

1р-104

ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

В.А.Дьяков

ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ ОТКРЫТЫХ РАЗРАБОТОК

ВЫСШЕЕ
ОБРАЗОВАНИЕ

В.А.ДЬЯКОВ

Б22.6

4-93

ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ ОТКРЫТЫХ РАЗРАБОТОК

194761
Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебника для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Горные машины и комплексы»



МОСКВА "НЕДРА" 1986

л
о
а
ге
ост
ан
ны
т
л
ор
фра
фс
в
не
в
ам
сфе

Дьяков В. А. Транспортные машины и комплексы открытых разработок.: Учебник для вузов — М.: Недра, 1986. — 344 с.

Изложены основы теории, расчета и выбора транспортных машин и комплексов, используемых при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом. Приведены конструкции и основные технические характеристики современного транспортного оборудования для карьеров. Рассмотрены принцип действия и устройство узлов транспортных машин. Даны сведения по эффективной и безопасной эксплуатации транспортного оборудования и определению технико-экономических показателей его работы. Освещены направления совершенствования существующих и создания новых видов транспорта.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Горные машины». Табл. 24, ил. 150, список лит. — 9 назв.

Рецензенты: кафедра рудничного транспорта Криворожского горно-рудного института, А. А. Кулешов, д-р техн. наук (Ленинградский горный институт)

УЧЕБНИК

Владимир Алексеевич Дьяков

ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ ОТКРЫТЫХ РАЗРАБОТОК

Редактор издательства Е. И. Кит
Художественный редактор О. Н. Зайцева
Технические редакторы А. В. Трофимов, Л. Н. Шиманова
Корректор Н. А. Громова

ИБ № 5992

Сдано в набор 02.06.86. Подписано в печать 14.08.86. Т-14356. Формат 60×90^{1/8}. Бумага книжно-журнальная. Гарнитура Литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 21,5. Усл. кр.-отт. 21,5. Уч.-изд. л. 23,08. Тираж 4800 экз. Заказ 335/297—10. Цена 1 р. 10 к.

Ордена «Знак Почета» издательство «Недра», 103633, Москва, Третьяковский проезд, 1/19.

Московская типография № 11 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 113105, Москва, Нагатинская ул., д. 1.

Д 2501000000—376
043(01)—86 213—86

© Издательство «Недра», 1986

«Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года» предусмотрено опережающими темпами развивать добычу полезных ископаемых наиболее эффективным открытым способом на основе широкого внедрения прогрессивной технологии и горно-транспортного оборудования большой единичной мощности.

Транспортные машины, используемые при разработке месторождений открытым способом, характеризуются весьма высокими техническими параметрами. Например, самые высокопроизводительные конвейеры (до 30 000 т/ч), самые большегрузные автосамосвалы (до 318 т) созданы для работы в карьерах, а тяговые агрегаты для карьерного железнодорожного транспорта могут перемещать составы полезной грузоподъемностью более 1000 т. Наблюдается дальнейший рост параметров карьерных транспортных машин.

Подобная мощная техника должна обладать высокой надежностью, так как выход из строя хотя бы одного транспортного звена приводит к большим потерям при добыче полезного ископаемого. Надежность же транспортного оборудования зависит не только от качества его изготовления, но и от соответствия характеристик машин имеющимся горно-техническим условиям, а также качества обслуживания техники в процессе эксплуатации.

Необходимые для этого знания студенты должны получить при изучении дисциплины «Транспортные машины и комплексы открытых разработок», которая входит в число основных специальных дисциплин учебного комплекса по подготовке горных инженеров-механиков. Задача этой дисциплины — дать студентам знания по основам теории транспортных машин и комплексов, эксплуатируемых на карьерах, изучить принцип действия и устройства транспортных машин различных типов, обучить методам расчета их параметров с учетом условий эксплуатации, правилам безопасности и охраны труда на карьерном транспорте и способам оценки технико-экономической эффективности различных видов транспорта.

Транспортом принято называть совокупность машин, механизмов и оборудования, необходимых для перемещения (транспортирования) различных грузов.

