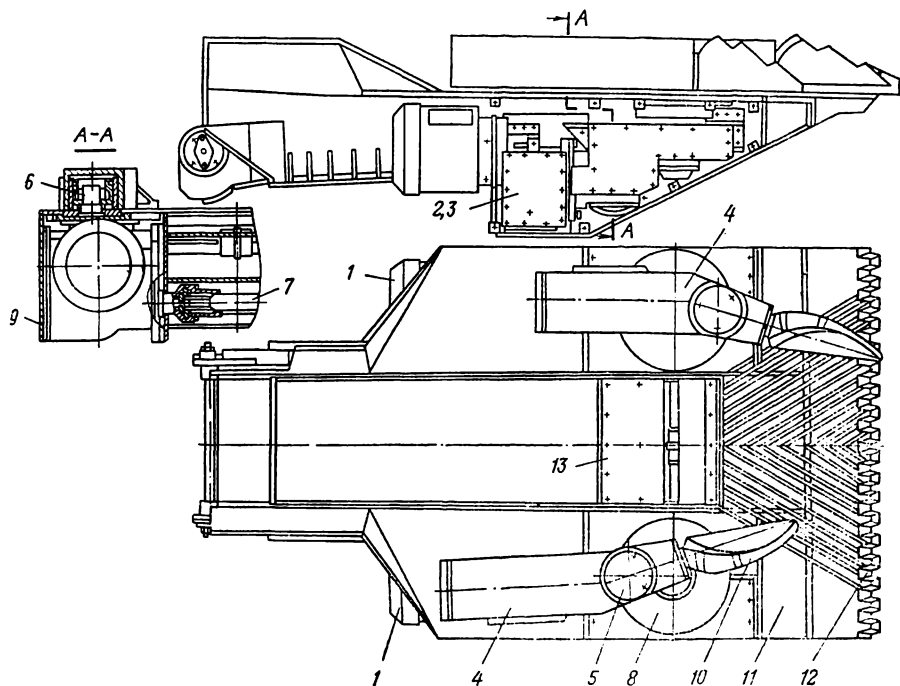


Рис. XIII.7. Компоновка рабочего органа с двумя двигателями:

1 — двигатели; 2, 3 — редукторы правой и левой лапы; 4 — правая и левая лапы; 5 — палец; 6 — ползун; 7 — синхронизирующий вал; 8 — ведущий диск; 9 — щиток; 10 — гребок; 11 — наклонная плита; 12 — носок; 13 — приемная часть конвейера

получает все большее распространение благодаря конструктивной простоте, удобству монтажа и эксплуатации. Для строгой взаимной ориентировки лап редукторы каждой из них связаны между собой синхронизирующим валом 7.

Защита трансмиссий от перегрузок осуществляется с помощью многодисковых фрикционных муфт, величину предельного момента которых можно регулировать. Диски предохранительных муфт целесообразно покрывать металлокерамическим слоем железо-графитного порошка. В этом случае они имеют почти постоянный коэффициент трения и высокую твердость. В случае применения группового привода от трансмиссии рабочего органа производится отбор мощности на конвейер, при этом нижняя звездочка конвейера

оказывается ведущей. Это неблагоприятно сказывается на величине натяжений тяговой цепи.

Форма передней кромки лапы в значительной степени определяет сопротивления внедрению и нагребанию. Зона уплотнения груза имеет наибольшую величину при прямом или заостренном гребке с зубьями, направленными вперед (рис. XIII.8, а). Наиболее целесообразны лапы, вертикальное ребро которых имеет зубья, направленные назад (рис. XIII.8, б).

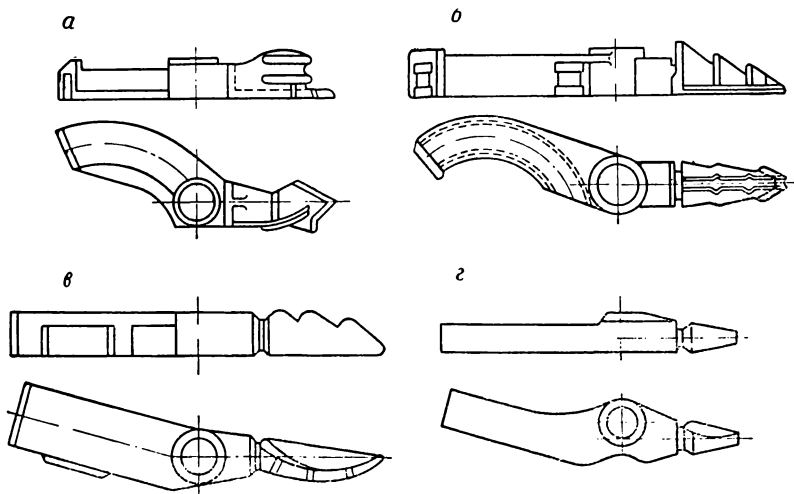


Рис. XIII.8. Конструкция нагребających лап:

а — с зубьями, направленными вперед; б — с зубьями, направленными назад; в — с гребком спиралеобразной формы; г — с гребком в виде массивной отливки

Форма внутренней поверхности лапы должна исключать возможность заклинивания кусков между лапами. Это достигается при выполнении боковой поверхности спиралеобразной формы (рис. XIII.8, в). Для погрузки крепких абразивных пород на машинах фирмы «Джой» применены лапы, представляющие собой массивную отливку, изготовленную из износостойкой стали (рис. XIII.8, г). Крепить лапы к корпусу целесообразно при помощи шарнира, который позволяет отклоняться ей в вертикальной плоскости. Это исключает заклинивание лапы при попадании кусков породы между зубьями носка питателя. Для повышения долговечности механизма захвата продольный паз корпуса лапы целесообразно армировать сменными стальными вкладышами, закрепленными винтами. При этом продольный паз проектируют прямолинейным.

При погрузке крепких пород корпус лапы должен как можно меньше перекрывать приемный лоток конвейера.

Верхнюю часть ведущих дисков футеруют деталями из износостойкой стали, которые могут быть заменены. Ведущий диск, как

правило, не должен выступать над приемной плитой. Это исключает попадание груза между диском и верхним листом и уменьшает износ.

При проектировании рабочего органа необходимо увязать необходимую глубину внедрения с основными размерами механизма (рис. XIII.9, а): шириной питателя B , диаметром ведущих дисков d , расстоянием между осями дисков и др. Следует ориентироваться на рекомендации, полученные на основе экспериментальных исследований и обобщения опыта проектирования машин [1, 12, 18, 19].

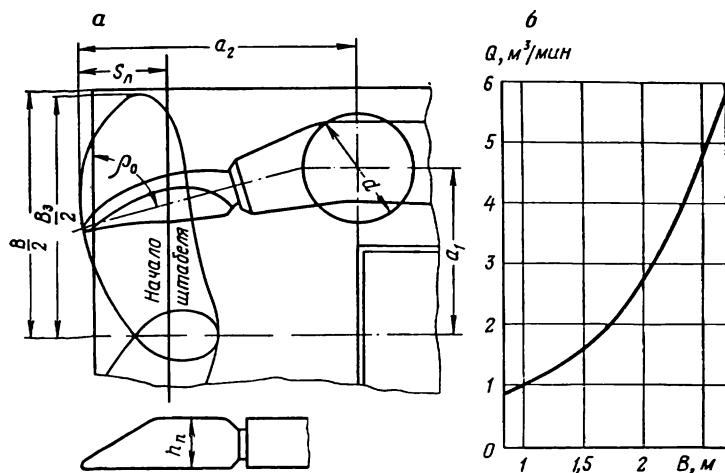


Рис. XIII.9. К выбору параметров рабочего органа:

а — конструктивная схема рабочего органа; б — зависимость $Q = f(B)$

1. Глубина внедрения лапы s_n не должна превышать 30—35% ширины захвата лапой B_3 , поскольку в противном случае при обратном ходе лапы испытывают большие динамические нагрузки, преодолевая сопротивления сбрасываемого с питателя материала.

2. Ширина плиты питателя изменяется от 1,3 до 2,4 м и может выбираться в зависимости от потребной производительности Q машины (рис. XIII.9, б); ширина захвата $B_3 = 0,95B$.

3. Диаметр ведущего диска составляет 400—700 мм и должен быть согласован со средним a и максимальным a_{\max} размерами куска груза

$$d \geq (1,8 \div 2,2) a; \quad a_{\max} \leq (1,2 \div 1,4) d.$$

Другие размеры механизма увязывают с диаметром ведущего диска:

расстояние между осями диска и передаточного конвейера

$$a_1 = (1,2 \div 1,25) d;$$

расстояние между осью дисков и передней кромкой плиты или лапы (рис. XIII.9, а)

$$a_2 = (1,3 \div 1,4) d.$$

4. Скорость вращения ведущих дисков выпускаемых машин составляет 27—40 об/мин; экспериментально проверена возможность повышения скорости до 50 об/мин даже на крупнокусковом грузе без значительного повышения динамических нагрузок. Скорость передней кромки лапы должна быть примерно 0,9—1,5 м/с при внедрении и нагребании и до 4 м/с — при обратном ходе.

5. Необходимо стремиться к рациональной форме траектории конца лап, которая достигается при соблюдении следующих условий:

лапа при движении не должна значительно выступать за кромку приемной плиты и на возможно большем участке должна быть приблизительно параллельна ей;

общая длина траектории должна быть наименьшей, для чего приемный бункер конвейера располагают как можно ближе к передней кромке плиты;

углы между лапой и основанием штабеля ρ_0 во время захвата груза должны быть оптимальными: при внедрении 85—95°, при нагребании 50—85°.

6. Высота лапы $h_d = (1,2 \div 1,4) a$.

Методика выбора параметров гребкового исполнительного органа разработана проф. А. А. Соловьевым [32].

§ 3. ДИНАМИКА РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Динамические нагрузки в трансмиссии рабочего органа погрузочных машин с парными нагребными лапами возникают по следующим основным причинам [33]:

элементы рабочего органа совершают плоское движение со значительными изменениями скорости за каждый оборот ведущего диска;

при взаимодействии с грузом на лапы действуют резко переменные усилия;

во время погрузки происходят внезапные заклинивания (стопорения) лап из-за встречи с негабаритом, попадания куска между лапами и др.

Принципиально задача расчета максимальных динамических усилий в элементах данного привода не отличается от ранее рассмотренных для ковшовых погрузочных машин:

составляется эквивалентная динамическая схема и рассчитываются приведенные массы и жесткости элементов;

составляется и решается система дифференциальных уравнений, описывающих поведение привода и трансмиссии при нагребании материала или внезапном стопорении лап.

Максимальные динамические нагрузки в трансмиссии рабочего органа данного типа соответствуют режиму внезапного стопорения исполнительного органа. Даже при наличии предохранительных муфт в этом режиме возможны опасные нагрузки.

Расчетная схема однодвигательной трансмиссии при заклинивании лап показана на рис. XIII.10, а. В связи с тем, что приведенный

момент инерции исполнительного органа J_2 намного меньше приведенного момента инерции привода J_1 , в период стопорения система может рассматриваться как имеющая одну степень свободы с приведенным валопроводом жесткости c , к которому в аварийном режиме последовательно присоединено звено, имитирующее стопорящее препятствие жесткостью $c_{пр}$.

Максимальный крутящий момент в валопроводе можно определять, пользуясь теоремой об изменении кинетической энергии системы. Весь процесс стопорения при вращении ведущих дисков от асинхронного электродвигателя можно разделить на два этапа: на первом — момент на валу двигателя возрастает до максимального $M_{д\max}$, угловая скорость трансмиссии остается практически постоянной, на втором — двигатель опрокидывается, угловая скорость падает до нуля; момент, развиваемый двигателем в этом процессе, можно считать постоянным и равным $M_{д\max}$.

В соответствии с описанной схемой процесса максимальный крутящий момент при стопорении $M_{ст}$ равен

$$M_{ст} = M_{д\max} + M_{дин}. \quad (\text{XIII.1})$$

Динамическая составляющая момента $M_{дин}$, возникающая на втором этапе, находится из равенства кинетической и части потенциальной энергии системы

$$\frac{1}{2} J_{пр} \omega_0^2 = \frac{1}{2c_0} M_{дин}^2, \quad (\text{XIII.2})$$

откуда

$$M_{дин} = \omega_0 \sqrt{c_0 J_{пр}}, \quad (\text{XIII.3})$$

где $J_{пр}$ — приведенный момент инерции;
 ω_0 — начальная угловая скорость, 1/с;

$c_0 = \frac{cc_{пр}}{c+c_{пр}}$ — приведенная жесткость последовательно соединенных валопровода c и препятствия $c_{пр}$;

$$J_{пр} = \frac{GD^2}{4g} K_p, \quad (\text{XIII.4})$$

GD_p^2 — маховой момент ротора, кгс·м² (приводится обычно в каталогах электродвигателей);

$g = 9,81$ м/с² — ускорение свободного падения;

$K_p = 1,05 \div 1,15$ — коэффициент, учитывающий момент инерции вращающихся масс редуктора.

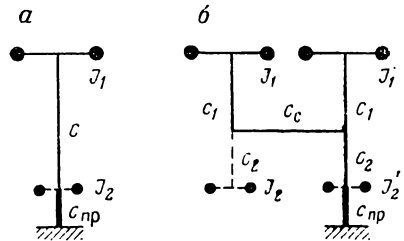


Рис. XIII.10. Эквивалентная схема к расчету максимальных динамических нагрузок в трансмиссии рабочего органа:

а — при однодвигательном приводе; б — при двухдвигательном приводе

Наибольшее значение момента $M_{\text{дин}}$ соответствует встрече лапы с очень жестким препятствием ($c_{\text{пр}} \rightarrow \infty$), например с выступом почвы. В этом случае наибольший коэффициент динамичности равен

$$\lambda = \frac{M_{\text{ст}}}{M_{\text{д. max}}} = 1 + \frac{\omega_0 \sqrt{cJ}_{\text{пр}}}{M_{\text{д. max}}}. \quad (\text{XIII.5})$$

Для двухдвигательных исполнительных органов приведенную жесткость валопроводов трансмиссии рассчитывают как жесткость системы пружин, соединенных последовательно и параллельно (рис. XIII.10, б):

$$c = \frac{(c_1 + c_1) c_2}{c_1 + c_1 + c_2}; \quad (\text{XIII.6})$$

$$c_1 = \frac{c_1 c_c}{c_1 + c_c}, \quad (\text{XIII.7})$$

где c_c , c_1 , c_2 — крутильная жесткость участков валопровода.

§ 4. КОНВЕЙЕРЫ ПОГРУЗОЧНЫХ МАШИН

По назначению конвейеры погрузочных машин разделяют на приемные, разгрузочные и приемно-разгрузочные. Приемные и разгрузочные конвейеры имеют всегда прямолинейную трассу; приемно-разгрузочные, как правило, изменяют положение в горизонтальной и вертикальной плоскостях. На погрузочных машинах применяют ленточные, скребковые, пластинчатые, реже ленточно-цепные и вибрационные конвейеры. Основными типами прямолинейных конвейеров являются ленточные, изгибающихся — скребковые.

Главными особенностями конвейеров погрузочных машин, обуславливающих специфику конструкции и выбора параметров, являются: малая длина и связанная с этим частая оборачиваемость тягового органа; минимальная высота и, следовательно, небольшой диаметр приводного барабана или звездочки; необходимость изгиба в плане цепных конвейеров при малых радиусах изгиба; большие динамические нагрузки.

Ленточные конвейеры, используемые в основном на машинах с колесно-рельсовой ходовой частью, имеют те же основные узлы, что и рудничные конвейеры общего назначения. При работе конвейера в качестве разгрузочного имеется поворотное устройство.

Ленты работают в весьма неблагоприятных условиях: ударные нагрузки, абразивный износ рабочей обкладки, загрязнение нижней ветви. Толщина рабочих обкладок составляет 10—12 мм. Применяют ленты с основой из бельтинговой и синтетической тканей. Необходимо стремиться к уменьшению числа прокладок за счет использования высокопрочной основы. Это повышает эластичность ленты, что очень важно при характерных для погрузочных машин малых диаметрах барабанов. Угол наклона коротких ленточных конвейеров может достигать 20—23°, а при непрерывном поступлении груза

до 25° . Для удержания груза при больших углах наклона применяют ленты с привулканизированными выступами, с приклепанными угольниками и т. д.

Конструкция приемного устройства существенно влияет на долговечность ленты. Целесообразно применять амортизирующие роликоопоры и устройства, защищающие ленту от прямого попадания крупных кусков.

Форма ленты — плоская или желобчатая. Рабочая ветвь опирается на металлический настил или ролики, холостая ветвь поддерживается роликами. Стыки ленты, как правило, шарнирные.

Приводные устройства могут располагаться как на приемном, так и на разгрузочном конце конвейера, последний вариант предпочтительнее. Обычно применяют однобарабанный привод, реже двухбарабанный. Примеры конструктивного решения приводов даны в литературе [4].

Целесообразно использовать электробарабаны со встроенным электродвигателем и планетарным редуктором.

Скребокковые конвейеры широко применяют на погрузочных машинах непрерывного действия, в особенности на машинах бокового захвата. В большинстве случаев отечественные и зарубежные машины оборудуют одним скребковым изгибающимся конвейером, который может иметь угол подъема до 35° , изгибаться в горизонтальной и вертикальной плоскостях. У эксплуатируемых конвейеров скорость движения цепи при погрузке угля достигает $1,5-2$ м/с, при погрузке крепких абразивных пород не превышает 1 м/с; расстояние между скребками в зависимости от ширины конвейера ($0,5-0,8$ м) и типа погружаемой породы составляет $300-500$ мм.

Тяг о в ы е ц е п и к о н в е й е р о в, как правило, пластинчатые, втулочные, с прямыми или реже с изогнутыми пластинами; особенностью цепей является наличие универсального шарнира (рис. XIII.11. а), который допускает изгиб цепи в двух плоскостях. При транспортировке крепких пород возникает опасность заклинивания и «всплывания» цепи. Для борьбы с этими явлениями опорную поверхность скребков выполняют цилиндрической или плоской, малой ширины. В последнее время применяют сварные круглозвенные цепи.

П р и в о д скребкового конвейера может быть размещен на нижнем валу, если рабочий орган и конвейер имеют общий привод (см. рис. XIII.4), или на разгрузочном конце, если привод конвейера индивидуальный (рис. XIII.11, б). В последнем случае обычно двумя симметрично расположенными двигателями через редукторы и карданные валы передается вращение ведущей звездочке. Для защиты от перегрузок служат многодисковые фрикционные муфты.