Транспортирование — один из основных процессов горного производства, на долю которого приходится от 40 до 70% всех затрат, связанных с добычей полезного ископаемого открытым способом. На транспорте занято около 40—45% списочного состава рабочих. Капитальные затраты на транспорте на некоторых карьерах достигают 35—40% общих капитальных затрат. Этим объясняется большое внимание, которое Коммунистическая партия и правительство СССР уделяют развитию и совершенствованию транспорта.

Основы теории транспортных машин и комплексов базируются на знаниях физики, главным образом раздела механики, теории упругости, механики насыпных грузов и других фундаментальных наук.

Дисциплины, изучающие транспортные машины, используемые на горных предприятиях, уже давно вошли в учебные планы горных институтов и факультетов. Основоположителем курса по изучению транспорта на горных предприятиях был акад. А. М. Терпигорев, опубликовавший в 1901 г. книгу «Доставка». В годы советской власти отечественную школу в этой области возглавили член-кор. АН СССР А. О. Спиваковский и акад. АН УССР Н. С. Поляков, написавшие основные учебники по шахтному и карьерному транспорту.

Формирование курса «Транспортные машины и комплексы открытых разработок» принадлежит А. О. Спиваковскому*.

В настоящее время техническая литература по горным транспортным машинам весьма обширна. Широкую известность получили книги по карьерному транспорту д-ра техн. наук лауреата Государственной премии СССР М. Г. Потапова, д-ров, проф. Б. Н. Кузнецова, А. В. Андреева, Б. В. Фаддеева, М. В. Васильева и других ученых.

В развитие теории транспортных машин для горных предприятий внесли большой вклад такие крупные ученые, как д-ра техн. наук, проф. И. Г. Штокман, Г. И. Солод, Л. Г. Шахмейстер, А. В. Евневич, А. А. Ренгевич и многие другие.

* А. О. Спиваковский, М. Г. Потапов, А. В. Андреев. Транспортные машины и комплексы открытых разработок. М., Недра, 1968.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КАРЬЕРНОМ ТРАНСПОРТЕ, ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

1.1. ВИДЫ ТРАНСПОРТА, УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ ТРАНСПОРТА

Транспортные машины на карьерах используют для перемещения различных грузов. Грузы на карьерах подразделяются на основные и вспомогательные. К основным относят полезное ископаемое и вскрышные породы. К вспомогательным — оборудование, взрывчатые вещества и горюче-смазочные материалы, запасные части и др. Основным объемом грузоперевозки приходится на вскрышные породы и полезное ископаемое.

Для перевозки основных грузов на карьерах наибольшее распространение получили три вида транспорта: железнодорожный, автомобильный и конвейерный. Кроме того, применяют гидравлический транспорт, транспорт канатными подвесными дорогами, при помощи скиповых подъемных установок, иногда используют кабель-краны. К транспортным установкам относятся также питатели, дозаторы, затворы, используемые в транспортных комплексах для механизации погрузочных, перегрузочных и разгрузочных работ.

Для перевозки вспомогательных грузов обычно используют автомобильный, реже железнодорожный транспорт.

При проектировании карьеров стремятся применить один вид транспорта, так как при этом значительно упрощается его обслуживание. Однако это не всегда удается сделать для данного месторождения из-за горно-геологических условий и принятой технологии горных работ. Часто для транспортирования вскрышных пород используют один вид транспорта, а для полезного ископаемого — другой.

Горную массу на всем протяжении трассы можно перемещать одним видом транспорта или несколькими с перегрузкой с одного на другой. В последнем случае транспорт называют комбинированным. Наиболее распространены комбинации автомобильно-железнодорожного и автомобильно-конвейерного транспорта, при которых в карьере от экскаватора до перегрузочного пункта горную массу перевозят автосамосвалами, а подъем из карьера и дальнейшее транспортирование осуществляют железнодорожным транспортом или ленточными конвейерами.

Рациональный для конкретных условий вид транспорта или транспортного комплекса выбирают на основе технико-экономического анализа возможных вариантов. Из расчета и опытов установлена рациональная область применения основных видов транспорта.

Железнодорожный транспорт наиболее выгодно использовать на карьерах средней и большой производительности с объемом перевозок от 10 до 100 млн. т горной массы в год при расстояниях транспортирования от 3 до 12 км. Наилучшие технико-экономические показатели при применении железнодорожного транспорта достигаются при большом сроке службы карьера и глубине до 160 м. Достоинство железнодорожного транспорта — независимость эффективности его работы от климатических условий.

Автомобильный транспорт используют на карьерах с годовой производительностью от 5 до 10 млн. т горной массы при расстояниях транспортирования от 1,5 до 3 км и глубине карьера до 150 м. Применение автосамосвалов грузоподъемностью более 100 т также эффективно на карьерах с годовой производительностью до 70 млн. т горной массы. Автомобильный транспорт целесообразно использовать в районах с сухим климатом и малым количеством дождей.

Конвейерный транспорт применяют на карьерах с годовой производительностью более 30 млн. т горной массы при глубине карьера более 150 м и расстояниях транспортирования 2,5—3 км. При использовании конвейерного транспорта внутри и за пределами карьера длина конвейерных линий может достигать 10—20 км. Фактором, ограничивающим применение конвейерного транспорта, является крупность транспортируемого груза. Ленточные конвейеры не рекомендуется использовать для транспортирования грузов крупностью более 400 мм, так как при этом быстро изнашивается лента. Кроме того, конвейерный транспорт нерационально применять для перемещения сильно увлажненных рыхлых пород, налипающих и намерзающих на конвейерную ленту. При низких температурах эффективность конвейерного транспорта резко снижается.

Границы рассмотренных областей применения различных видов транспорта являются весьма ориентировочными, так как в определенных условиях по некоторым объективным причинам можно использовать только какой-либо определенный вид транспорта, хотя и не самый экономичный. Например, при сложной конфигурации карьера или селективной выемке полезного ископаемого целесообразно использовать только автомобильный транспорт.

1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ КАРЬЕРНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Транспортные машины принято классифицировать по принципу действия. Транспортные машины, перемещающие груз непрерывным потоком, называют машинами непрерывного действия. К ним относят конвейеры всех типов, гидротранспортные установки и т. д.

Транспортные машины, которые перемещают груз отдельными порциями, называют транспортными машинами цик-

личного действия. Транспортный цикл таких машин состоит из следующих операций: погрузки горной массы в транспортные сосуды, движения с грузом, разгрузки и движения без груза (порожняком) к месту погрузки. К машинам циклического действия относят локомотивосоставы, автомобили, скиповые подъемники и др.

Машины непрерывного действия наиболее эффективно использовать при поточном производстве, и с этой точки зрения они являются весьма перспективными. Основная их особенность — независимость производительности от расстояния транспортирования, в то время как у машин циклического действия продолжительность цикла, а следовательно, и производительность зависят (при прочих равных условиях) от длины трассы.

Существуют транспортные машины (например, кольцевые канатные дороги), которые перемещают груз в сосудах, непрерывно движущихся в одном направлении, но с некоторыми, примерно равными интервалами. Такие машины перемещают груз непрерывно, но отдельными порциями. Производительность машин такого типа не зависит от расстояния транспортирования, и поэтому их также можно отнести к машинам непрерывного действия.

К вспомогательному транспортному оборудованию относят машины, предназначенные для механизации маневровых работ, для загрузки и разгрузки вагонов и других вспомогательных транспортных операций, а также машины и механизмы, используемые для обслуживания и поддержания в рабочем состоянии железных и автомобильных дорог, конвейеров и т. д.

1.3. ВИДЫ И СВОЙСТВА ТРАНСПОРТИРУЕМЫХ ГРУЗОВ

Перевозимые на карьерах основные грузы, а также некоторые сыпучие материалы (цемент, песок и др.), необходимые для производства горных работ, относятся к насыпным грузам, а большинство вспомогательных грузов — к штучным.

Насыпные грузы, перевозимые в упаковке (в таре), также относятся к штучным грузам.

Насыпные грузы характеризуются плотностью, крупностью, углом естественного откоса и коэффициентом разрыхления.