Н а т я ж н ы е у с т р о й с т в а применяют пружинно-винтовые, гидравлические и другие. Часто для тяжелых цепей натяжение осуществляется собственным весом провисающей холостой ветви. Существенным недостатком пружинно-винтовых натяжных устройств при их установке на изгибающихся конвейерах является изменение

натяжения цепи при изгибах конвейера. Чтобы обеспечить постоянное натяжение тягового органа, применяются специальные устройства. В механизме натяжения, показанном на рис. XIII.11, а,

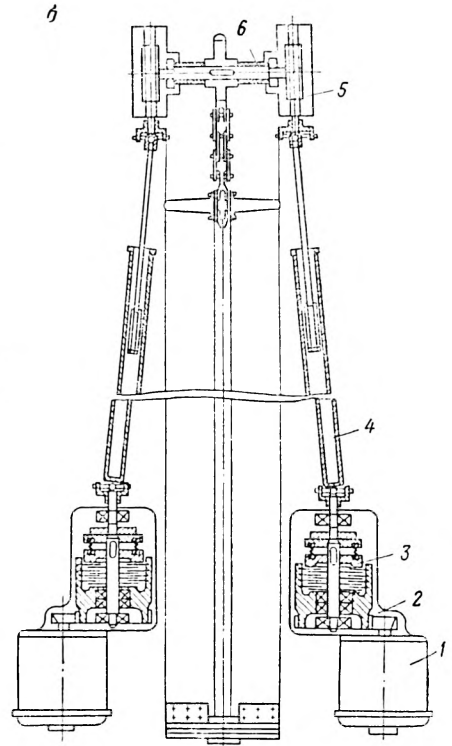
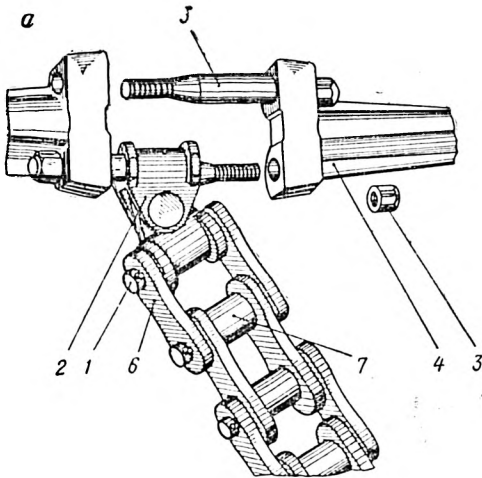
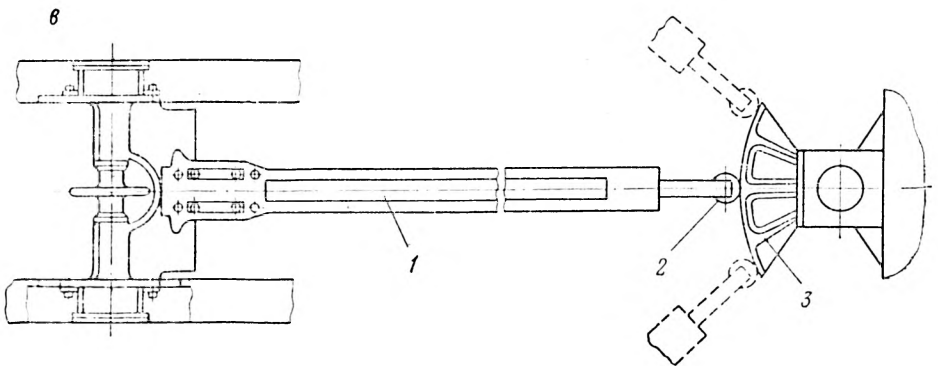


Рис. XIII.11. Узлы скребковых конвейеров погрузочных машин:

а — скребковая пластинчатая цепь разборной конструкции: 1 — палец; 2 — универсальный шарнир; 3 — гайка; 4 — скребок; 5 — палец; 6 — пластина; 7 — втулка; б — привод: 1 — двигатель; 2 — редуктор; 3 — предохранительная муфта; 4 — карданный вал; 5 — червячный редуктор; 6 — головной вал с приводной звездочкой; в — механизм поддержания постоянного натяжения: 1 — тяга; 2 — ролик; 3 — сектор



тяги 1 одним концом неподвижно закреплена на опорах разгрузочного вала, на другом ее конце расположен ролик 2, обкатывающийся при изгибе конвейера по сектору 3, очертание которого обеспечивает

такие перемещения разгрузочного вала, чтобы натяжение тяговой цепи не изменялось.

Гидравлическое натяжное устройство состоит, как правило, из двух натяжных гидроцилиндров и двух гидравлически связанных с ними задающих гидроцилиндров, корпуса которых закреплены на неподвижной части конвейера, а штоки связаны с поворачивающейся частью. Аналогичная связь может быть предусмотрена с гидроцилиндрами подъема стрелы конвейера. При изменении положения стрелы конвейера относительно исходного положения масло выталкивается из задающих цилиндров в натяжные, в результате чего натяжение цепи увеличивается. Таким образом автоматически изменяется натяжение тягового органа в зависимости от положения стрелы конвейера.

Один из вариантов описанной схемы реализован на типажной погрузочной машине 1ПНБ-2, имеющей гидроцилиндры подъема натяжной секции и натяжения цепи. Шарнирное соединение рамы натяжной секции с промежуточной позволяет получать различные положения натяжной секции в вертикальной плоскости, а значит, и регулировать в широких пределах высоту разгрузки конвейера. Скребокную цепь натягивают двумя гидроцилиндрами, рабочая полость которых соединена с гидроцилиндрами подъема конвейера. Натяжение цепи в таком устройстве меняется в зависимости от давления масла в цилиндрах подъема стрелы, что, в свою очередь, зависит от положения стрелы конвейера (расположение гидроцилиндров см. на рис. XIII.2).

Тяговый расчет конвейеров производят приближенным методом с использованием коэффициента сопротивлений ω .

Необходимая мощность двигателей

$$N = 0,0027Q(H + L\omega), \quad (\text{XIII.8})$$

где Q — производительность, т/ч;

H — высота подъема груза, м;

L — длина конвейера, м.

По опытным данным, величина ω составляет для ленточных конвейеров 0,95—1,10, для пластинчатых 1,45—1,50, для скребковых 1,85—2,10.

Коэффициент заполнения желоба скребкового конвейера составляет 0,9—1,3 (возрастает с увеличением крупности кусков груза).

§ 5. УСТРОЙСТВА УПРАВЛЕНИЯ И. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Машины непрерывного действия снабжают, как правило, электрическим приводом, так как для работы важнейших узлов (заборно-погрузочной части конвейера) не требуются частые пуски.

Управление электродвигателями — местное, силовые цепи (напряжением 380 или 660 В) включают при помощи цепей управления

(напряжением 36 В). Силовые контакторы, аппаратуру управления и защиты размещают в корпусе станции управления (магнитной станции), которая может иметь исполнение РН или РВ. От станции управления разводку распределительной сети выполняют гибкими кабелями, защищенными от механических повреждений стальными пружинными оболочками.

Электрическая схема погрузочной машины должна обеспечивать: возможность дистанционного включения и отключения штрекового магнитного пускателя;

защиту электродвигателей и кабелей от токов короткого замыкания и перегрузки, автоматическое отключение в аварийных режимах; нулевую защиту;

защиту цепей освещения от коротких замыканий;

блокировку от включения привода рабочего органа при отсутствии давления воды в системе орошения.

Включение и отключение электродвигателей должно осуществляться с любой стороны машины. На машине устраивают дополнительные выводы для подключения электросверл.

Станция управления представляет собой сварной корпус, в котором имеются камеры вводов и аппаратов. В соответствии с правилами безопасности в конструкции станции управления предусматривают механическую блокировку, которая обеспечивает:

разрыв штепсельного разъединителя только при выключенном положении аварийного выключателя;

открывание крышки станции управления только при разъединенном штепсельном разъединителе и отключенном положении аварийного выключателя.

На рис. XIII.12 для примера показана электрическая схема машины 1ПНБ-2. Цепи управления контакторов, электродвигателей и цепи освещения питаются от трансформатора *Тр2*, расположенного в станции управления. Для включения со станции управления штрекового пускателя необходимо включить аварийный разъединитель *АВ* и нажать кнопку «Пуск». Отключение пускателя производится нажатием кнопки «Стоп». Переключатель ставится в нужное положение в зависимости от места управления машиной. Включение двигателя заборно-погрузочной части осуществляется нажатием кнопки *КУ7*, отключение — нажатием кнопок *КУ3* или *КУ4*. При необходимости реверсировать двигатель используется кнопка *КУ8*. При управлении с другой стороны используют соответственно кнопки *КУ5* и *КУ6*.

В цепи управления двигателем нагревающей части предусмотрена блокировка с системой орошения (блок-контакт реле *РД* замкнут только при наличии давления воды в системе орошения).

Защита от перегрузок осуществляется тепловыми реле *РТ*, от токов короткого замыкания — токовыми реле *РМ*, встроенными в штрековый пускатель. Нулевая защита производится замыкающим блок-контактом *К-2*. Цепи освещения от коротких замыканий защищаются предохранителями *Пр3*, *Пр4*. Подача напряжения на дополнительный вывод *ВС* для включения электросверл производится

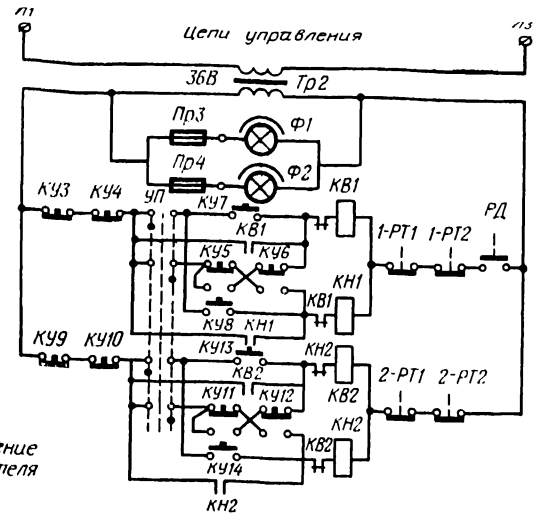
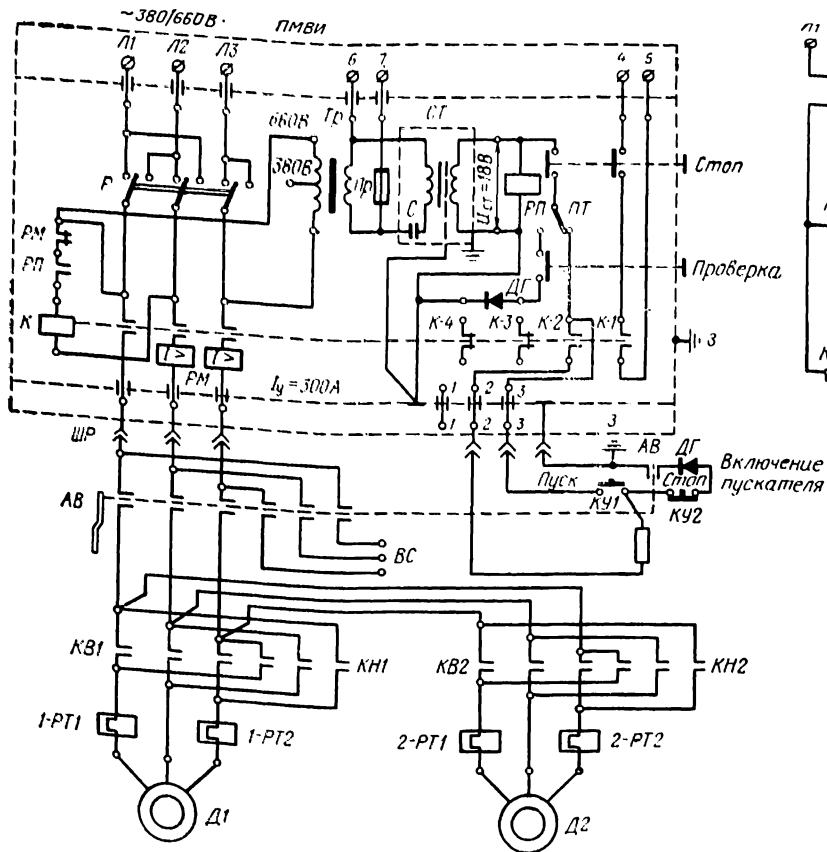


Диаграмма замыканий УП

№ сек-ции	№ кон-такта		- 45°		0		+ 45°	
	Л	П	Л	П	Л	П	Л	П
I	1	2	⊗					⊗
II	3	4	⊗					⊗

Рис. XIII.12. Электрическая схема погрузочной машины 1ПНБ-2:

Д1 — двигатель заборно-погрузочной части; Д2 — двигатель гусеничного хода; ШР — штепсельный разъединитель; ВС — вывод на электросеть; КВ1, КН1, КВ2, КН2 — силовые контакты контакторов; АВ — аварийный выключатель; РП — промежуточное реле; 1-РТ1, 1-РТ2, 2-РТ1, 2-РТ2 — тепловые реле; РМ — максимальное реле; КУ — кнопка управления; Ф — фары; Тр — трансформатор питания цепей управления; РД — реле давления воды в системе орошения; УП — переключатель универсальный; Тр — трансформатор питания; Пр — предохранитель; Р — разъединитель; ДГ — диод

поворотом рукоятки выключателя *AB* в противоположную сторону, после чего производится включение штрекового пускателя.

Гидравлическая система машин непрерывного действия используется, как правило, для механизации вспомогательных движений рабочего органа, ходовой части, конвейера, а также для включения элементов управления приводом. Она содержит привод, гидронасос, гидрораспределители, гидроцилиндры и гидрозамки.

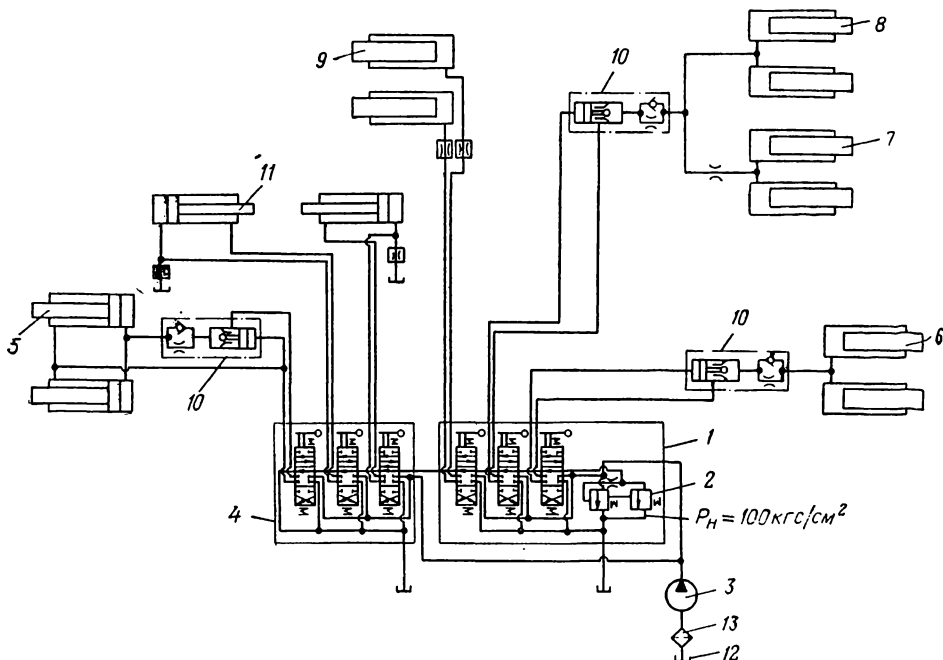


Рис. XIII.13. Принципиальная гидравлическая схема машины 1ПНБ-2

элементов, принципы их работы описываются в соответствующей учебной литературе по гидроприводу. Ниже рассмотрена принципиальная гидравлическая схема машины 1ПНБ-2 (рис. XIII.13), которая содержит шестеренный насос 3, два гидрораспределителя 1 и 4, три гидрозамка 10 и домкраты натяжения цепи конвейера 7, подъема стрелы конвейера 8, поворота конвейера 9, подъема натяжной секции 6, подъема нагребающей части 5 и фрикционов гусеничного хода 11.

Из маслобака 12 через фильтр 13 масло подается насосом 3 в полости гидрораспределителей. При нейтральном положении золотников масло дросселируется через отверстие в перепускном клапане и затем по трубопроводу поступает на слив. При перемещении одного из золотников в крайнее положение сливная магистраль перекрывается и масло поступает в полости гидродомкратов. Если рукоят-

кой золотник распределителя удерживается в этом положении, а шток цилиндра достиг крайнего положения, давление в полостях распределителя возрастает. Когда давление становится равным максимальному, на которое отрегулирован предохранительный клапан 2, последний срабатывает и масло поступает на слив. Гидрозамки предназначены для предотвращения самопроизвольного опускания ковшей и заборно-погрузочной части.

Тяжелые погрузочные машины непрерывного действия снабжаются, как правило, навесным бурильным оборудованием, состоящим из двух пневматических или гидравлических манипуляторов и длинноходовых бурильных установок вращательного или ударно-вращательного действия. Манипуляторы устанавливаются на раме рабочего органа; питание бурильных установок электроэнергией производят от магнитной станции машины, пневмоэнергией — от сети. Для гидравлических манипуляторов используют гидропривод погрузочной машины.

Г л а в а XIV

ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

§ 1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ

В последние годы в горнорудной и угольной промышленности широкое распространение получают машины, комплексно выполняющие операции погрузки, перемещения и разгрузки разрыхленной горной массы. Они успешно применяются при проведении капитальных, подготовительных и нарезных выработок (в том числе выработок околоствольных дворов), при ведении очистных работ системами слоевого обрушения, при подземной отработке участков со сложным залеганием рудных тел, а также на открытых горных работах.

Условия эксплуатации погрузочно-транспортных агрегатов отличаются рядом специфических особенностей: движение происходит по трассам, не имеющим дорожного полотна; перемещение производится на небольшие расстояния, что приводит к частому реверсированию; работа машин происходит по челноковой схеме с двумя и более поворотами на угол до 90°.

Погрузочно-транспортные машины обладают рядом преимуществ по сравнению с другими способами погрузки и транспортирования — скреперными установками, погрузочными машинами в сочетании с рельсовым транспортом или комплексами самоходного оборудования. Главные достоинства: снижение трудоемкости работ, сокращение объема подготовительно-нарезных работ вследствие увеличения расстояний между рудоспусками, обеспечение высоких скоростей проведения выработок при сложной тектонике залежей, универсальность машин.

Погрузочно-транспортные машины представляют собой комбинированный агрегат, состоящий из погрузочного органа, аккумулиру-

ющего устройства и ходовой части. По способу захвата груза [21, 27] их разделяют на машины с нижним и верхним захватом; по типу аккумулирующего органа — с бункером и бункер-конвейером; по виду ходовой части — с пневмоколесным и гусеничным двигателем; по виду энергии привода — с пневматическим, электрическим (электродвигательным), дизельным (дизель-гидравлическим). Выделяют [22, 27] следующие основные конструктивные группы погрузочно-транспортных машин:

1) с ковшовым погрузочным органом и опрокидным бункером (рис. XIV.1, а);

2) с ковшовым погрузочным органом и бункером с донным конвейером (рис. XIV.1, б);

3) с совмещенным погрузочно-аккумулирующим органом в виде ковша-бункера (см. рис. XIV.2, а, б);

4) с гребковым погрузочным органом и аккумулирующим бункер-конвейером (рис. XIV.1, в);

5) с вибрационными погрузочными и бункерующими органами (рис. XIV.1, г).

По весу их разделяют условно на агрегаты легкого и тяжелого типа. Первые (весом 4—8 тс) характеризуются небольшим объемом погрузочного органа — 0,1—0,4 м³, емкостью бункера — до 2 м³, расстоянием доставки — до 200 м. Легкие машины связывают шлагом или кабелем с источником питания. Габариты машин позволяют использовать их в выработках сечением 4,5—12 м². Машины тяжелого типа (весом 10—30 тс), проектируемые на большую производительность, могут транспортировать груз на большие расстояния (до 2 км и более), имеют аккумулирующую емкость — 3—10 м³ и автономный, как правило, дизельный привод. При компоновке этих машин привод располагают на отдельной одноосной тележке, соединенной с погрузочно-бункерующей частью вертикальным шарниром. Они выполняются [14, 22] по схеме ковш—бункер (рис. XIV.2, а б) или как самосвалы с собственным погрузочным органом (рис. XIV.2, в). Машины имеют четыре приводных пневмошинных колеса для создания большого напорного усилия. Ось вертикального поворота допускает взаимное расположение рабочей и приводной частей под углом до 90° при минимальном радиусе закругления до 1,2 м. Поворот ковша производится гидроцилиндрами, управление и тормозную систему также снабжают гидроприводом. Ковш-бункер разгружают в нижней части (когда груз поступает в рудоспуск) или в верхней. В последнем случае ковш располагают на рукояти, которая позволяет загружать другие транспортные устройства.

Ковшовые погрузочно-транспортные машины с опрокидным бункером выполняются с катящейся или шарнирной рукоятью (см. рис. XIV.1, а). Машины этого типа [23, 31] снабжают обычно двумя ведущими и двумя управляемыми колесами. Привод ведущих колес — индивидуальный от электрического или пневматического двигателя. В ведущие колеса встраиваются тормозные устройства. Привод поворота рулевых колес осуществляют отдельным двигателем

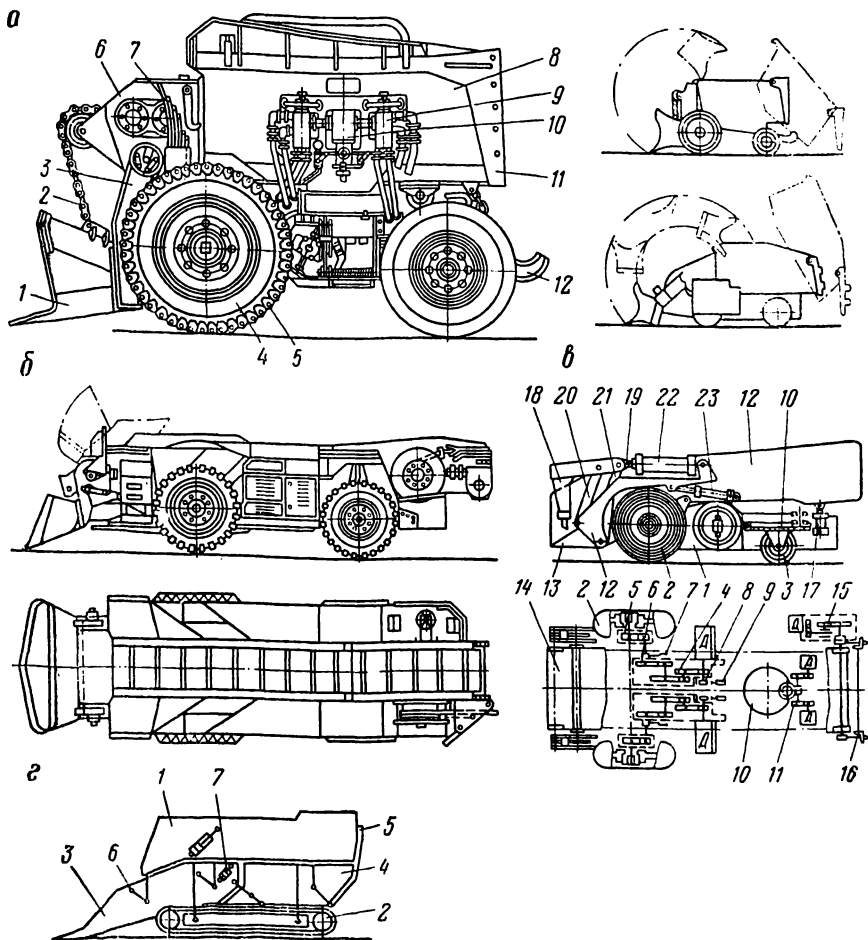


Рис. XIV.1. Структурные схемы основных конструктивных типов погрузочно-транспортных машин:

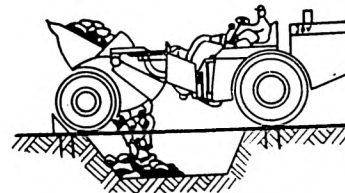
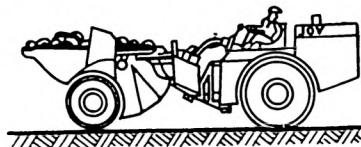
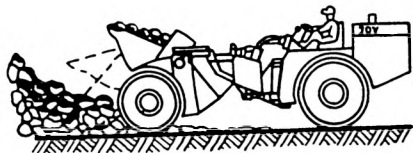
а — с ковшем и опрокидным бункером: 1 — ковши; 2 — цепь; 3 — рычаг; 4 — ведущее колесо; 5 — защитная цепь; 6 — привод рабочего органа; 7 — рессоры; 8 — бункер; 9 — блок распределения; 10 — лубризатор; 11 — задняя стена бункера; 12 — разгрузочная кривая рамы; б — с ковшем и бункер-конвейером; а — с гребком и бункер-конвейером: 1 — рама; 2 — ведущее колесо; 3 — рулевые колеса; 4 — ходовой редуктор; 5 — борг-редуктор; 6 — зубчатая муфта; 7 — рукоятка включения; 8 — тормоз; 9 — пневмоцилиндр тормоза; 10, 11 — механизм поворота; 12 — рама конвейера; 13 — приемный лоток; 14 — пластинчатое полотно; 15 — привод конвейера; 16 — натяжное устройство; 17 — пневмоцилиндры подъема конвейера; 18 — гребок; 19—23 — элементы привода гребка; а — с вибрлотком: 1 — кузов; 2 — гусеничные тележки; 3 — погрузочная часть; 4 — бункерующая часть; 5 — шибер; 6 — подвеска кузова; 7 — гидроцилиндры возбудителя

Погрузка

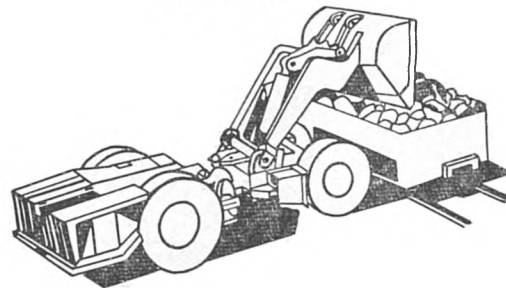
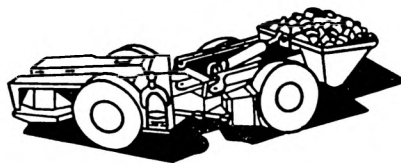
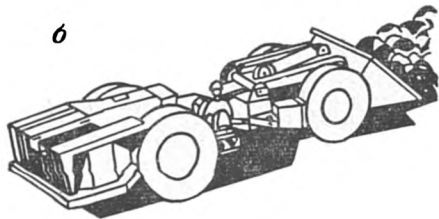
Транспортировка

Разгрузка

а



б



в

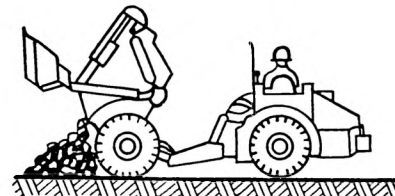
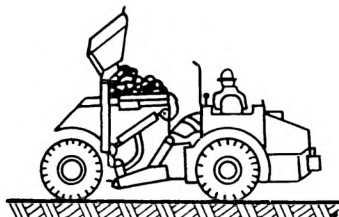
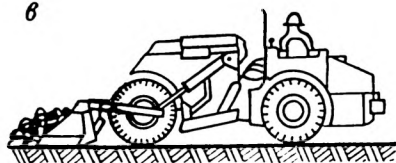


Рис. XIV. Структурные схемы погрузочно-транспортных машин тяжелого типа:

а — ковш-бункер с нижней разгрузкой («S—D» Транслоадер фирмы «Джой»); б — ковш-бункер с высокой разгрузкой (462 HCS фирмы ANF, Франция); в — с опрокидным бункером (TL-110 фирмы «Джой»)

небольшой мощности или силовым цилиндром. Для защиты ходовых колес от истирания и пробуксовки целесообразно использовать специальные цепи с металлическими профилированными звеньями.

Рабочий орган машины содержит ковш *1*, приводной механизм *6* и два пакета рессор *7*, служащих демфирующим устройством при разгрузке горной массы в бункер. Необходимо обеспечивать большое усилие при малой скорости в период зачерпывания и увеличения скорости в момент разгрузки ковша.

Аккумулирующий бункер *8* обычно сваривают из двух одинаковых частей. Перекатывание бункера в положение разгрузки осуществляется по направляющим *12*, разгрузка — через торцовую заднюю стенку.

Пульт управления располагают на боковой стенке. Он состоит из двух распределительных блоков *9* и лубрикатора *10* (для автоматической порционной подачи смазки). В пульт встраивают также фильтр и кран аварийного отключения.

Использование в качестве аккумулялирующей емкости бункера с донным конвейером (см. рис. XIV.1, б) позволяет уменьшить динамические нагрузки. Такие бункера могут разгружаться в рудоспуски и в откаточные сосуды. Высота разгрузки регулируется положением конвейера. В таких машинах используют конвейеры скребковые и пластинчатые. Имеется ряд оригинальных конструктивных решений для увеличения напорного усилия. Машина фирмы «Беното» снабжена убирающимися шасси. В транспортном положении корпус размещается на четырех пневмоколесах, которые при погрузке поднимаются и корпус машины двумя продольными брусками ложится на почву, что и обеспечивает высокое сцепление.

Применение рабочего органа верхнего захвата (см. рис. XIV.1, в) позволяет снизить необходимое напорное усилие и уменьшить рабочую высоту машины [23]. Машина состоит из пневмошинной ходовой части, аккумулялирующего конвейера, шарнирно соединенного с ходовой частью, погрузочного органа и пневмосистемы управления. Ходовая часть аналогична ранее описанной. Пластинчатый аккумулялирующий конвейер изменяет свое положение под действием пневмоцилиндров. Погрузочный орган состоит из гребка *18*, шарнирно соединенного с двух сторон конвейера тягой *19*, коромыслом *20* и стойкой *21*. Нагребающее движение осуществляется цилиндрами *22*, внедряющее — цилиндрами *23*.

Принцип вибрационной бункеризации насыпных грузов разработан в СССР. Основным преимуществом этого способа является возможность накопления крупнокускового абразивного материала, обеспечение высокой производительности загрузки и разгрузки бункера, увеличение полезной емкости при тех же габаритах машины, упрощение конструкции и снижение веса машины в результате исключения редукторов, применяемых в конвейерных бункерующих установках.

Общая принципиальная компоновка машины с вибропогрузочным и бункерующим органами показана на рис. XIV.1, г. Машина

имеет жесткий сварной кузов 1, являющийся одновременно бункером. Кузов установлен на гусеничные ходовые тележки 2. Погрузочным органом машины является вибралоток, состоящий из погрузочной 3 и бункерующей 4 частей. Погрузочная часть лотка уширена в нижней части для увеличения фронта погрузки; предусматривается возможность подъема и опускания носка. Бункерующая часть лотка

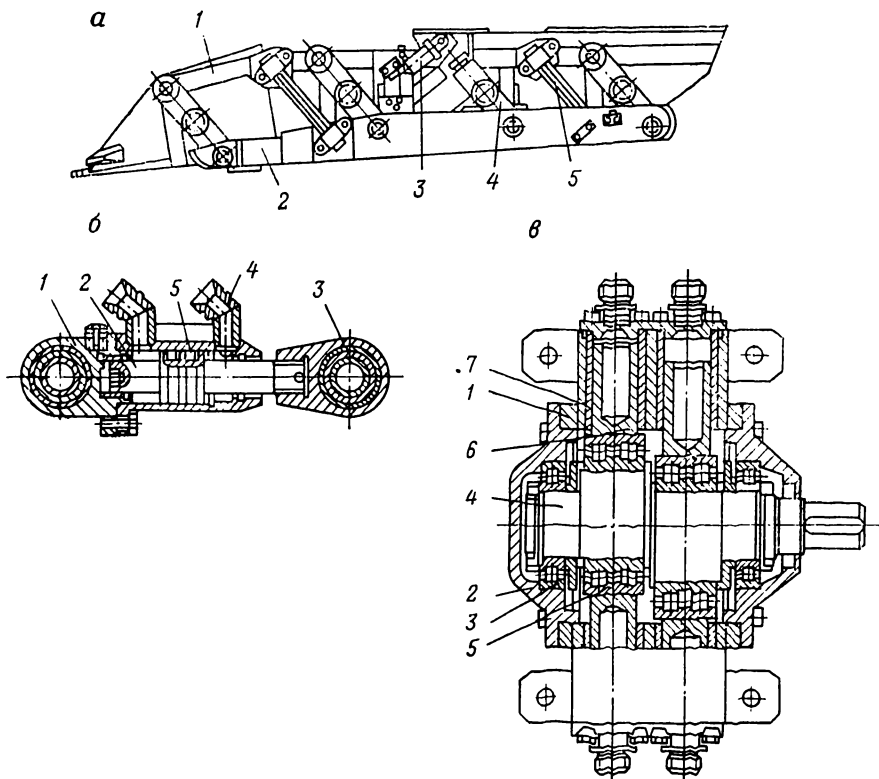


Рис. XIV.3. Элементы вибрационной погрузочно-транспортной машины:
 а — погрузочно-бункерующий рабочий орган; б — гидровибратор; в — гидропульсатор

горизонтальна, в конце установлен шибер для разгрузки породы 5. Лотки закреплены на кузове с помощью подвесок 6. В качестве возбудителей колебаний используются гидравлические короткоходовые цилиндры 7, которые приводятся в действие от гидропульсатора.

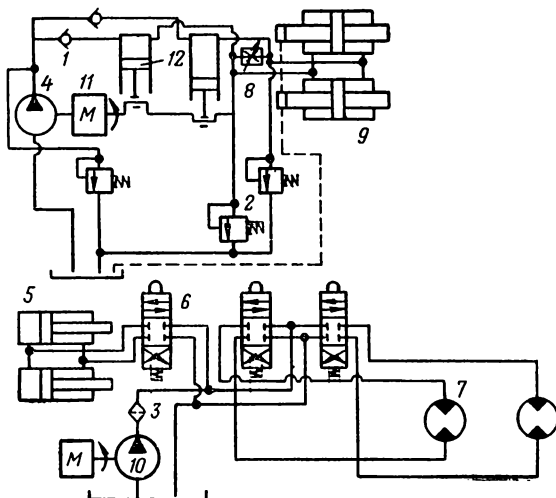
Вибрационный погрузочно-бункерующий рабочий орган (рис. XIV.3, а) состоит из лотка 1, контргруза 2, служащего для динамического уравнивания, двух гидровибраторов 3, качалок 4 и двух пар упругих элементов. 5 Днище и боковые стенки лотка футеруют резиной, что снижает шум при работе машины и улучшает наполнение бункера. Гидровибратор (рис. XIV.3, б) представляет

с собой гидроцилиндр двойного действия, состоящий из корпуса 1, штока 2 с поршнем 5, проушин со сферическими подшипниками 3. Подвод рабочей жидкости осуществляется через штуцеры 4.

Гидравлический пульсатор (рис. XIV.3, в) служит для периодической подачи масла в полости цилиндра гидровибратора. Он состоит из корпуса 1, в крышках 2 которого сделаны расточки под подшипники 3. На эксцентриковых шейках вала 4 устанавливаются две пары роликовых подшипников 5, которые приводят в движение плунжеры 6, перемещающиеся в бронзовых втулках 7. Полости плунжеров перекрестно соединены с полостями гидровибраторов,

Рис. XIV.4. Принципиальная схема гидрпривода вибрационной погрузочно-транспортной машины

1 — обратный клапан; 2 — предохранительный клапан; 3 — фильтр; 4 — насос подпиточный; 5 — гидроцилиндр подъема лотка; 6 — золотник; 7 — гидродвигатели ходовой части; 8 — дроссель; 9 — гидровибраторы; 10 — насос; 11 — электродвигатель; 12 — пульсатор



и, таким образом, движению плунжеров соответствует синхронное движение гидровибраторов. Для плавного запуска колебательной системы служит дроссель 8 (рис. XIV.4).

Перспективными являются следующие схемы погрузочно-транспортных агрегатов, снабженных бункерами вибрационного накопления [28]:

- 1) с разделным вибролотком и вибробункером;
- 2) с объединенным погрузочно-бункерующим органом;
- 3) с ковшовым погрузочным и вибробункерующим органами;
- 4) с ковшовым погрузочным органом и аккумулярующим конвейером с виброднищем.

Вторая схема целесообразна для машин малого и среднего веса; третья схема позволяет значительно снизить ударные нагрузки при заполнении бункера, так как возможна погрузка только в переднюю часть бункера, отпадает также необходимость в перемещении бункера по раме машины; четвертая схема пригодна для крупных погрузочно-доставочных агрегатов грузоподъемностью до 20 т; при погрузке тяжелых и крупнокусковых руд вибрационный аккумулярующий конвейер предпочтительнее скребкового или пластинчатого.

Основные параметры шахтных погрузочно-транспортных машин

Тип	Фирма (страна)	Емкость ковша, м ³	Емкость аккумулярующего органа, м ³	Суммарная мощность, л. с.	Масса, т	Скорость, км/ч	Класс машин
-----	----------------	-------------------------------	--	---------------------------	----------	----------------	-------------

Ковш с опрокидным бункером

ПДН-1 Т2G	Гипрорудмаш (СССР)	0,12	1,0	30	2,5	6,0	Легкие
	«Атлас-Копко» (Швеция)	0,13	0,79	17	2,0	5,4	
1ПДН-2 Эймко 803	НИПИгормаш (СССР)	0,25	1,8	45	4,8	5,0	
	«Эймко» (США)	0,255	1,13	40	—	4,2	
HL-270RB Т4G	Зальцгиттер (ФРГ)	0,28	1,0	31	6,2	2,5	
	«Атлас-Копко» (Швеция)	0,3	1,8	25	4,6	4,2	
T7G	«Атлас-Копко» (Швеция)	1,5	5,0	200	21	20	Тяжелые
ПДН-3Д TL-110	НИПИгормаш (СССР)	1,5	6,0	238	18	20	
	«Джой» (США)	1,72	9,55	220	20,5	32	

Ковш с конвейерным бункером

Эймко-15	«Эймко» (США)	0,17	1,3	30	3,6	5,2	Легкая
EL-290R	«Зальцгиттер» (ФРГ)	0,3	1,25	38	7,2	2,0	»
Лоррен-5	«Беното» (Франция)	—	5,2	108	12,5	7,9	Тяжелая
МДФ-6	«Беното» (Франция)	1,4	8,0	100	—	7,9	»
Лоррен-10	То же	1,4	8,0	160	24,0	7,9	»

Ковш-бункер

ДК-2,8Д	НИПИгормаш (СССР)	2,8	2,8	230	16,0	20	»
TL-45	«Джой» (США)	3,67	3,67	90	12,0	28,8	»
TL-55	То же	4,2	4,2	132	11,4	28,8	»

Гребок с конвейерным бункером

ПДВ-2	НИПИгормаш (СССР)	—	1,0	40	3,8	5	Легкая
-------	-------------------	---	-----	----	-----	---	--------

Вибрационные

ПДН-1В	НИПИгормаш (СССР)	—	1,2	45	4,3	4	»
1ПДН-2Э	То же	0,25	1,8	37	4,8	5	»
ПДН-3	»	1,4	6,0	204	20,0	16	Тяжелая

§ 2. ВЫБОР И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

При выборе основных параметров ориентируются на метод технических аналогий. В табл. XIV.1 приведены основные параметры отечественных и зарубежных машин по группам в соответствии с главными классификационными признаками [27]. При выборе емкости ковша руководствуются соображениями, приведенными в § 2 главы XII. Скорость передвижения машин легкого типа выбирается в пределах 4—6 км/ч, тяжелых — более 20 км/ч и ограничивается требованиями безопасности с учетом защищенности машиниста и размеров выработок.

По заданной технической производительности погрузки и доставки Q рассчитывают необходимую емкость бункера

$$V_6 = \frac{QT_{ц}}{60k'_3}, \text{ м}^3, \quad (\text{XIV.1})$$

где $T_{ц}$ — время погрузки и доставки одной машины, с; $k'_3 = 0,8 \div 0,9$ — коэффициент заполнения аккумулирующей емкости;

$$T_{ц} = z_1 t_{ц.п} + t_{ц.д}, \quad (\text{XIV.2})$$

z_1 — число черпаний для заполнения емкости;

$t_{ц.п}$ — длительность цикла черпания, с;

$t_{ц.д}$ — длительность цикла доставки, с;

$$z_1 = \frac{V_6}{V_k},$$

где V_k — объем ковша.

Длительность цикла доставки складывается из времени движения, маневровых работ и разгрузки t_p

$$t_p = k \frac{l_{ш}}{v_{ш}},$$

где k — коэффициент (для бункера $k = 2 \div 3$, для аккумулирующего конвейера $k = 1,3 \div 1,5$);

$l_{ш}$ — ход штока;

$v_{ш} = 0,35 \div 0,4$ — скорость движения штока, м/с;

В соответствии с (XIV.1) и (XIV.2) емкость бункера определяют из выражения

$$V_6 = \frac{V_k t_{ц.д}}{60 \frac{V_k k'_3}{Q} - t_{ц.п}}$$

Жесткость листовой рессоры определяют по формуле

$$c = \frac{6E}{\sum_{n=1}^m \frac{a_{n+1}^3 - a_n^3}{y_n} + \sum_{n=1}^m \frac{a_{n+2}^3 - a_{n+1}^3}{y_n} + \frac{a_2^3}{y_1}}$$

где E — модуль упругости материала, кгс/см²;

a_n — длина выступов полос рессоры, см;

m — число полос рессоры;

y_n — сумма моментов инерции сечения J листов от верхнего до n , см⁴:

$$y_1 = J_1; \quad y_2 = J_1 + J_2 \quad y_m = J_1 + J_2 + \dots + J_m.$$

Максимальное усилие, действующее на рессору,

$$P_{\max} = cl\psi_c,$$

где l — длина консоли рессоры;

ψ_c — угол поворота ковша (стрелы) при ударе (см. § 3 главы XII).