Плотность — отношение массы груза к занимаемому им объему. Применительно к горным породам различают плотность в целике и плотность в разрыхленном виде (насыпная плотность). Отношение объема разрыхленной горной породы V к ее объему в целике V' при одинаковой массе называют коэффициентом разрыхления:

$$k_p = V/V' > 1, \quad (1.1)$$

так как для одной и той же массы груза справедливо соотношение

$$V\gamma = V'\gamma', \quad (1.2)$$

где γ и γ' — насыпная плотность разрыхленного груза и груза в целике соответственно, т/м³.

Используя выражения (1.1) и (1.2), получим

$$k_p = \gamma' / \gamma. \quad (1.3)$$

Коэффициент разрыхления в процессе перемещения горной массы не является величиной постоянной, так как зависит от многих факторов, воздействующих на транспортируемый груз. К таким факторам относятся способы разрыхления горных пород (буровзрывной или механический), погрузка горной массы на транспортную машину и, наконец, способ перемещения. Однако в расчетах пользуются некоторыми средними значениями коэффициента разрыхления, полученными из эксперимента (табл. 1.1).

При выборе параметров транспортных машин большое значение имеет крупность транспортируемого груза, которую характеризуют кусковатостью или гранулометрическим составом. Кусковатость определяют посредством замеров кусков по трем взаимно перпендикулярным направлениям, причем наибольший размер куска условно называют его длиной (a').

Если в грузе содержится менее 10% (по массе) кусков с длиной, изменяющейся от $a'_{\max}$ до $0,8 a'_{\max}$ ($a'_{\max}$ — длина

Таблица 1.1

Груз	Плотность в разрыхленном состоянии γ , т/м ³	Угол естественного откоса в покое ρ' , градус	Коэффициент разрыхления k_p	Коэффициент крепости f
Антрацит мелкокусковой, сухой	0,8—0,95	45	1,4	2,3
Уголь каменный мелкокусковой, сухой	0,65—0,8	30—45	1,4	2
Уголь бурый	0,85—1	27—30	1,3	2,5
Кокс среднекусковой	0,48—0,53	35—50	1,3	1,5
Торф кусковой, сухой	0,33—0,5	32—45	1,4	1,3
Руда железная мелко- и среднекусковая	2,1—3	30—50	1,4	16
Агломерат железной руды	1,7—2	45	1,4	15
Руда марганцевая	1,25—1,28	40	1,3	3
Известняк мелкокусковой	1,2—1,5	40—45	1,3	2,8
Углистая глина	1,2—1,3	27—30	1,6	2,8
Глина мергелистая	1,5	32—35	1,2	3,5
Глина плотная	1,6	32—35	1,2	4
Глина серая	1,9	38—40	1,2	4,5
Суглинки лёссовидные	1,6	35	1,2	4
Песок углистый	1,7—1,8	38—40	1,12	—
Песок влажный	1,9	30	1,1	—
Сланцы известковые и песчаные	1,9—2	40—45	1,6	4,8
Скальные породы	1,8—2	40—45	1,6	7,0—15

наибольшего куска), то кусок с длиной $0,8 a'_{\max}$ считают типичным. Если масса кусков с указанными размерами составляет более 10% от общей массы груза, то типичным считают кусок, длина которого равна $a'_{\max}$.

Массовая доля (%) кусков различной крупности в данном объеме горной массы называют гранулометрическим составом. По гранулометрическому составу различают рядовые грузы, у которых

$$a'_{\max} / a'_{\min} > 2,5,$$

и сортированные грузы, для которых характерно соотношение

$$a'_{\max} / a'_{\min} \leq 2,5,$$

где $a'_{\min}$ — длина наименьшего куска в транспортируемом грузе, мм.

Для сортированных грузов типичным считают кусок, длина которого $a'_{\text{ср}}$ равна среднеарифметическому значению максимальной и минимальной длин:

$$a'_{\text{ср}} = (a'_{\max} + a'_{\min}) / 2.$$

По крупности насыпные грузы разделяют на порошковые ($a' = 0,05 \div 0,5$ мм), пылевидные ($a' < 0,5$ мм), мелкозернистые ($a' = 0,5 \div 10$ мм), мелкокусковые ($a' = 10 \div 60$ мм), среднекусковые ($a' = 60 \div 160$ мм), крупнокусковые ($a' > 160$ мм).