При проектировании погрузочно-транспортных машин с рабочим и бункерующим органами, использующими принцип вибрации, необходимо учесть главные факторы, влияющие на эти процессы: угол наклона лотка α , угол между направлениями вибраций и транспортирования β , амплитуду A и частоту ω вибрации, коэффициенты внутреннего трения f и трения груза о желоб f_0 .

В связи с большим разнообразием возможных режимов движения частиц и сложностью кинематического описания законов движения ограничиваются приближенными выражениями для определения средней скорости транспортирования $v_{\text{ср}}$, высоты слоя перемещаемого груза $h_{\text{ср}}$ и высоты подъема груза при вибробункеризации H :

$$v_{\text{ср}} = k_1 \frac{30g}{v \operatorname{tg} \beta} P,$$

где k_1 — поправочный коэффициент (для кускового насыпного груза 0,7—0,8);

P — параметр, показывающий, во сколько раз средний период колебания частицы больше периода колебаний днища;

v — частота колебаний днища, 1/с.

Значение P зависит от безразмерного режимного параметра ω_0 :

$$\omega_0 = \frac{A\omega^2}{g} \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \alpha}.$$

Ниже приводится зависимость P от ω_0 :

ω_0	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2
P	0,4	0,6	0,75	0,82	0,9	0,97

Эмпирическая формула для определения высоты слоя, транспортируемого лотком, имеет вид

$$h_{\text{ср}} = 0,013 (10,5 + A) (1,25 - 0,06\omega) (0,3 + H_{\text{шт}}) \frac{k_{\text{кр}}}{1,7 - 7,4v_{\text{нап}}}, \text{ м},$$

$H_{\text{шт}}$ — высота штабеля, м;

$k_{\text{кр}}$ — коэффициент, учитывающий крупность материала кусков;

$v_{\text{нап}} = 0,05 \div 0,12$ м/с — скорость напорного движения.

Ниже приведены значения коэффициента $k_{кр}$ в зависимости от размеров кусков:

Размеры кусков, мм	0—100	100—200	200—300	300—400	Рядовой
$k_{кр}$	1,0	1,05	1,15	1,25	1,15

Экспериментально установлены рациональные параметры вибрототка: $\omega = 10$ кол/с; $2A = 10$ мм; $\beta = 30^\circ$; $\alpha = 10 - 15^\circ$.

Производительность вибропогрузочного лотка Q определяется соотношением:

$$Q = 3600Bh_{ср}v_{ср}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где B — ширина лотка, м.

Мощность на валу привода лотка расходуется на преодоление сопротивлений движению груза N_1 , на принудительные колебания лотка N_2 и потери в элементах механизма:

$$N = k_{т} \frac{N_1 + N_2}{\eta_1 \eta_2},$$

где $k_{т} = 1,15 \div 1,20$ — коэффициент, учитывающий трение лотка о штабель;

$\eta_2 = 0,85 \div 0,9$ — к. п. д. механизма;

η_2 — к. п. д. передачи, снижающей скорость.

Мощность N_1 определяется по общеизвестному соотношению

$$N_1 = \frac{Fv_{ср}}{102}, \text{ кВт},$$

где F — сопротивление движению по виброплоскости, кгс.

Для расчета мощности N_2 определяют средние тангенциальные усилия на валу кривошипа методами кинестатики.

При конструировании вибробункера максимальную высоту подъема груза перед задней стенкой H_{\max} определяют по методике докт. техн. наук П. П. Блехмана, в соответствии с которой воздействие на тело вибрирующей сыпучей среды, находящейся в сосуде, подобно гидростатическому давлению столба жидкости:

$$H_{\max} = \frac{f_0}{2 - f_0} l \operatorname{ctg} \beta,$$

где f_0 — коэффициент трения груза о лоток;

l — длина виброплоскости, подающей груз.

Формулу используют в случае, когда режимный параметр ω_0 лежит в пределах $2 \leq \omega_0 \leq 6$. При отсутствии подбрасывания груза, т. е. при $\omega_0 < 1$,

$$H_{\max} = f^2 l \operatorname{tg} \beta.$$

Необходимая мощность привода вибробункерующей установки складывается из мощности холостого хода $N_{x, x}$ и мощности на бункеризацию N_6 :

$$N = N_{x, x} + N_6.$$

Последняя составляющая рассчитывается на основе экспериментальных данных, полученных в институте Гипроникель [38, 40].

$$N_6 = \frac{A\omega}{1625} Hk_2, \text{ кВт},$$

где k_2 — коэффициент, учитывающий изменение окружного усилия на приводном валу с возрастанием высоты бункеруемого слоя H (для предварительных расчетов $k_2 = 1,3 \div 1,6$).

При проектировании вибрационных погрузочно-бункерующих рабочих органов, а также при исследовании их физических моделей целесообразно использовать критерии подобия.

Г л а в а XV

СКРЕПЕРНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Скреперные установки в настоящее время используются главным образом на горнорудных предприятиях при транспортировании насыпных грузов. При подземном способе разработки месторождений преимущественное распространение получили канатно-скреперные установки, а на открытых горных разработках — колесные скреперы¹.

Основные структурные элементы канатно-скреперных установок (рис. XV.1): скрепер 1, скреперная лебедка 2, блок 3, рабочий 4 и холостой 5 канаты, пусковая аппаратура или аппаратура дистанционного управления. В зависимости от конкретных условий применения они могут содержать дополнительные структурные элементы: стационарные или передвижные погрузочные лотки и платформы для погрузки горной массы в вагонетки или автомашины; опорные столбы, мачты или балки для закрепления хвостовых и направляющих блоков (на открытых разработках) и др.

В табл. XV.1 приведены рекомендации по рациональному подбору основных элементов для подземных скреперных установок.

В зависимости от назначения канатно-скреперные установки разделяются на стационарные и передвижные. При стационарной установке скреперную лебедку монтируют на специальной раме или бетонном фундаменте. Передвижные скреперные установки монтируют на рельсовом, гусеничном или пневмоколесном ходу.

¹ Колесные скреперы относятся к землеройно-транспортному оборудованию, изготавливаемому на заводах Минстройдормаша.

**Рекомендации по комплектованию подземных канатно-скреперных установок
(институт Гипроникель)**

Горная масса		Расчетная емкость гребового скрепера, м ³	Мощность двигателя ли скреперной лебедки, кВт	Диаметр каната, мм		Диаметр ролика скреперного блока по диаметру канавки, мм
Насыпная масса, м ³	Максимальный размер куска, мм			рабочего	холостого	
До 2,0 От 2,0 до 2,8	250	0,10	5,5 10	8,8; 10,5 10,5; 11,5	8,8; 10,5 10,5; 11,5	160 160 200
До 2,2 От 2,2 до 2,8	340	0,16	10 17	10,5; 11,5 13; 14	10,5; 11,5 13; 14	160; 200 250
До 2,5 От 2,5 до 2,8	380	0,25	17 30	13; 14 14; 15	13; 14 13; 14	250 250
До 1,4 От 1,4 до 2,5 От 2,5 до 2,8	450	0,40	17 30 40	13; 14 14; 15 17,5; 19,5	13; 14 13; 14 14; 17,5	250 250 250; 320
До 1,6 От 1,6 до 2,2 От 2,2 до 2,8	500	0,6	30 40 55	14; 15 17,5; 19,5 19,5	13; 14 14; 17,5 17,5	250 250; 320 320
До 2,5 От 2,5 до 2,8	600	1,0	75 100	21 21; 26	19,5 19,5; 21	400 400 400
До 1,4 От 1,4 до 2,5	680	1,6	75 100	21 21; 26	19,5 19,5; 21	400 400

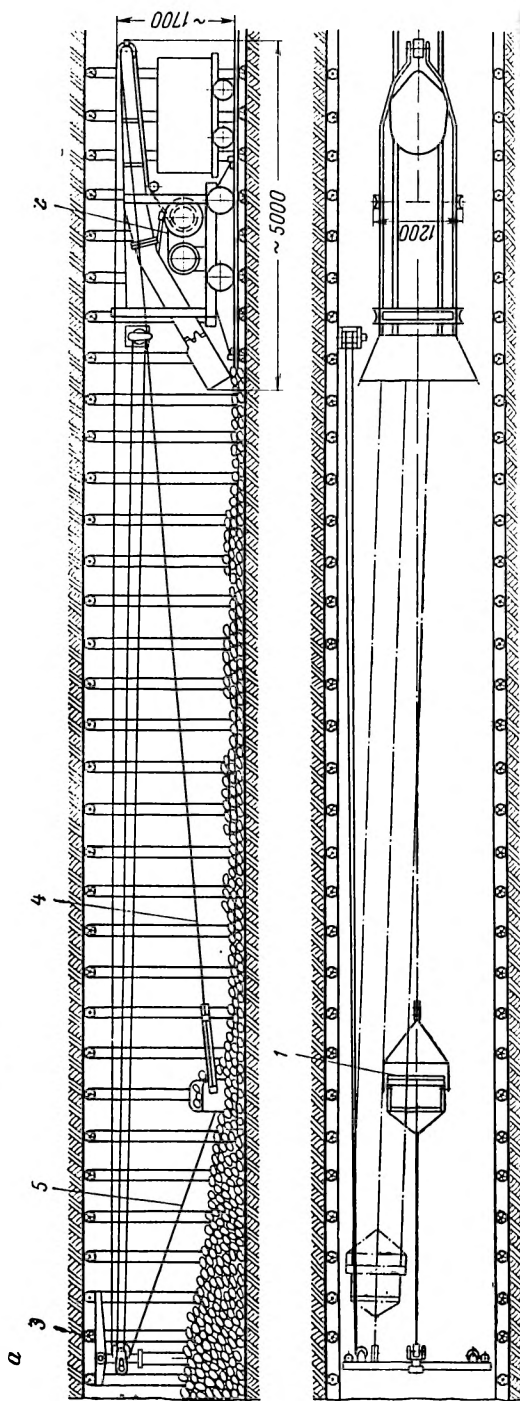
При проведении горных выработок с применением скреперной погрузки горной массы часто пользуются передвижными скреперными грузчиками (рис. XV.1, а), представляющими собой лебедку и погружочный полок (при погрузке в вагонетки), смонтированные на рельсовом или гусеничном ходу.

Одним из прогрессивных направлений механизации подземных работ является применение бункерных поездов, обеспечивающих интенсификацию проведения горных выработок благодаря упрощению маневровых операций, схем разгрузочных и погрузочных пунктов и повышению производительности труда по сравнению с откаткой в вагонетках.

Скреперный бункер-поезд (рис. XV.1, б) состоит из шарнирно-соединенных между собой секций без торцовых стенок. Боковое уплотнение секций, выполненное в виде вильчатого шарнирного соединения, полностью исключает просыпание горной массы и позволяет бункер-поезду проходить кривые радиусом 12 м. Перемещение горной массы вдоль бункер-поезда, загрузку и разгрузку ее производят скрепером. Скреперная лебедка с дистанционным или ручным управлением устанавливается со стороны разгрузки на двухосной тележке, а с противоположной стороны расположена загрузочная секция. Устойчивость бункерного поезда во время работы обеспечивается рельсовыми захватами на приводной и загрузочных секциях. В передней части поезда устанавливается лоток, который при погрузке опускается на почву выработки, а блок закрепляется в забое. Груз из штабеля транспортируется по почве, наклонному лотку и днищу поезда.

Кроме описанного бункер-поезда применяют скреперные поезда с донной разгрузкой, а также с движением скрепера по специальным направляющим, закрепленным в верхней части секций.

Если необходимо передвигать скреперную лебедку вслед за очистным забоем, ее выполняют самоходной на



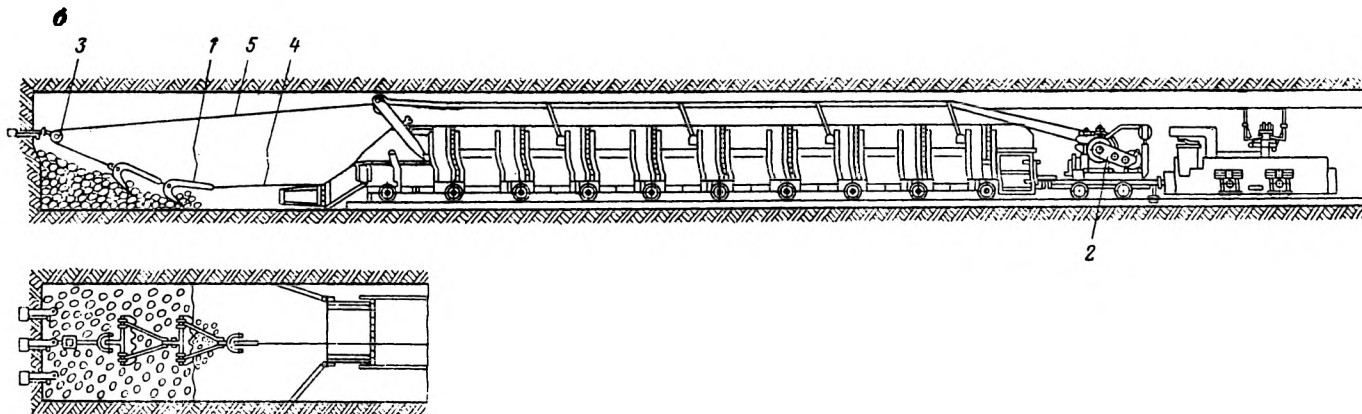
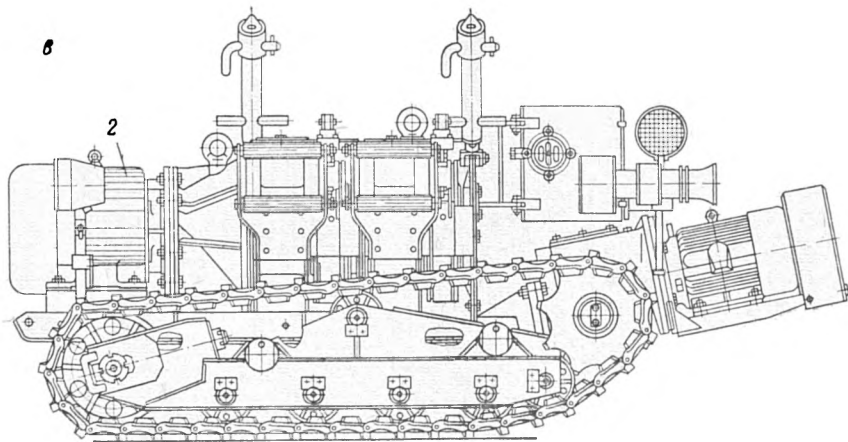


Рис. XV.1. Скреперные установки:
 а — скреперный грузчик; б — самозагружающийся бункер-поезд; в — самоходная скреперная лебедка



гусеничном ходу (рис. XV.1, е). Гусеничный ход служит также для разворотов лебедки и является ее основанием при скреперовании, во время которого самоходную скреперную лебедку раскрепляют специальными распорными стойками.

§ 2. СКРЕПЕРНЫЕ ЛЕБЕДКИ

Конструкция лебедок

В зависимости от конструктивного исполнения скреперные лебедки подразделяют: по числу барабанов — на двухбарабанные и трехбарабанные; по компоновке двигателя и барабанов (рис. XV.2) — на двухбарабанные и трехбарабанные с соосным

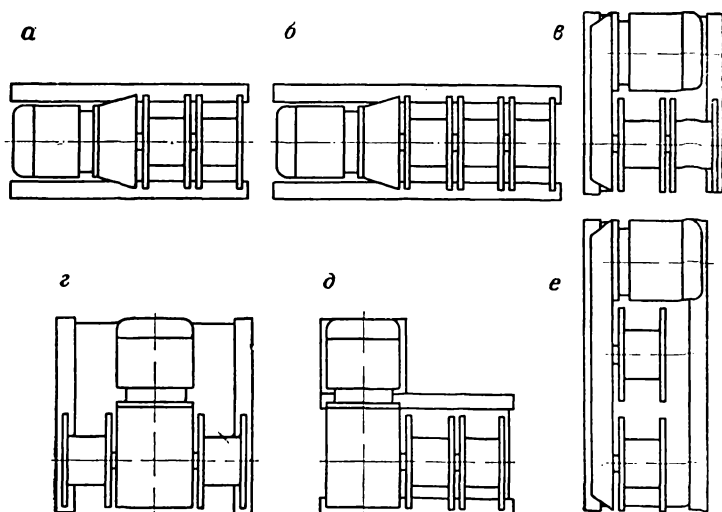


Рис. XV.2. Компоновка скреперных лебедок:

а — двухбарабанная с соосным расположением двигателя и барабанов; б — трехбарабанная с соосным расположением двигателя и барабанов; в — двухбарабанная с параллельным расположением двигателя и барабанов; г — двухбарабанная с перпендикулярным Т-образным расположением двигателя и барабанов; д — двухбарабанная с перпендикулярным Т-образным расположением двигателя и барабанов; е — двухбарабанная с расположением двигателя и барабанов на отдельных параллельных осях

(исполнение 2С и 3С) и параллельным (исполнение 2П и 3П) расположением двигателя и барабанов, двухбарабанные с перпендикулярным (исполнение 2ПП) и параллельным на отдельных осях (исполнение 2ПО) расположением двигателя и барабанов; по типу привода — на электрические, пневматические и с двигателями внутреннего сгорания, по принципу управления — на ручные, дистанционные и автоматические.

Двухбарабанные скреперные лебедки обеспечивают скреперование по прямой, трехбарабанные — переменное направление скре-

перования (под углом). Наиболее широкое распространение получили лебедки 2С и 3С, что объясняется простотой конструкции и удобством транспортирования их по горным выработкам. Лебедки 2П имеют небольшие размеры по длине и поэтому удобны при установке в узких выработках, на скреперных грузчиках и бункер-поездах.

Лебедки 3П, 2ПП и 2ПО из-за сложной конструкции и больших размеров имеют ограниченное распространение.

Основным типом двигателя для привода скреперных лебедок является асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором.

Пневматический привод допускает длительные перегрузки и улучшает проветривание горных выработок благодаря воздуху, поступающему из сети. Однако из-за высокой стоимости сжатого воздуха он применяется в основном для скреперных лебедок небольшой мощности, а также для лебедок, предназначенных для работы на шахтах, опасных по газу или пыли.

Двигатели внутреннего сгорания для привода подземных скреперных лебедок распространения не получили.

Дистанционное или автоматическое управление скреперными лебедками применяют для повышения производительности, безопасности обслуживания и облегчения труда машиниста.

Согласно ГОСТ 15035—69 скреперные лебедки для подземных работ выпускают следующих видов исполнения: 2С; 2П; 3С и 3П (табл. XV.2).

Таблица XV.2

Основной ряд типоразмеров скреперных лебедок по ГОСТ 15035—69 *

Основные параметры	5,5ЛС-2С	10ЛС-2С	17ЛС-2С 17ЛС-2П	30ЛС-2С 30ЛС-2П 30ЛС-3С	55ЛС-2С 55ЛС-2П 55ЛС-3С	100ЛС-2С 100ЛС-2П 100ЛС-3С	160ЛС-2С	
Среднее тяговое усилие на рабочем барабане, кгс	600	1000	1600	2800	4000	6300	8000	10 000
Средняя скорость движения каната, м/с:								
рабочего	1,00	1,12	1,12	1,18	1,40	1,70	1,40	1,70
холостого	1,32	1,50	1,50	1,60	1,90	2,36	1,90	2,36
Канатоемкость рабочего барабана, м	35	45	60	90	100	300	125	300
Диаметр рабочего каната, мм	10	12	14	16	20	25	25	32
Мощность электродвигателя, кВт	5,5	10	17	30	55	100	100	160

* Обозначение лебедки: первые цифры — мощность в кВт, ЛС — лебедка скреперная, 2, 3 — число барабанов, С — соосное исполнение, П — параллельное исполнение.

В качестве главного силового параметра при построении параметрического ряда лебедок принято среднее тяговое усилие на рабочем барабане, определяемое мощностью и действительным режимом работы двигателей скреперной установки. В качестве параметра, характеризующего производительность, выбрана номинальная средняя скорость движения каната на ободе рабочего и холостого барабанов.

Для облегчения условий эксплуатации предусмотрен выпуск лебедок с повышенными скоростями скреперования и с двигателями мощностью 22,40, 75 и 125 кВт. Двигатель скреперной лебедки в период скреперования работает при постоянных направлении и скорости вращения. Реверсирование двигателя не применяется, так как это связано с потерей времени на разгон и остановку вращающихся частей. Направление движения скрепера изменяется переключением барабанов, свободно насаживаемых на вал и имеющих независимое включение.

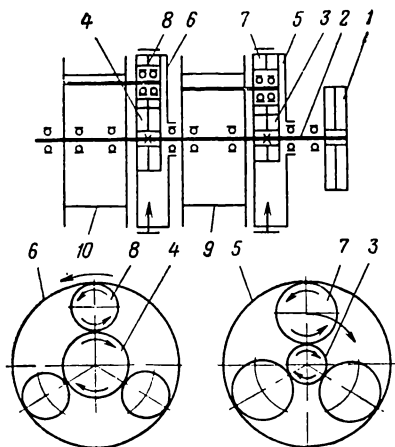


Рис. XV.3. Кинематическая схема двухбарабанной скреперной лебедки:

1 — редуктор; 2 — центральный вал; 3, 4 — солнечные шестерни; 5, 6 — зубчатые венцы; 7, 8 — сателлиты; 9, 10 — барабаны

Кинематическая схема двухбарабанной скреперной лебедки показана на рис. XV.3. Вращение от вала двигателя через редуктор 1 передается центральному валу 2, на котором установлены солнечные шестерни 3 и 4 планетарных редукторов. При выключенных фрикционах шестерни 3 и 4 вращаются по часовой стрелке, а зубчатые венцы 5 и 6 и сателлиты 7 и 8 — против часовой. При этом планетарный редуктор превращается в простую зубчатую передачу внутреннего зацепления с паразитной шестерней.

Рабочий ход скрепера достигается включением фрикциона, затормаживающего зубчатый венец 5. При этом сателлиты 7, обкатываясь по заторможенному венцу 5 через водило, вращают барабан 9, на который наматывается рабочий канат. Одновременно происходит сматывание каната с холостого барабана 10, свободно вращающегося в обратном направлении. При затормаживании зубчатого венца холостого барабана происходит обратное движение скрепера, а канат сматывается со свободно вращающегося рабочего барабана.

Лебедки стандартного ряда (рис. XV.4) имеют блочную конструкцию. Такая компоновка дает возможность в значительной степени унифицировать лебедки в двух- и трехбарабанном исполнении, улучшает технологию сборки и ремонта.

Редуктор привода лебедок 2С (рис. XV.4, а) — двухступенчатый цилиндрический крепят к блоку рабочего барабана через диафрагму. Зубчатые передачи первой и второй ступеней редуктора — косозубые коррегированные. Редуктор привода лебедки 2П (рис. XV.4, б) отличается от редуктора лебедок 2С конфигурацией корпуса и наличием паразитной шестерни.

Блоки рабочего и холостого барабанов имеют одинаковую конструкцию и отличаются диаметрами подшипников и числом зубьев солнечной шестерни и сателлитов, что обеспечивает повышенную скорость движения холостого каната. Блок рабочего барабана (рис. XV.4, а) состоит из корпуса 3 с диафрагмами 8 и 9, внутри которого смонтирован барабан 10 и одноступенчатый планетарный редуктор 11 с внутренним зацеплением.

Конструкция стандартных лебедок обладает рядом преимуществ: планетарный редуктор имеет три сателлита, что дает возможность значительно повысить их нагрузочную способность при одновременном снижении требования к точности изготовления;

нагрузка от натяжения канатов воспринимается через подшипники и диафрагмы жестким — стальным корпусом, а центральный вал, на котором сидят солнечные шестерни, разгружен от изгибающих усилий;

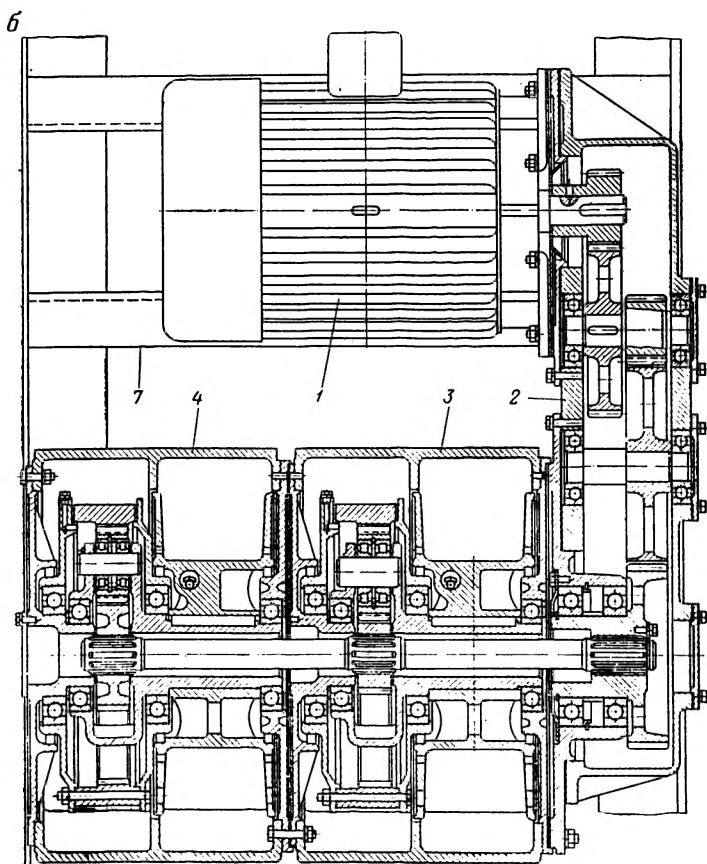
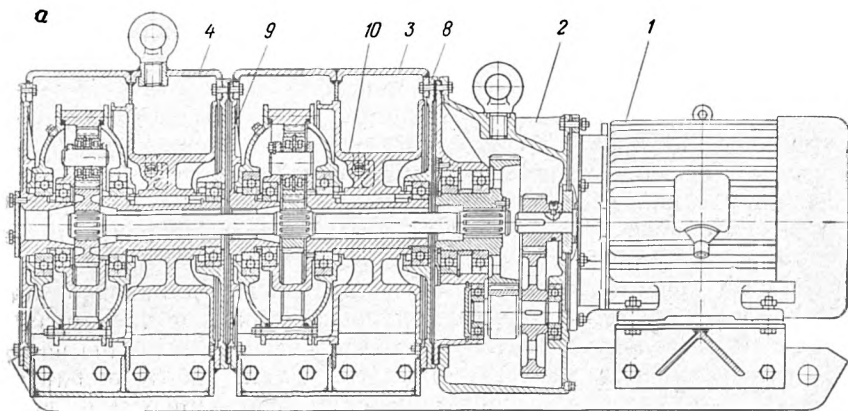
центральный вал, связывающий редуктор лебедки с блоками барабанов, выполнен «плавающим». Благодаря большой длине только одной жесткой опоры вала в редукторе привода становится возможным за счет упругих деформаций радиальное смещение солнечных шестерен, что обеспечивает равномерное распределение крутящего момента среди трех сателлитов и значительное увеличение нагрузочной способности и долговечности планетарных редукторов;

зубчатые венцы и оси сателлитов планетарных редукторов установлены на двух опорах;

уплотнения в планетарных редукторах выполнены из резинового шнура марки ИРП, выдерживающего высокую температуру.

В стандартных скреперных лебедках большое внимание уделено выбору материалов, технологии изготовления и сборки основных узлов и деталей. Большинство деталей (корпуса редукторов и барабанов, диафрагмы) отливаются из стали 35Л-1. Для зубчатых колес всех передач принят единый материал — сталь 40Х, термообработка — улучшение (НВ 240 ÷ 270), рабочие поверхности зубьев колес закалены ТВЧ до твердости НRC 45 ÷ 50.

Зарубежные фирмы выпускают большое количество скреперных лебедок различной мощности и разнообразного конструктивного исполнения. Достоинством большинства зарубежных лебедок является высокое качество изготовления, обеспечивающее повышенный срок службы узлов и деталей.



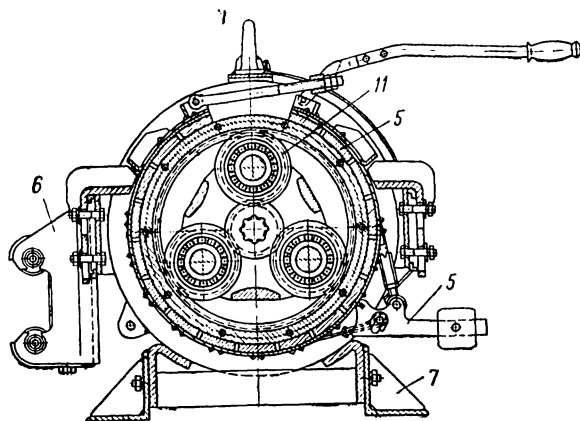
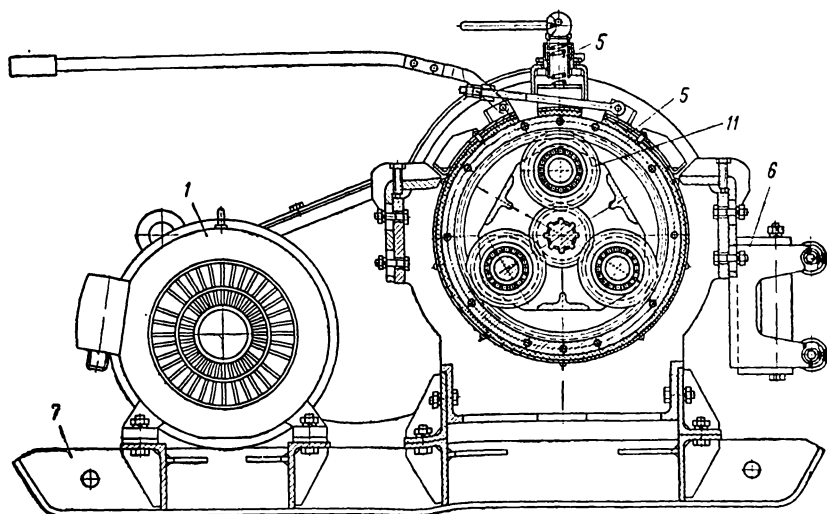


Рис. XV.4. Стандартные скреперные лебедки:

а — исполнения 2С; б — исполнения 2П; 1 — двигатель; 2 — редуктор; 3 — блок рабочего барабана; 4 — блок холостого барабана; 5 — тормоз с подтормаживающим устройством; 6 — направляющая рамка; 7 — полозья с рамой; 8, 9 — диафрагмы блока рабочего барабана; 10 — рабочий барабан; 11 — планетарный редуктор



По сравнению с конструкцией отечественных стандартных лебедок в конструкциях зарубежных лебедок имеется ряд недостатков: двухсателлитная схема планетарных редукторов, консольная установка сателлитов и восприятие центральным валом тяговых усилий (фирмы «Вулкан-Денвер», «Сала»), отсутствие плавающего звена в трехсателлитном планетарном редукторе (фирма «Ингерсол-Ренд»), отсутствие блочной компоновки (лебедки всех фирм).

Аппаратура и схемы управления лебедками

За последние годы проведена большая работа по созданию аппаратуры дистанционного управления отечественных скреперных лебедок. В этой аппаратуре применяют пневматические, электрические и механические приводы. Управление с электрическим

приводом подразделяют на электропневматическое, электромеханическое, электрогидравлическое и электромагнитное.

К приводам аппаратуры дистанционного управления предъявляют следующие требования: простота и надежность эксплуатации; быстрота переключения барабанов; плавность зажатия тормозных лент; незначительные размеры и вес блока управления привода; возможность быстрого перехода с дистанционного управления на ручное и обратно; блокировка, исключающая возможность одновременного включения рабочего и холостого барабанов.

В системах дистанционного управления с пневматическим приводом затяжка тормозных лент осуществляется пневматическими цилиндрами или диафрагмами (рис. XV.5), а управление — золотниками или клапанами, регулирующими подачу воздуха. Достоинство привода этого типа: простота конструкции и надежность. Недостатки: необходимость подвода сжатого воздуха, его высокая стоимость и влияние колебаний давления в сети на работу тормозов.

Электропневматическое дистанционное управление отличается от пневматического тем, что для подачи сжатого воздуха в цилиндры или диафрагмы используется соленоидный привод.

При электрическом дистанционном управлении воздействие на рычаги управления для включения барабанов производится электромагнитными или электровинтовыми (механическими) толкателями. При использовании электромагнитов и электрогидравлических толкателей выключение тормозной системы производится сжатой пружиной или замыкающим грузом. Наиболее широко применяются системы дистанционного управления с одноштоковыми электрогидравлическими или электровинтовыми толкателями, которые требуют минимальной переделки скреперной лебедки с ручным управлением и обеспечивают плавное включение, использование одного вида энергии, регулирование хода штока. Указанные приводы надежны в работе, так как изготавливаются серийно на специализированных заводах.

При механическом дистанционном управлении включение барабанов скреперной лебедки осуществляют с помощью грузов и канатов. Большая затрата времени на монтаж устройства, недостаточное облегчение труда скрепериста вследствие ручного выключения обусловили весьма ограниченное применение данного типа дистанционного управления, несмотря на его простоту и надежность.

Автоматическая скреперная лебедка должна обеспечивать повторные челноковые движения скрепера, быстрое изменение длины скреперования, остановку при обрыве каната, повторные заходы скрепера или отключение двигателя с выдержкой времени при встрече скрепером препятствий и перегрузке, точность фиксации конечных положений скрепера ($\pm 0,5$ м).

Для переключения хода скрепера применяют фотоэлектрические, индуктивные, емкостные, электромеханические и другие датчики. К ним предъявляют жесткие требования: надежность в работе, прочность, простота управления. Датчики получают импульсы либо

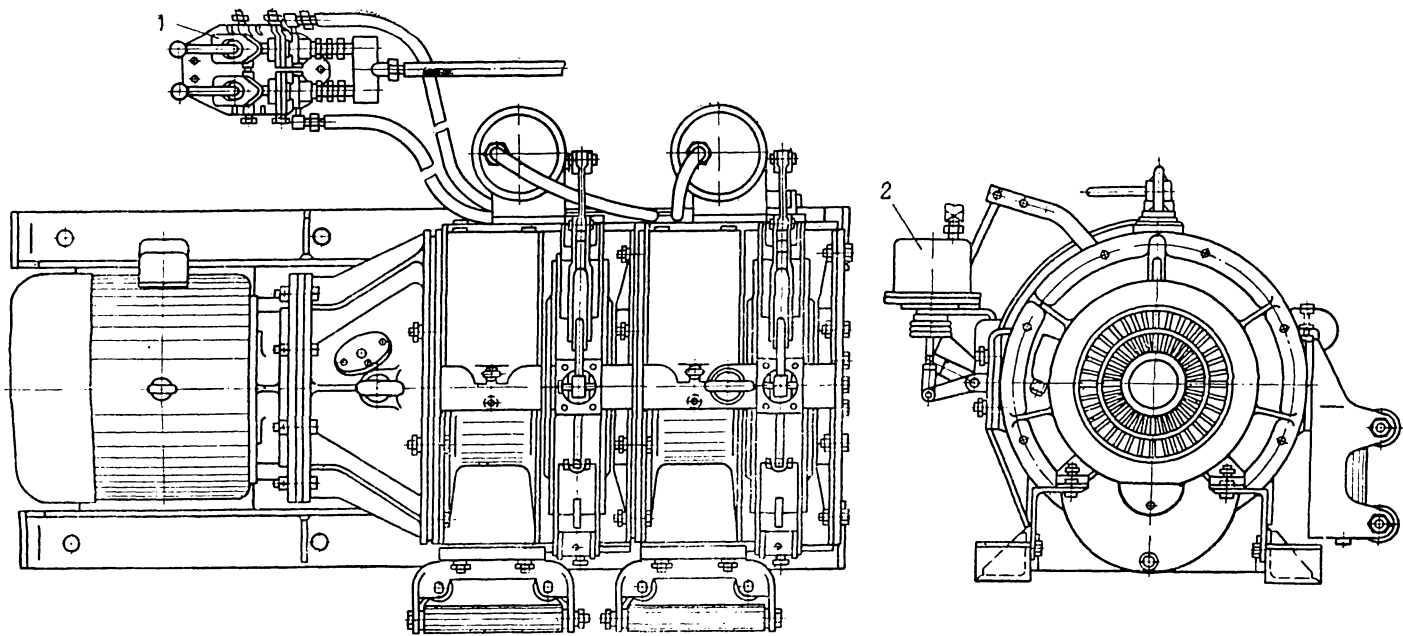


Рис. XV.5. Двухбарабанная лебедка с пневматическим дистанционным управлением института Гипрорудмаш:
1 — пульт управления; 2 — диафрагма пневматическая

непосредственно от вращающихся деталей скреперной лебедки (центральный вал, барабан), либо от скрепера и каната.

При использовании канатных датчиков в определенных точках рабочего и холостого канатов крепят муфты, воздействующие на концевые выключатели, которые подают импульсы на переключение тормозных лент. Чтобы изменить длину скреперования, муфту переставляют в другую точку каната. При использовании в качестве датчика скрепера он в зависимости от пройденного пути замыкает цепь автоматического управления, подавая импульс на переключение барабанов. Однако обе эти системы показали недостаточную надежность в сложных и многообразных горных условиях.

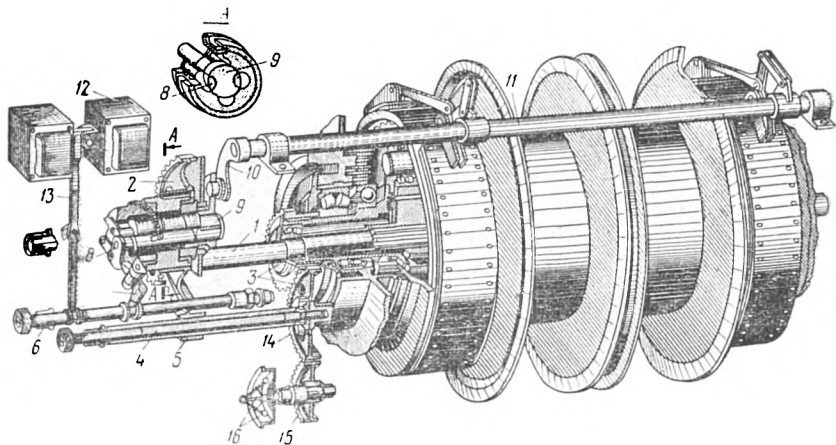


Рис. XV.6. Автоматическое устройство лебедки 55ЛАС конструкции института Гипрорудмаш

Наиболее надежными в эксплуатации являются автоматические скреперные лебедки с датчиками, получающими импульс от центрального вала или водила скреперной лебедки.

Автоматическое устройство такой скреперной лебедки (рис. XV.6) приводится в действие от электродвигателя лебедки через центральный вал 1 и колесо 2 муфты переключения. Движение от холостого барабана лебедки при помощи зубчатой передачи 3, насаженной на водило, передается ходовому винту 4, при вращении которого гайка 5 перемещается вдоль него, пока не дойдет до дистанционного винта 6. При этом дистанционный винт переместится, а вместе с ним переместится запорный рычаг 7 муфты переключения.