После производства буровзрывных работ в горном массиве высокой или средней крепости насыпной груз, как правило, содержит куски различных размеров, иногда превышающих допустимую величину по условиям его дальнейшей переработки. Куски насыпного груза, не требующие дополнительного дробления для отправки потребителю, называют кондиционными. Обычно длина кондиционных кусков не превышает 400—600 мм. Куски больших размеров называют негабаритом. Если в насыпном грузе содержится большое число негабаритов, то такой груз принято называть особокрупнокусковым.

Углом естественного откоса насыпного груза называют угол между образующей конуса свободно насыпанного на горизонтальную поверхность груза и проекцией образующей на основание конуса. Различают угол естественного откоса в покое и в движении. Из-за вибрации, возникающей при движении машины, материал рассыпается до тех пор, пока силы внешнего воздействия не будут уравновешены силами трения между частицами груза. Угол естественного откоса в движении для большинства насыпных грузов составляет $(0,5 \div 0,7)$ угла естественного откоса в покое, т. е.

$$\rho = (0,5 - 0,7) \rho',$$

где ρ и ρ' — углы естественного откоса насыпного груза в движении и в покое соответственно.

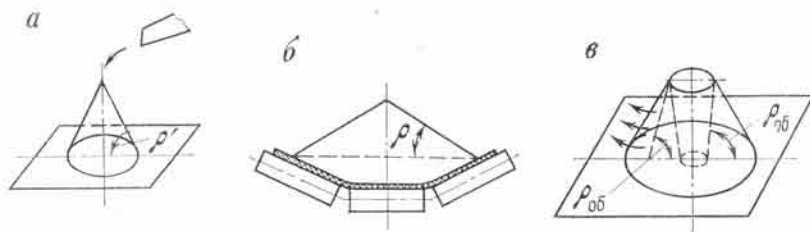


Рис. 1.1. Схемы к определению углов естественного откоса сыпного груза в покое ρ' (а), в движении ρ (б) и угла обрушения $\rho_{об}$ (в)

Различают также угол обрушения $\rho_{об}$ между образующей конического вывала сыпного груза при его обрушении в бункере и горизонтальной плоскостью (рис. 1.1).

Крепость пород оценивают коэффициентом крепости f по шкале М. М. Протодяконова

$$f = 10^{-7} \sigma_{вр},$$

где $\sigma_{вр}$ — временное сопротивление горной породы на сжатие, Па.

Чем выше крепость горных пород, тем большей плотностью они обладают.

Кроме перечисленных показателей насыпные грузы характеризуются влажностью, липкостью, слеживаемостью, абразивностью, склонностью к пылеобразованию в процессе транспортирования и к самовозгоранию и некоторыми другими показателями, которые учитывают при выборе транспортных машин.

Характеристики наиболее распространенных на горных предприятиях грузов приведены в табл. 1.1.

1.4. ТРАНСПОРТНЫЕ КОМПЛЕКСЫ

Транспортным комплексом называют управляемую систему транспортных машин, установок и вспомогательного оборудования (перегрузочные, погрузочные, разгрузочные устройства, средства диспетчеризации и автоматизации), предназначенную для перемещения насыпных грузов по определенной трассе в заданном направлении.

Выбор машин и оборудования, входящих в транспортный комплекс, зависит от типа погрузочной машины (обычно экскаватора), от характеристики груза и величины грузопотока, а также от ряда других факторов, которые будут рассмотрены далее.

Так, например, при разработке рыхлых пород экскаваторами непрерывного действия транспортные комплексы обычно состоят из нескольких последовательно установленных конвейеров, технологически связанных общим грузопотоком. Последним звеном

такого комплекса может быть отвалообразователь. Передачу грузопотока с одной машины на другую осуществляют при помощи различных перегружателей, перегрузочных тележек, самоходных бункеров и т. д., которые иногда образуют не только технологическую, но и кинематическую связь между стыкующимися машинами.