Запорный рычаг всегда удерживает поворотные шпонки 8 в гнездах в таком положении, что зубчатое колесо 2 может свободно вращаться относительно валика 9. При этом кривошип 10 также начнет поворачиваться. При повороте кривошипа на 180° вторая поворотная шпонка упрется своим выступом в запорный рычаг 7 и обе шпонки 8 повернутся на угол, необходимый для вывода из гнезда

вращающегося зубчатого колеса 2 (на рис. XV.6 показано положение шпонок при выключенной муфте). Вращающийся кривошип связан при помощи рычажной системы 11 с тормозами лебедки. При повороте кривошипа на полоборота произойдет затяжка одного тормозного диска и освобождение другого. При следующем повороте кривошипа на полоборота вал механизма переключения тормозов повернется в обратном направлении, заторможенный барабан растормозится, а расторможенный затормозится, вследствие чего изменится направление движения скрепера.

Дистанционным винтом 6 можно установить необходимую длину, в пределах которой скреперная лебедка будет работать автоматически. При вращении дистанционного винта 6 расстояние между упорами уменьшается или увеличивается, соответственно изменяя продолжительность переключения барабанов, а следовательно, и длину, на которую скрепер может удаляться от лебедки.

Дистанционное управления этой лебедкой состоит из электромагнита 12, якорь которого при помощи рычага 13 соединен с винтом 6. При нажатии кнопки «Вперед» или «Назад» якорь электромагнита перемещает дистанционный винт 6, который поворачивает запорный рычаг 7 муфты переключения. Дальнейшая работа происходит так же, как при автоматическом управлении.

Тормоза лебедки можно переключать нажатием на кнопки или непосредственно на дистанционный винт 6, конец которого выходит из корпуса автомата.

Механизм отключения двигателя при обрыве каната работает следующим образом. На водиле холостого барабана закреплена шестерня 14, которая постоянно находится в зацеплении с шестерней 15, расположенной на корпусе центральной муфты. При работе лебедки холостой барабан вращается и грузики 16 под действием центробежных сил расходятся. В случае обрыва каната холостой барабан останавливается, грузики под действием пружины поджимаются к контакту, замыкая его и отключая двигатель. Для того чтобы двигатель не отключался при изменении направления вращения барабана, в электрической схеме предусмотрено реле времени, которое отключает двигатель только по истечении 3 с.

В случае наезда скрепера на непреодолимое препятствие, вызывающее перегрузку двигателя, срабатывает максимальное реле, которое включает электромагнит, реверсирующий скрепер. Если перегрузка не исчезает, то двигатель с выдержкой времени отключается.

В тех случаях, когда по различным производственным причинам нельзя пользоваться автоматическим или дистанционным управлением, а также когда автомат выходит из строя, лебедка может быть переведена на ручное управление. Для этого тормозные ленты отключают от механизма переключения и наращивают рычаги для ручного управления.

Расчет скреперных лебедок

Кинематический расчет скреперной лебедки сводится к определению передаточного отношения редукторов рабочего i_p и холостого i_x барабанов лебедки. Средними скоростями движения рабочего v_p и холостого v_x канатов задаются, исходя из необходимой производительности скреперной установки.

Минимальная скорость движения на первом витке рабочего барабана

$$v_{\min p} = \frac{\pi D n_p}{60}, \text{ м/с}, \quad (\text{XV.1})$$

где D — диаметр рабочего и холостого барабанов, м;

n_p — скорость вращения рабочего барабана, об/мин.

На основании опытных данных принимают минимальную скорость движения груженого скрепера равной 75% средней скорости. Тогда

$$n_p = \frac{0,75 \cdot 60 v_{\text{ср}}}{\pi D}, \text{ об/мин.} \quad (\text{XV.2})$$

Скорость вращения холостого барабана рекомендуется принимать на 35% больше скорости вращения рабочего. Таким образом,

$$n_x = 1,35 n_p, \text{ об/мин.} \quad (\text{XV.3})$$

Передаточное отношение редукторов рабочего и холостого барабанов лебедки:

$$i_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_p}; \quad (\text{XV.4})$$

$$i_x = \frac{n_{\text{дв}}}{n_x}. \quad (\text{XV.5})$$

По этим значениям i_p и i_x в зависимости от кинематической схемы лебедки (2С или 2П) подбирают числа зубьев колес редуктора привода и планетарных редукторов.

В стандартных скреперных лебедках передаточное отношение первой ступени редуктора колеблется в пределах от 1,25 до 2,89, второй — от 1,89 до 2,89 в зависимости от типоразмера редуктора.

Передаточное отношение одноступенчатого планетарного редуктора, выполненного по схеме 2К-Н (внутреннее зацепление при неподвижном колесе), равно

$$i_{\text{np}} = 1 + \frac{z_{\text{в}}}{z_{\text{с}}}, \quad (\text{XV.6})$$

где $z_{\text{в}}$ — число зубьев зубчатого венца;

$z_{\text{с}}$ — число зубьев центральной (солнечной) шестерни.

Передаточное отношение планетарных редукторов рабочего и холостого барабанов стандартных скреперных лебедок соответственно равны 4,636 и 3,353.

Диаметр барабана скреперных лебедок определяется по минимальному допустимому соотношению

$$D \geq 18d, \text{ м}, \quad (\text{XV.7})$$

где d — диаметр рабочего каната (определяется из тягового расчета), м.

Длину барабана B и его диаметр по ребордам D_p определяют из условия обеспечения необходимой канатоемкости.

Расчетное число рядов навивки каната

$$m_p = \frac{B}{d}. \quad (\text{XV.8})$$

Предельное число слоев навивки каната

$$m_c = \frac{D_p - D}{2d}. \quad (\text{XV.9})$$

Расчетная канатоемкость барабана

$$L_p = m_p m_c \pi (D + m_c d), \text{ м}. \quad (\text{XV.10})$$

При максимальной длине скреперования на барабане должно оставаться не менее 1,5—2,0 витков трения.

Среднее тяговое усилие на рабочем и холостом барабанах:

$$T_{с.р} = \frac{102k_N N_{дв} \eta}{v_{с.р}}, \text{ кгс}; \quad (\text{XV.11})$$

$$T_{с.х} = \frac{102k_N N_{дв} \eta}{v_{с.х}}, \text{ кгс}, \quad (\text{XV.12})$$

где $N_{дв}$ — номинальная (установленная) мощность двигателя, кВт; $k_N = 1,25$ — отношение средней рабочей мощности ($N_{ср}$) к номинальной мощности двигателя;

$\eta = 0,85$ — к. п. д. скреперной лебедки.

Расчет на прочность узлов и деталей скреперных лебедок производят на основании обобщенных ступенчатых графиков нагрузки, полученных в результате обработки диаграмм мощности, снятых во время промышленных испытаний скреперных лебедок различной мощности и исполнений в разнообразных горнотехнических условиях.

Возникающие при эксплуатации скреперных лебедок статические и динамические нагрузки носят случайный характер и определяются чередованием рабочих и холостых ходов скрепера, а также постоянно меняющимися сопротивлениями его движению при взаимодействии со штабелем горной массы и почвой выработки.

Графики нагрузки (рис. XV.7) составлены для полного цикла работы лебедки, для рабочих ходов и холостых ходов скрепера. По оси ординат отложена относительная нагрузка m_i , выраженная в долях от наибольшей нагрузки, по оси абсцисс — суммарное относительное число циклов t_i действия нагрузок, равных и больших нагрузке m_i . Значения абсцисс и ординат графиков для указанных на рисунке точек графика, а также значения dt_i — относительного

суммарного числа действия нагрузки m_i — приведены в табл. XV.3.

Наибольшая нагрузка, принятая на графиках за единицу, соответствует: для полного цикла работы лебедки и рабочих ходов скрепера — двойному значению номинальной мощности электродвигателя $2N_{дв}$; для холостых ходов скрепера — $0,72 N_{дв}$.

График нагрузки для полного цикла работы лебедки составлен таким образом, что относительная среднеквадратичная нагрузка $m_{скв}$, вычисленная по формуле

$$m_{скв} = \sqrt{\frac{\sum m_i^2 dt_i}{\sum dt_i}} = 0,5, \quad (XV.13)$$

соответствует значению номинальной мощности электродвигателя ($0,5 \cdot 2N_{дв} = N_{дв}$) и обуславливает рациональный режим работы скреперной лебедки.

Суммарное относительное число циклов, принятое на графике за единицу, соответствует полной продолжительности работы всей лебедки (рис. XV.7, а), блока рабочего барабана (рис. XV.7, б) и блока холостого барабана (рисунки XV.7, в). Суммарное относительное число рабочих и холостых ходов обратно пропорционально отношению средних скоростей рабочего и холостого барабанов и составляет 0,58 для рабочих ходов и 0,42 для холостых.

Приведенные графики нагрузки лежат в основе расчета на прочность зубчатых колес, валов и подшипников лебедки.

При расчете редуктора привода лебедки используют график нагрузок полного цикла работы

лебедки (рис. XV.7, а), а при расчете планетарных редукторов рабочего и холостого барабанов — соответственно графики нагрузки для рабочих (рис. XV.7, б) и холостых (рис. XV.7, в) ходов скрепера.

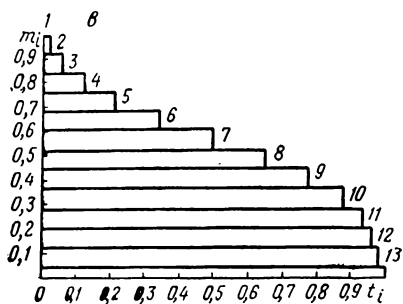
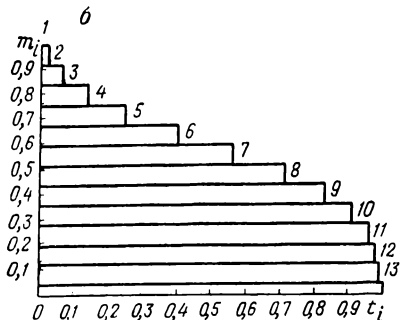
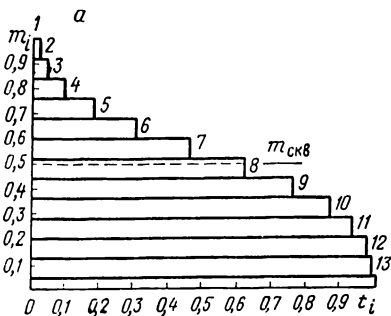


Рис. XV.7. Графики нагрузок скреперных лебедок:

а — для полного цикла работы лебедки; б — для рабочих ходов скрепера; в — для холостых ходов скрепера

Значения параметров в отдельных точках графиков нагрузки

№ точек	На рис. XV.7, а			На рис. XV.7, б			На рис. XV.7 в		
	m_i	dt_i	t_i	m_i	dt_i	t_i	m_i	dt_i	t_i
1	1	0,0107	0,0107	1	0,0195	0,0195	1	0,01304	0,01304
2	0,92	0,0263	0,0370	0,92	0,0421	0,0616	0,92	0,02912	0,04216
3	0,84	0,0508	0,0878	0,84	0,0745	0,1361	0,84	0,05744	0,09960
4	0,76	0,0865	0,1743	0,76	0,1122	0,2483	0,76	0,09464	0,19424
5	0,68	0,124	0,2983	0,68	0,1456	0,3939	0,68	0,13168	0,32592
6	0,6	0,151	0,4493	0,6	0,1592	0,5531	0,6	0,15608	0,48200
7	0,52	0,159	0,6083	0,52	0,1483	0,7041	0,52	0,15760	0,63960
8	0,44	0,142	0,7503	0,44	0,1179	0,8193	0,44	0,13568	0,77528
9	0,36	0,107	0,8573	0,36	0,0798	0,8991	0,36	0,09952	0,87480
10	0,28	0,0702	0,9275	0,28	0,0466	0,9457	0,28	0,07216	0,93696
11	0,2	0,0382	0,9657	0,2	0,0238	0,9695	0,2	0,03312	0,97008
12	0,12	0,0177	0,9834	0,12	0,0097	0,9792	0,12	0,01448	0,98456
13	0,04	0,00592	0,98832	0,04	0,0029	0,9821	0,04	0,00484	0,98940

Зубчатые передачи лебедки проверяют на изгиб и контактную прочность. Расчет на изгиб производят исходя из наибольшего длительно действующего крутящего момента электродвигателя

$$M_{\text{мах. дл}} = 2M_{\text{дв}}, \text{ кгс} \cdot \text{см}, \quad (\text{XV.14})$$

где $M_{\text{дв}}$ — номинальный крутящий момент на валу электродвигателя, кгс·см.

При расчете зубчатых передач на контактную прочность приведенные выше графики служат для определения коэффициента $k_{\text{реж}}$, учитывающего режим работы передачи. При этом для каждой из нагрузок m_i определяют достигаемое при ней число циклов изменения напряжений (число вхождений в зацепление каждого данного зуба) за полный срок службы:

$$N_{ц i} = 60n\gamma_p T_i, \quad (\text{XV.15})$$

где n — скорость вращения зубчатого колеса, об/мин;

γ_p — числозубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом;

T_i — число часов работы под нагрузкой m_i за полный срок службы

$$T_i = T dt_i k_1, \quad (\text{XV.16})$$

где T — число часов работы лебедки за полный срок службы;

k_1 — коэффициент, учитывающий продолжительность работы основных узлов лебедки; для редуктора привода $k_1 = 1$, для редуктора рабочего барабана $k_1 = 0,58$, для редуктора холостого барабана $k_1 = 0,42$.

Дальнейшее определение $k_{\text{реж}}$ производится в зависимости от соотношения величин $N_{ц, i}$ и твердости рабочих поверхностей зубьев.

Валы редуктора привода и центральный вал проверяют на статическую прочность и выносливость.

Статическая прочность оценивается сопоставлением предела текучести материала вала с максимальными напряжениями, вызванными наибольшей кратковременно действующей нагрузкой,

$$M_{\max} = 2,3M_{\text{дв}}, \text{ кгс} \cdot \text{см.} \quad (\text{XV.17})$$

Допускаемый запас прочности по статической несущей способности рекомендуется брать не менее 1,4.

При расчете валов лебедки на выносливость графики нагрузки используют для определения коэффициента эквивалентности, с помощью которого расчет на выносливость при неустановившемся режиме сводят к расчету на выносливость при действии переменных напряжений с неизменной в процессе работы амплитудой. При этом приведенные эквивалентные напряжения составляют:

$$(\sigma_a)_{\text{экв}} = k_{\text{экв}\sigma} \sigma_{a \max}; \quad (\text{XV.18})$$

$$(\tau_a)_{\text{экв}} = k_{\text{экв}\tau} \tau_{a \max}, \quad (\text{XV.19})$$

где $\sigma_{a \max}$ и $\tau_{a \max}$ — соответственно амплитуды нормальных и касательных напряжений от действия наибольшей нагрузки.

Коэффициент эквивалентности при расчете по нормальным напряжениям

$$k_{\text{экв}\sigma} = \sqrt[9]{\frac{N_{\text{сум}\sigma}}{N_0} \sum m_i^9 dt_i}; \quad (\text{XV.20})$$

$$N_{\text{сум}\sigma} = 60Tn, \quad (\text{XV.21})$$

где $N_0 = 5 \cdot 10^8$ — базовое число циклов напряжений;
 $N_{\text{сум}\sigma}$ — общее число циклов действия переменных нормальных напряжений;
 n — скорость вращения вала, об/мин.

При расчете валов на выносливость по касательным напряжениям исходят из положения, что за время каждого цикла скреперования нагрузка возрастает до максимального значения, равного $2N_{\text{дв}}$ и падает до минимального значения $0,2N_{\text{дв}}$, определяемого мощностью холостого хода лебедки при неподвижном скрепере (в момент переключения барабанов). Средняя нагрузка за цикл

$$N_{\text{ср}} = 1,1N_{\text{дв}}. \quad (\text{XV.22})$$

Коэффициент эквивалентности при расчете по касательным напряжениям

$$k_{\text{экв}\tau} = \sqrt[9]{\frac{N_{\text{сум}\tau}}{N_0}}. \quad (\text{XV.23})$$

Общее число циклов действия указанных переменных напряжений $N_{\text{сум}\tau}$ равно числу циклов скреперования за полный срок службы при средних значениях длины транспортирования и скорости кана-

тов и составляет для центрального вала и валика рабочего барабана $4,2 \cdot 10^5$, а для вала редуктора привода $2,1 \cdot 10^5$.

Допускаемый запас прочности валов по пределу выносливости рекомендуется брать не менее 1,3.

При расчете подшипников качения основных узлов лебедки графики нагрузки служат для определения относительной эквивалентной приведенной нагрузки

$$m_{\text{экв. пр}} = \sqrt[3]{\sum m_i^{3,33} dt_i}. \quad (\text{XV.24})$$

Подсчитанная по этой формуле относительная эквивалентная нагрузка равна: 0,61 — для подшипников редуктора привода; 0,655 — для блока рабочего барабана; 0,622 — для блока холостого барабана.

При расчете тормозной ленты в первую очередь определяют наибольший тормозной момент

$$M_T = M_{\text{ц}} \frac{z_{\text{в}}}{z_{\text{с}}} \eta_{\text{пр}}, \text{ кгс} \cdot \text{см}, \quad (\text{XV.25})$$

где $M_{\text{ц}}$ — наибольший длительно действующий крутящий момент на центральном валу скреперной лебедки, кгс·см;

$\eta_{\text{пр}}$ — к. п. д. планетарного редуктора.

$$M_{\text{ц}} = 2 \cdot 97400 \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{ц}}} \eta_{\text{р}}, \text{ кгс} \cdot \text{см}, \quad (\text{XV.26})$$

где $n_{\text{ц}}$ — скорость вращения центрального вала, об/мин;

$\eta_{\text{р}}$ — к. п. д. редуктора привода лебедки.

Тормозное усилие на ободу зубчатого венца

$$P_T = \frac{2M_T}{D_T}, \text{ кгс}, \quad (\text{XV.27})$$

где D_T — диаметр тормозного обода, см.

Натяжение на сбегающем и набегающем концах тормозной ленты:

$$S_{\text{сб}} = \frac{P_T}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{ кгс}; \quad (\text{XV.28})$$

$$S_{\text{нб}} = \frac{P_T e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{ кгс}, \quad (\text{XV.29})$$

где μ — коэффициент трения тормозной обкладки о шкив (для набора колодок из прессматериалов $\mu = 0,45$);

$\alpha = 265 \div 275$ — угол обхвата, градус.

Наибольшее удельное давление на шкив

$$q = \frac{2S_{\text{нб}}}{D_T B_T} \leq [q] = 15 \div 20, \text{ кгс/см}^2, \quad (\text{XV.30})$$

где B_T — ширина тормозной ленты, см.

Величина напряжений растяжения в стальной ленте, к которой приклепан набор тормозных колодок,

$$\sigma_p = \frac{S_{нб}}{0,9B_T\delta}, \text{ кгс/см}^2, \quad (\text{XV.31})$$

где $\delta = 0,3 \div 0,6$ — толщина стальной ленты.

Запас прочности ленты по отношению к пределу текучести

$$n = \frac{\sigma_p}{\sigma_T} \leq [n] = 1,7 \div 2,5. \quad (\text{XV.32})$$

Задаваясь схемой тормоза и размерами тормозного рычага, определяют усилие на рычаге управления, которое не должно превышать 17 кгс.

§ 3. СКРЕПЕРЫ

Основными типами скреперов для подземных работ являются: гребковые односекционные жесткие (СГ), гребковые односекционные шарнирно складывающиеся (СГШ), гребковые многосекционные жесткие (СГМ), ящичные односекционные жесткие (СЯ) и совковые односекционные жесткие (СС).

Скреперы гребкового типа используют преимущественно для неоднородных по крупности и составу крепких и тяжелых руд и пород, склонных к слеживанию; ящичного типа — сравнительно нетвердой хорошо разрыхленной горной массы. Скреперы совкового типа применяют для закладочных работ.

Скреперы для канатно-скреперных установок подразделяют по способу изготовления — клепаные, сварные, литые и комбинированные (сварно-литые и клепаные), по расположению режущих кромок — односторонние и двусторонние, по исполнению — неразборные и разборные.

Сварные скреперы изготавливают обычно из углеродистой стали марки Ст.3. Литые скреперы, имеющие срок службы в 2—3 раза больше сварных, в отечественной практике изготавливают из углеродистой стали марки 35Л, а также из марганцовистой немагнитной стали Г13Л. Срок службы скреперов должен составлять не менее 500 ч для литых скреперов и 200 ч для сварных.

В зарубежной практике литые скреперы изготавливают из термообработанной хромоникелевой стали с пределом прочности до 104 кгс/мм², имеющей магнитные свойства.

Односторонние скреперы обеспечивают по сравнению с двусторонними лучшие условия внедрения, а также дают возможность расположить наиболее рационально точки прицепки канатов.

Исполнение скреперов диктуется условиями их транспортирования к рабочему месту и технологией изготовления. Неразборные литые скреперы обычно изготавливают емкостью до 0,4 м³, а разборные — свыше 0,4 м³.

Конструкция разборных скреперов должна обеспечивать быструю разборку и сборку их в подземных условиях. Неразборные скреперы

(рис. XV.8, а) и разборные (рис. XV.8, б) состоят из корпуса 1, сменных лезвий 2, прицепного устройства 3, клинового зажима 4, тяг 5, башмака 6 и крепежных деталей. Съемные лезвия следует изготавливать из износостойкой хромоникелевой стали, обладающей магнитными свойствами, чтобы они могли быть обнаружены магнитным способом на дробильных установках.

Основные параметры и размеры скреперов СГ и СЯ по ГОСТ 12437—66 приведены в табл. XV.4. Этим ГОСТом предусмотрено также изготовление скреперов СГШ и СГМ. Скреперы каждого типа имеют одинаковую конструкцию и отличаются только размерами деталей.

В качестве главного параметра принята расчетная емкость, которая определяется по заданной производительности скреперной

Т а б л и ц а XV.4

Основные параметры и размеры гребковых и ящичных скреперов

Тип	Наименование	Емкость, м ³	Основные размеры, мм			Масса, кг
			длина	ширина	высота	
СГ	Гребковый односекционный жесткий	0,10	950	700	500	160
		0,16	1250	850	500	265
		0,25	1400	950	560	400
		0,40	1700	1120	670	560
		0,60	2000	1250	800	800
		1,00	2360	1500	900	1180
		1,60	2650	1700	1060	1600
		2,50	3000	1900	1250	2120
СЯ	Ящичный односекционный жесткий	0,16	800	710	360	160
		0,25	950	850	400	265
		0,40	1120	950	450	400
		0,60	1400	1120	500	560
		1,00	1700	1250	560	800
		1,60	2000	1500	630	1180
		2,50	2360	1700	710	1600

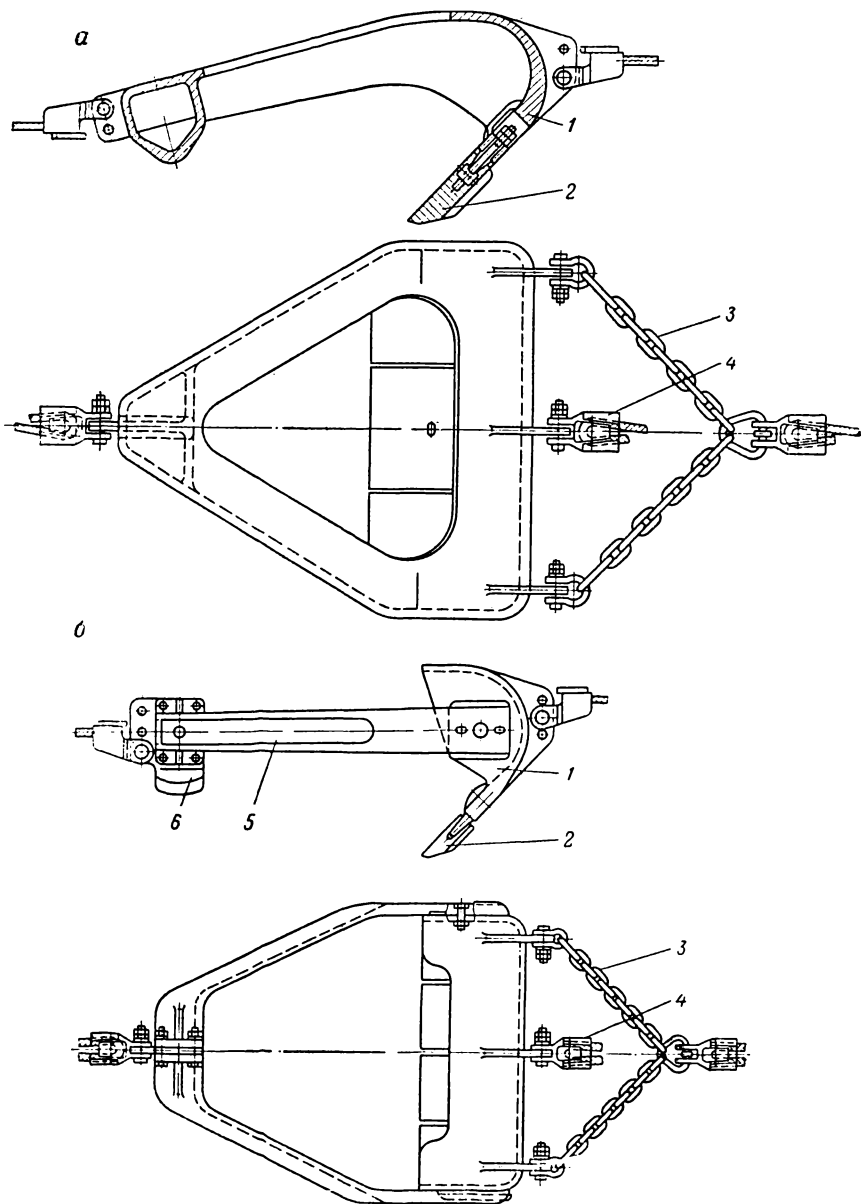


Рис. XV.8. Гребковые односекционные жесткие скреперы:
 а — неразборный; б — разборный

установки. При выборе емкости скрепера должны быть выполнены следующие условия:

а) тяговое усилие при движении груженого скрепера (включая периоды его загрузки и разгрузки) должно быть не больше номинального тягового усилия рабочего барабана лебедки;

б) среднеквадратичная мощность двигателя лебедки за время одного цикла скреперования должна быть не больше номинальной (установленной) мощности двигателя;

в) коэффициент перегрузки (как правило, при загрузке скрепера) двигателя лебедки должен быть не более 1,8 номинальной мощности.

Конструкция скрепера должна обеспечивать полное и быстрое заполнение скрепера, возможно малое сопротивление движению, устойчивость при движении по неровной почве, достаточную прочность и жесткость.

При конструировании скрепера независимо от его типа необходимо правильно выбрать его основные параметры: угол внедрения, вес и линейные размеры.

Скреперы СГ выполняют с углами внедрения 45 и 60°, а скреперы СГМ и СЯ — 30 и 45°

Вес скрепера и его линейные размеры (длина, ширина, высота) взаимосвязаны и определяют друг друга: от соотношений этих величин зависят эксплуатационные свойства скрепера. В качестве весовых показателей скрепера обычно принимают приведенный вес, представляющий отношение веса скрепера к ширине рабочей кромки:

$$P = \frac{G_c}{B_c}, \text{ кгс/см.}$$

Для стандартных скреперов СГ емкостью 0,10—2,5 м³ приведенный вес принят соответственно от 2,2 до 11,2 кгс/см, а для скреперов СЯ — емкостью 0,16—2,5 м³ — от 2,2 до 9,4 кгс/см.

Отношение высоты H_c и длины скрепера L_c к ширине B_c принимают из условия обеспечения емкости и устойчивости скрепера. Проведенные эксперименты, а также опыт эксплуатации показывают, что отношения H_c/B_c и L_c/B_c могут быть приняты одинаковыми для ряда емкостей. Для стандартных скреперов СГ $H_c/B_c = 0,60$ и $L_c/B_c = 1,50$, а для типа СЯ $H_c/B_c = 0,45$ и $L_c/B_c = 1,25$.

Ширина скрепера должна не менее чем в 2—2,5 раза превышать поперечные размеры кусков горной массы максимальной крупности.

Форма скрепера и точка закрепления тягового каната должны быть такими, чтобы скрепер не зарывался в почву или штабель и не приподнимался над плоскостью скольжения.

Детали скреперов должны быть рассчитаны на максимальную нагрузку, возникающую при наезде скрепера на препятствие, что может вызвать его остановку. Величину нагрузки в этом случае определяют исходя из предельного момента, развиваемого электродвигателем скреперной лебедки. Корпус скрепера и тяги рассчитывают на изгиб и растяжение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ К ТРЕТЬЕМУ РАЗДЕЛУ

1. Некоторые вопросы конструирования погрузочных машин непрерывного действия. «Горные машины», М., ЦИТИУгля, 1959, № 7, с. 83—92. Авт.: Б. А. Верклов, В. И. Крутилин.
2. О геометрии рабочего органа ковшовых погрузочных машин. «Разрушение и погрузка горных пород». Труды Новочеркасского политехнического института, т. 158. Новочеркасск, редакционно-издательский отдел НПИ, 1964, с. 79—89. Авт.: О. Д. Гагин, О. П. Иванов, В. Г. Силья и др.
3. Макашов В. Н., Сорокин Е. А. Погрузочная машина ПНБ-3К М., «Недра», 1971, 125 с.
4. Гурков К. С., Костылев А. Д., Креймер В. И. Короткие рудничные конвейеры. Новосибирск, «Наука», Сибирское отделение, 1970. 102 с.
5. Погрузочные машины для сыпучих и кусковых материалов. М., Машгиз, 1962, 282 с. Гурков К. С., Кальницкий Я. Б., Костылев А. Д. и др.
6. Погрузочная машина ППМ-4М. М., Госгортехиздат, 1963. 132 с. Гурков К. С., Костылев А. Д., Максимов В. А. и др.
7. Конвейеры шахтных погрузочных машин. Новосибирск, «Наука», Сибирское отделение, 1966. 113 с. Авт. Гурков К. С., Костылев А. Д., Креймер В. И. и др.
8. Домбровский Н. Г., Гальперин М. И. Землеройно-транспортные машины. М., «Машиностроение», 1965. 276 с.
9. Евневич А. В. Горные транспортные машины. М., «Недра», 1963. 467 с.
10. Исследование динамики ходовых трансмиссий ковшовых погрузочных машин. «Механизация и автоматизация в горной промышленности». Труды Новочеркасского политехнического института, т. 185. Новочеркасск, редакционно-издательский отдел НПИ, 1967, с. 19—23. Авт.: О. П. Иванов, С. И. Носенко.
11. Кальницкий Я. Б., Богорац М. И. Скреперные установки для подаваемых работ. М., Госгортехиздат, 1962. 183 с.
12. Погрузочная машина 1ПНБ-2. Копейский машзавод им. С. М. Кирова. Инструкция по эксплуатации, Челябинск, Южно-Уральский ЦНТИП, 1969. 80 с.
13. Влияние геометрии ковша на сопротивление черпанию, «Вопросы механизации погрузки скальных пород». Труды горно-геологического института ЗСФ АН СССР, вып. 19. Новосибирск, 1957, с. 55—72. Авт.: А. Д. Костылев.
14. Подземная погрузочно-транспортная машина ПДН-ЗД «Уктус». «Добычные, проходческие и погрузочно-транспортные машины». Серия «Угльное и горнорудное машиностроение», 2—69—21. М., НИИинформтяжмаш, 1969, с. 58—59. Авт.: Б. П. Лившиц, П. А. Коряков, Ю. Н. Павлов.
15. Лисовик П. К., Огибенин Б. П. Горные машины для открытых горных работ. М., «Недра», 1970. 319 с.
17. Макашов В. Н., Полуянский С. А. Зарубежные шахтные погрузочные машины. Серия «Угльное и горнорудное машиностроение», 2—67—27. М., НИИинформтяжмаш, 1968, 83 с.
17. О определении геометрических размеров рабочих органов барабанно-лопастного типа. «Вопросы рудничного транспорта». Сборник статей, вып. 11, М., «Недра», 1970, с. 341—348. Авт.: В. Н. Макашов.
18. Макашов В. Н. Погрузочные машины непрерывного действия. Серия «Угльное и горнорудное машиностроение», 2—67—25. М., НИИинформтяжмаш, 1968, 85 с.
19. Мариан И. Д. Требования к исполнительному органу погрузочных машин с загребаящими лапами. «Горное оборудование». Труды института Гипроникель, вып. 2. Л., 1958, с. 133—161.
20. Мальцев А. М. Выбор основных параметров шахтных погрузочно-доставочных машин в зависимости от горнотехнических факторов. «Горные машины». Сб. трудов института НИПИгормаш, вып. 4. Свердловск, 1965, с. 174—178.
21. Мальцев А. М. Ряд типоразмеров и классификация погрузочно-

доставочных машин. «Горные машины». Сб. трудов института НИПИГормаш, вып. 4 Свердловск, 1965, с. 169—173.

22. М а м а е в Г. Н. Погрузочно-доставочные машины (по данным фирменных каталогов). — «Горный журнал», 1966, № 4, с. 77—78.

23. Н а н а е в а Г. Г., Н а н а е в А. И. Горные машины для добычи руд. М., «Недра», 1970, 254 с.

24. П о л у я н с к и й С. А. Исследование динамики рабочего органа погрузочной машины ЭПМ-1. «Вопросы рудничного транспорта». Сборник статей, вып. 5. М., Госгортехиздат, 1961, с. 406—420.

25. Р о д и о н о в Г. В. О методике определения основных технических параметров ковшовых породопогрузочных машин. «Горные машины», М., ЦИТИУгля, 1958, № 3, с. 39—51.

26. Р о д и о н о в Г. В., М и х и р е в П. А. Основные закономерности при взаимодействии ковша со штабелем насыпного груза. «Вопросы механизации погрузки скальных пород». Труды горно-геологического института ЗСФ АН СССР, вып. 18, Новосибирск, 1957, с. 7—18.

27. Р ы с е в Г. С. Шахтные погрузочно-доставочные машины. «Горный журнал», 1967, № 10, с. 54—57.

28. Р ы с е в Г. С., Я н к е л е в и ч М. Д., Ф е л ь д ш е р о в В. И. Погрузочно-доставочные машины с рабочими органами новых принципов действия. «Горные машины». Сборник трудов института НИПИГормаш, вып. 4. Свердловск, 1965, с. 179—183.

29. С е м к о Б. П. Кинематика и динамика процесса внедрения ковша породопогрузочной машины в штабель породы. «Вопросы рудничного транспорта». Сборник статей, вып. 3. М., Госгортехиздат, 1959, с. 379—389.

30. С и л ь н я В. Г., И в а н о в О. П., Г о н т а р ь Н. В. Испытания приспособлений для работы ковшовых погрузочных машин в наклонных выработках. Труды Новочеркасского политехнического института, том 130. Новочеркасск, редакционно-издательский отдел НИИ, 1961, с. 65—77.

31. П о г р у з о ч н о - д о с т а в о ч н а я машина 1ПДН-2. — «Шахтное строительство», 1964, № 2, с. 19—21. Авт.: Е. К. Симонов, Б. В. Меняев, Г. С. Рысев и др.

32. С о л о в ь е в А. А. Исследование погрузочного органа, работающего по принципу нагребания. Труды Харьковского горного института, том V. Харьков, 1958, с. 132—149.

33. Э к с п е р и м е н т а л ь н ы е исследования нагрузок в трансмиссии рабочего органа с одним приводным двигателем погрузочных машин бокового захвата. «Исследования погрузочных машин, транспортных установок и вопросы их расчета». Труды Новочеркасского политехнического института, том 214. Новочеркасск, 1970, с. 12—17. Авт.: В. А. Турушин, Г. Ш. Хазанович, Е. А. Крисаченко и др.

34. Д о р о ж н ы е машины. М.—Л., «Машиностроение», 1968, 415 с. Хархута Н. Я., Капустин М. И., Семенов В. П. и др.

35. Х а з а н о в и ч Г. Ш., И в а н о в О. П. Определение потерь энергии и выбор мощности ходового асинхронного двигателя ковшовой погрузочной машины. «Вопросы рудничного транспорта». М., «Недра», 1965, с. 287—297.

36. Щ е р б а к о в В. А., И в а н о в О. П. Динамика механизма подъема ковша на крутящейся рукояти погрузочных машин при инерционной выгрузке материала. «Механизация и автоматизация в горной промышленности». Труды Новочеркасского политехнического института, т. 185. Новочеркасск, редакционно-издательский отдел НИИ, 1967, с. 24—30.

37. Щ е р б а к о в В. А., Х а з а н о в и ч Г. Ш. К вопросу устойчивости погрузочных машин с катящейся рукоятью при разгрузке ковша. «Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых». Новосибирск, 1968, № 5, с. 72—77.

38. Т и м о ф е е в И. П. «Результаты экспериментальных исследований вибробункеризации насыпных грузов», труды «Гипроникель», вып. 20, Л., 1964.

39. Т и м о ф е е в И. П., В а р с а н о ф е в В. Д. Методика расчета основных технических параметров вибробункерпоезда с гидроприводом. Труды Гипроникеля, вып. 28, Л., 1966.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рост производительности горных предприятий и концентрация горных работ требуют существенных качественных изменений в оборудовании рудничного транспорта не только в отношении повышения производительности, надежности, числа выполняемых механизированных и автоматизированных операций, но и в отношении расширения области применения комплексной механизации в более сложных горно-геологических условиях.

Разнообразие условий применения вызвало многотипность применяемого и спроектированного оборудования рудничного транспорта. Это усложняет работу заводов и организацию эксплуатации машин. Поэтому возникла необходимость унификации, уменьшения числа типоразмеров горных транспортных машин, снятия с производства морально устаревших горнотранспортных машин и машин с низким техническим уровнем, в ряде случаев дублирующих друг друга. Одновременно должны быть ускорены темпы модернизации существующих, создания и серийного производства новых, более совершенных машин.

Необходимо повысить прочность машин, особенно при действии динамических нагрузок и нагрузок в переходных режимах за счет улучшения их основных параметров и широкого применения предохранительных и демпфирующих устройств.

Качество выпускаемых машин должно быть повышено путем увеличения их надежности и долговечности и строгого соответствия ГОСТам, а также в результате облегчения обслуживания и ремонта. Последнему будет содействовать, в частности, переход к организации специализированного изготовления узлов и деталей (блоков) на предприятиях горного транспортного машиностроения.

В ближайшие годы в угольной промышленности средняя добыча из одного очистного забоя будет доведена до 900—950 т/сутки.

При осуществлении мер по повышению надежности элементов выемочных комплексов, в частности скребковых конвейеров, следует обратить особое внимание на скребковые цепи, вызывающие 55—68% всех отказов комплексов. Уже в ближайшие годы целесообразно перейти на плосковерхие приводы скребковых конвейеров с электрическими, а для тонких пластов — с гидравлическими приводами. Большое значение имеет организация выпуска конвейеров с цепями,

вынесенными из направляющих, что позволит увеличить калибр цепей и снизить их износ.

Необходимо произвести оснащение выемочных комплексов механизированными крепями сопряжений, обеспечивающими вынос приводных станций конвейеров на штрек и работу комбайнов без шин.

Среднее время восстановления забойных передвижных конвейеров составляет 20—35 мин, а коэффициент готовности — 0,77—0,83. Эти показатели надежности требуют существенного улучшения. Ресурс долговечности передвижных забойных конвейеров будет увеличен в несколько раз и доведен до 600 тыс. т угля, а производительность — до 3—4 тыс. т в сутки.

Расширение конвейеризации транспорта является одним из важных направлений перевооружения горных предприятий. Как показывают статистические данные, в тех бассейнах, в которых выше уровень конвейеризации, — выше производительность труда и ниже травматизм. В связи с этим во всех проектах новых и реконструируемых угольных шахт предусматривают конвейеризацию подземного транспорта, как правило, на выемочных полях с комплексно-механизированными очистными забоями, а в благоприятных условиях — до околостольного двора.

На предприятиях Министерства угольной промышленности СССР к 1975 г. уровень конвейеризации транспорта по горизонтальным выработкам будет доведен до 20—25%, а по наклонным — до 40—45%.

Магистральные ленточные конвейеры требуют увеличения их ремонтпригодности; время их восстановления должно составлять не более 15—20 мин. Для этого необходимо создать блочные конструкции, отличающиеся повышенной надежностью и резервами модернизации.

В настоящее время на большинстве штреков и уклонов установлены 2—5 последовательно работающих конвейеров, что снижает эффективность конвейеризации. Поэтому одной из первоочередных задач является создание конструкций, обеспечивающих бесперегрузочное транспортирование в выработках большой протяженности.

Создание бесперегрузочного транспортирования ленточными конвейерами на расстоянии 4—5 км является актуальным и для открытых горных разработок. Это будет достигнуто не только повышением прочности тяговых органов и мощности приводов (достигающей для конвейеров открытых разработок 5000 кВт), но и созданием конвейеров с промежуточными приводными станциями.

Одной из актуальных задач являются разработка и внедрение гидрообъемного привода для мощных ленточных конвейеров, что позволит повысить их эксплуатационные показатели.

Производительность мощных конвейеров на открытых разработках достигает 20 000 м³/ч. Производительность целесообразно повышать не столько за счет увеличения ширины ленты, сколько за счет увеличения рабочих скоростей.

Сложной задачей, требующей незамедлительного решения для рудных шахт и открытых горных разработок, является создание специальных конвейеров (ленточных и пластинчатых) для крупнокусковых абразивных и, в частности, скальных горных пород.

Необходимо освоить серийный выпуск телескопических ленточных конвейеров, допускающих возможность простого и быстрого изменения их длины без изменения длины ленты. Эти конвейеры найдут широкое применение для горнопроходческих работ и заменят штрековые загрузочные скребковые конвейеры. Актуальной задачей также является создание ленточных конвейеров для повышенных углов наклона и расширения производства конвейеров для транспортирования людей.

«Узким местом» конвейеризации являются криволинейные штреки, характерные для многих бассейнов. Предназначенные для этих выработок изгибающиеся пластинчатые конвейеры требуют дальнейшего совершенствования, а объем их выпуска должен быть увеличен.

Тенденция повышения грузоподъемности вагонеток (с преимущественным применением вагонеток, саморазгружающихся через дно), увеличения веса локомотива и весовых норм поездов вполне себя оправдала. Но, наряду с дальнейшим развитием этой тенденции, в частности расширением производства электровозов со сцепным весом 20—28 тс и более, следует достигать увеличения производительности локомотивов путем увеличения их рабочих скоростей. Это вызывает необходимость принятия действенных мер по повышению безопасности движения. Особое внимание следует обратить на повышение эффективности противобуксовочных и тормозных средств.

Увеличение глубины шахт сопровождается повышением опасности среды, в которой работают электровозы. Общее расширение объема их выпуска будет сопровождаться увеличением значения аккумуляторных электровозов и уменьшением контактных. В связи с этим необходимо резко усилить работы по повышению степени взрывозащищенности электрооборудования, в частности аккумуляторных батарей, при одновременном повышении их емкости и напряжения. Прогрессивным следует считать секционирование электровозов и перевод их на безреостатные системы управления.

Существенным достижением является организация серийного выпуска рудничных дизелевозов, имеющих высокую автономность и безопасность, со сцепным весом до 20 тс.

На шахтах цветной металлургии получает распространение транспорт на пневмоколесном ходу, особенно большегрузные самоходные вагоны. Эти вагоны, а также монорельсовые и моноканатные подвесные дороги будут значительно шире, чем в настоящее время, использованы и на угольных шахтах в качестве новых средств вспомогательного транспорта, в том числе и транспорта людей, что дает ряд технических и экономических преимуществ.

Уровень механизации погрузки угля и породы при проведении подготовительных выработок к 1975 г. на угольных шах-

тах будет доведен до 73—75%. Для этого наряду с горнопроходческими комбайнами будет расширено производство и погрузочных машин, особенно непрерывного действия с нагребными лапами. Их количество будет доведено до 50—60% парка всех погрузочных машин. Одновременно в 1,3—1,5 раза возрастает объем выпуска погрузочных машин с боковым захватом типа 1ПНБ-2 и 2ПНБ-2 взамен ковшовых машин с прямой и ступенчатой погрузкой. Для проведения уклонов с углами до 18° уже в настоящее время и в ближайшие годы следует ориентироваться на погрузочную машину ППМ-4у, а при больших углах — на скреперные установки.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

- Автомат поворота 375
- Автоматический кабелеукладчик 104
- Аккумуляторная батарея 306, 356, 263
- Амортизаторы локомотивов 319, 328, 331
 - буферные 319
 - рессорные 331
 - гидравлические 335
 - фрикционные 335

Б

- Балансир 203
- Бандаж колеса 325
- Барабаны
 - кабельный 264
 - конструктивные типы 130, 137, 138
 - лебедки 268, 269, 270, 271
 - обечайка 137, 270, 271
 - основные параметры 135, 136, 270
 - приводные 130, 135, 136
- Башмаки опорные 300
 - сетевые 300
- Бельтинг 41
- Бортовая схема привода 204
- Бортовой фрикцион 387
- Бункер-конвейер 418
- Бункер аккумуляторный 418, 421
- Бункер-кузов 262
 - поезд 429
 - опрокидной 418
 - самоходный 163
- Бунса 331
- Буфер жесткий 320, 241
 - мягкий 320, 241
 - полужесткий 320, 241, 319, 242

В

- Вагонетка головная 253, 261
 - грузовая 235, 236
 - дизель-электрическая 263
 - людская 235
 - кабельная электрическая 263
 - саморазгружающаяся 235
 - самоходная 261
 - с глухим кузовом 235
 - с глухим опрокидным кузовом 235, 238
 - с опрокидным кузовом 235, 242
 - с откидным днищем 235
- Ведущий диск 404
- Верхний захват 418
- Вес состава 253
 - сцепной 347
 - сцепной локомотива 263, 347
- Вибрационная бункеризация 421, 426
- Вибролоток 422, 427
- Вилка включающая 253, 255
- Внедрение погрузочной машины 364, 367
- Внезапное стопорение лапы 408
- Воздуховоз 306
- Воронка разгрузочная 161, 162
- Выдвижная разгрузочная головка 92
- Выпрямительная подстанция 264
- Высота штабеля 426

Г

- Гайка корончатая 245
- Гидравлические цилиндры передвижки 110, 111

- Гидропульсатор 423
- Гидротрансформатор 264
- Гидроцилиндр 262, 263
- Гирозов 306, 311, 350
- Головка рельса 237
- Графики нагрузки 443
- Грузоподъемность 238, 253, 289

Д

- Двигатель асинхронный 264
 - бортовой 263
 - гидравлический 262
 - дизельный 314
 - многоскоростной 264
 - серийный 264
 - тяговый 346, 263
 - ходовой 349, 263
- Диаграммы нагрузки забойных конвейеров 97
- Диаметр каната 297, 298
- Дизелевоз 313, 349, 356
- Днище 235, 238, 250, 251
- Долговечность работы рештаков 107
 - расчетная 249
- Дорожки моноканатные 288
 - монорельсовые 288

Ж

- Жесткая база локомотива 310, 321, 236, 237, 245
- Жесткость буферно-сцепного устройства 320
 - кузова 252
 - рессор 333

З

- Заклинивание тягового органа 23
- Захват 255
- Защелка 255
- Звездочка приводная 262
- Зиги 250
- Золотник регулятора давления 180
 - рулевого управления 264

И

- Изгибающий момент статический 321, 329
 - — оси колесной пары 329
 - — рамы локомотива 321

К

- Кабелеукладчик 104
- Кабельные краны 287
- Кабина 307, 353
- Канат тормозной 256, 261
 - тяговый 235, 253
- Канатный ступ конструкция 148, 149
 - — основные параметры 151, 152
- Каретка тормозная 253, 254, 255, 261
- Каток 251
- Клапан предохранительный 277
- Клиновое коромысло 255, 256
- Клиновое колесо 359
- Ковш-бункер 418
- Колесная колея 237, 238
- Колесная пара локомотива 324

Колесный скребковый перегружатель 85

- Колесо заднее 264
- закрытой конструкции 245, 247
- направляющее 264
- переднее 264
- поворотное 264
- приводное 264
- рулевое 264
- ходовое 264, 324

Колодка тормоза 274, 283, 337

Кольцо лабиринтное 245

Компенсатор высоты 235

Конвейеры аккумуляторные

- забойные 83, 124
- ленточные 120
- опорные конструкции 148, 153
- передвижные 124, 125
- скребковый 83

Конструкции приводных станций 128, 131

Концевые станции 302

Копирная линейка 257, 261

Коэффициент динамичности 245

- жесткости рессорный 334
- использования габаритного объема 235, 238, 249
- неравномерности 248
- поперечной устойчивости 238
- приведения 249
- тары 235, 238
- температурный 249
- устойчивости 235, 238

Кран 279

Кузов глухой неопрокидной 235, 238

- глухой опрокидной 235, 239, 252
- опрокидной с откидной боковой стенкой 235, 252
- с откидным днищем 235

Кулаки крючкообразные 186

— стопорные 255

— управляемые 186

Кулиса 369

Л

Лебедка 264

- Ленты брекера 41
- каркас 41
- морозостойкие 42
- негорючие 42
- обкладки 41
- прокладки 41
- резинокросовые 43

М

Магнитный блок 191

Маслостанция 264

Машина подъемная 264

— прямой погрузки 371, 395

— ступенчатой 371, 395

Механизм возврата 255

— уравнивательный 171

Момент восстанавливающий 235, 237

— опрокидывающий 235, 237

Монорельс 288

Муфты гидродинамические 65

- зубчатые 265
- классификация 65
- соединительные (переходные) 298
- требования 64
- управляемые 64
- фрикционные 65
- электромагнитные 67

Н

Набегание вагонеток 273

Нагрузка вертикальная 248

Нагрузка динамическая 245

— осевая 248

— продольная 248

— радиальная 248

— распределенная 248

— результирующая 249

Натяжение докритического 15

— закритическое 15

— максимальное 126

— промежуточной ветви 140

Натяжное устройство автоматически регулируемое 165, 167, 170

— — бездвигательное 170

— — гидравлическое 167, 168

— — грузовое 166

— — жесткое 165

О

Обвязка 250

Обратная связь 263

Ограничитель глубины внедрения упоров 255

— скорости 253, 261

Оксидно-бариевые магниты 191

Опоры железобетонные 300

— металлические 300

Откатка 264

П

Палец 253, 255

Педали управления 263

Период собственных колебаний 14

— внешнего возмущения 19

Питатель длины 159

— мощность 160

Пластинчатое полотно 192

Поворотная платформа 375

Погрузочно-бункерующий орган 421

Подвески 388

Подъем 265

Полка 239

Полосник магнитного блока 191

Поршень 275

Приборы сцепные 238

— сцепные 235, 238

— ударные (буферные) 319, 235, 238

Привод гироскопический 350

— групповой 402

— гусеничный 179

— двухбарабанный 129, 132, 140

— дизель-электрический 263

— дифференциальный 141

— индивидуальный 387, 402

— лебедки 284

— однобарабанный 129, 135

— плосковерхий 98

— промежуточный 142, 143, 178

— пневматический 88

— тормоза 276

— укороченный 93

— электрический 263, 347

— электромеханический 88

Приводные блоки 94

Приводные станции 88, 92, 128, 131

Пружина приводная 253, 255

— тормоза 275

Пружинные штифты 201

Путь торможения 253

— рельсовый 235

Пята сферическая 245

Р

Рабочая жидкость 264

Рабочий орган ковшовый 370

Рабочий орган барабанно-лопастный 397
 — — гребковый 370
 — — грейферный 370
 — — многоковшовый 397
 — — роторный 397
 — — с нагребующими лапами 398
 Радиус закругления 237, 261
 Радиус изгиба трассы 202
 Развеска узлов локомотива 320
 Разгрузка ковша боковая 372
 Разгрузочные кривые 251
 Рама 235, 238, 239, 240, 245, 315
 Расстояние между осями колесных пар локомотива 321
 Расчет на динамическую прочность колесных пар локомотива 329
 — — — рамы локомотива 323
 Расштыбовщик 85
 Реборда 271, 248
 Регулятор давления 281
 Редуктор конический 264
 — планетарный 264
 — планетарно-фрикционный 385
 — ходовой 264
 — червячный 264
 Резцы 255
 Рельс 235, 237, 245
 Рессоры двойные 333
 — листовые 333
 — пружинные 333
 Решетчатый став 100
 Ролики 252
 — конструктивные типы 153, 154
 — направляющие 302
 — поддерживающие 154, 302
 — подшипниковые узлы 154
 — требования к конструкции 153
 — ходовые 198
 Роликовые остановы 71
 Роликоопоры амортизирующие 163, 164
 — поддерживающие 153
 — центрирующие 155, 157
 Рукоять 253

С

Самоходный передвижник 115
 Светильники 85, 104
 Сектор 239, 252
 Секции 93, 100
 — линейные 145, 147
 — переходные 93
 — инерции 235
 — осевая 248
 — равнодействующая 237
 — центробежная 237
 Сила тяги предельная 347
 Система гидравлическая 341
 — парашютная 241, 253
 — тормозная 337, 253
 Снат 239, 245, 247, 248
 Скольжение упругое 363
 — избыточное 363
 Скоростемер 268
 Скребковые конвейеры для печей и про-
 сексов 85, 86
 — — забойные 83, 84
 — — короткие 83
 — — переносные 84
 — — передвижные 85
 Сопряжение пластин 195
 Спаривание локомотивов 310
 Сталь низколегированная 238
 Ступица 245, 255
 Стыковка лент 44
 Сухарь 261
 Схемы приводов 348
 — расположения электрооборудования 121

Схемы сборки конвейера 87
 — управления линией конвейеров 87
 Щелка автоматическая 242, 243
 — вращающаяся 242
 — крюковая 242
 Съёмные борта 102, 103

Т

Тахограф 268
 Тележка ходовая 246
 Ткань уточно-шнуровая 41
 Толкатель 235
 Тормоз барабанный колодочный 263
 — дисковый 263
 — дифференциальный 73
 — колодочный 75, 274
 — лебедки 265, 272, 273, 283
 — ленточный 263, 305
 — одноколпчатый 253
 — рабочий 263, 305
 Тормозная система локомотива гидравли-
 ческая 341
 — — — механическая 337
 — — — пневматическая 340
 — — — электрическая-реостатная 337
 — — — электромагнитная 344
 Транспорт самоходный 262
 — самоходный пневмоколесный 262
 Трасса конвейера 197
 Тяга рулевая 263
 Тяговая способность привода 359
 Тяговое усилие двухбарабанного привода 139
 — — магнитного приводного барабана 139
 — — привода с прижимным роликом 141

У

Уклон 235
 Уплотнения войлочное 245
 — поропластовое 245
 Управление гирвозом 357
 — дизелевозом 356
 — ручное 395, 430
 — электровозом 353
 — дистанционное 395, 430
 Упор подвагонный 235, 239
 Уравнение волновое 13
 Уровень головки рельса 237
 Усилие напорное 359, 367
 Установка дизель-генераторная 264
 Устойчивость вагонетки 235
 — поперечная 235, 237, 238
 — продольная 235, 237
 — против схода с рельсов 235
 Устройство автоматическое скрепной
 лебедки 438
 — амортизационное 242
 — блокировочное 253
 — гидравлическое следящее 264
 — загрузочные 158, 163
 — канатно-амортизационные 261
 — парашютные 253
 — перегрузочное 161
 — стопорное 253
 — токоёмное 264

Ф

Фильтр 277
 Фланкирование зубьев 179
 Фронт погрузки 370, 422

Фундамент лебедки 265
Футеровка барабанов 135, 136

Ж

Ход натяжного барабана 170
Ходовой движитель гусеничный 360
— — колесно-рельсовый 360
— — пневмошинный 360

Ц

Центр тяжести 235, 237, 238, 249
Цепи круглозвенные 58
— центрально сближенные 107
— пластинчатые 52
— предельные состояния 51
— разборные 54
— расчет на усталость 60
— траковые 85, 104
— требования 52
— тяговые 85
Цепной тяговый орган 107

Ч

Чугун_модифицированный 245

Ш

Шаг роликов 199
Шарнирное звено 253
Шасси 263
Ширина колесной колеи 237
Ширина тягового органа 102
Шип 252
Шток 275

Щ

Щит отбойный 161, 162

Э

Электровозы аккумуляторные 306, 310
— высокочастотные 310
— контактные 309
— промышленной частоты 310
Электродвигатель лебедки 265, 284
Электрооборудование конвейера 121, 124

Я

Якорь электромагнита 277, 280

О Г Л А В Л Е Н И Е

Предисловие	3
Введение	5
Р а з д е л п е р в ы й	
Конвейеры	
Г л а в а I. Динамика работы конвейеров с тяговым органом	10
§ 1. Динамика установившегося движения	10
§ 2. Динамика процесса резкого торможения	23
§ 3. Динамика процесса пуска	34
Г л а в а II. Общие элементы конвейеров	41
§ 1. Тяговые грузонесущие ленты	41
§ 2. Тяговые цепи	51
§ 3. Звездочки тяговых цепей	63
§ 4. Соединительные муфты	64
§ 5. Стопоры и ловители	71
§ 6. Устройства для очистки грузонесущего органа	80
Г л а в а III. Скребокковые конвейеры	83
§ 1. Конструктивное исполнение и основные параметры	83
§ 2. Приводные станции	88
§ 3. Рештачные ставы	100
§ 4. Натяжные устройства	116
Г л а в а IV. Ленточные конвейеры	120
§ 1. Конструктивное исполнение и основные параметры	120
§ 2. Приводные станции	128
§ 3. Ставы ленточных конвейеров	144
§ 4. Загрузочные устройства	158
§ 5. Натяжные станции	165
Г л а в а V. Пластинчатые конвейеры	171
§ 1. Конструктивное исполнение и основные параметры	171
§ 2. Приводные станции	174
§ 3. Пластинчатое полотно	192
§ 4. Опорные рамы	200
§ 5. Натяжные станции	203
Список литературы к разделу первому	206

Раздел второй

Оборудование колесного транспорта

Глава VI, Динамика работы поезда	208
§ 1. Крутильные колебания ведущих колесных пар рудничных электровозов	208
§ 2. Продольные колебания поезда при локомотивной откатке	221
§ 3. Продольные колебания состава при канатной откатке	233
Глава VII, Вагонетки	235
§ 1. Конструктивное исполнение и основные параметры	235
§ 2. Рама, ударные, сцепные и прицепные приборы	238
§ 3. Ходовая часть и система рессорного подвешивания	245
§ 4. Кузов	249
§ 5. Тормозная и парашютная системы	253
§ 6. Самоходные вагоны	261
Глава VIII, Барабанные лебедки канатных откаток	264
§ 1. Конструктивное исполнение и основные параметры	264
§ 2. Узел сборки главного вала	270
§ 3. Тормозные устройства	272
§ 4. Привод	284
Глава IX, Подвесные канатные дороги	287
§ 1. Конструктивное исполнение и основные параметры	287
§ 2. Вагонетки	289
§ 3. Средняя часть	298
§ 4. Концевые станции	302
Глава X, Локомотивы	306
§ 1. Конструктивное исполнение и основные параметры	306
§ 2. Рама, ударные и сцепные приборы	315
§ 3. Ходовая часть и система рессорного подвешивания	324
§ 4. Тормозная и песочная системы	337
§ 5. Привод и система управления	346
Список литературы к разделу второму	357

Раздел третий

Погрузочные и погрузочно-транспортные машины

Глава XI, Динамика погрузочных машин	359
§ 1. Ходовые движители	359
§ 2. Разгон и торможение погрузочной машины	361
§ 3. Динамика внедрения погрузочной машины	364
§ 4. Устойчивость машин при ходовых перемещениях	367
Глава XII, Машины периодического действия	370
§ 1. Конструктивное исполнение и основные параметры	370
§ 2. Конструкция и параметры ковшей	373
§ 3. Механизмы захвата и переноса груза	375
§ 4. Механизмы передвижения	383
§ 5. Динамика ходовых трансмиссий	389
§ 6. Устройства управления	395
Глава XIII, Погрузочные машины непрерывного действия	397
§ 1. Конструктивное исполнение и основные параметры	397
§ 2. Конструкция и расчет рабочих органов	402