Наиболее сложные комплексы используют при обслуживании грузопотока одного направления различными видами транспортных машин. Например, широкое распространение при разработке скальных пород и руд получил комплекс, в состав которого входит автотранспорт, осуществляющий перевозку горной массы от одноковшового экскаватора до перегрузочного пункта на подъемный ленточный конвейер. Перегрузочный пункт включает в себя бункер, питатели, дробилку, конвейеры небольшой длины (3—5 м) для подбора просыпающегося при перегрузке мелкого материала. Подъемный конвейер передает горную массу на магистральный или отвальный конвейеры, а последний — на отвалообразователь.

В комплексе железнодорожного транспорта кроме подвижного состава входит оборудование для механизации погрузочных и разгрузочных работ: бункеры, маневровые устройства, опрокидыватели и т. д.

1.5. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Производительностью транспортной машины называют количество груза, прошедшее через любое неподвижное поперечное сечение грузонесущего органа за единицу времени. Существуют понятия мгновенной производительности, минутной, часовой, сменной, суточной и т. д.

Мгновенная производительность Q_m определяется из выражения

$$Q_m = \Delta G / \Delta t,$$

где ΔG — приращение груза за весьма малый промежуток времени Δt .

Другие понятия производительности соответствуют ее среднему значению за соответствующие промежутки времени. Количество груза измеряют либо в единицах объема (m^3), либо в единицах массы (т).

Производительность транспортных машин непрерывного действия определяют по формуле

$$Q = mv, \quad (1.4)$$

где m — масса груза, приходящаяся на 1 м длины грузонесущего органа транспортной машины; v — скорость движения грузонесущего органа.

В инженерных расчетах m имеет размерность кг/м, v — м/с, а Q — т/ч или м³/ч, поэтому выражение (1.4) принято записывать в следующем виде:

$$Q = 3,6mv, \quad (1.5)$$

или

$$V = 3600Fv, \quad (1.6)$$

где Q — производительность по массе, т/ч; V — производительность по объему, м³/ч; F — площадь поперечного сечения груза, находящегося на грузонесущем органе, м².

Умножив правую и левую части выражения (1.6) на насыпную плотность γ (т/м³) и сравнив полученное выражение с (1.5), получим соотношение, выражающее связь производительности по массе с производительностью по объему:

$$Q = V\gamma. \quad (1.7)$$

Если груз перемещают транспортной машиной непрерывно в одном направлении в сосудах, расположенных через одинаковые интервалы (например, подвесными канатными дорогами кольцевого типа), то груз можно считать распределенным по длине тягового органа:

$$m_y = 1000i\gamma/a, \quad (1.8)$$

где m_y — условная масса, отнесенная к 1 м длины трассы, кг/м; i — вместимость транспортного сосуда, м³; a — расстояние между сосудами, м; γ — насыпная плотность груза, т/м³.

Подставив (1.8) в формулу (1.5), получим выражение для определения производительности транспортных машин, перемещающих груз в равномерно распределенных емкостях

$$Q = 3600i\gamma v/a. \quad (1.9)$$

Производительность транспортных машин циклического действия определяют по формуле

$$Q = G/T, \quad (1.10)$$

где G — грузоподъемность машины (кузова автосамосвала или состава вагонов); T — время полного цикла (рейса).

Продолжительность полного цикла (рейса) определяется затратами времени на загрузку состава или кузова t_z , движение с грузом t_r , разгрузку t_p , движение порожняком t_n и маневровые операции t_m , т. е.

$$T = t_r + t_n + t_z + t_p + t_m. \quad (1.11)$$

Если известна длина трассы в обоих направлениях и средняя скорость движения, то выражение (1.10) с учетом (1.11) можно переписать следующим образом:

$$Q = \frac{G}{(l_r/v_{r,ср} + l_n/v_{n,ср} + t_z + t_p + t_m)}, \quad (1.12)$$

где l_r и l_n — соответственно длина трассы в грузовом и порожняковом направлениях; $v_{r,ср}$ и $v_{n,ср}$ — соответственно средние скорости движения транспортной машины с грузом и порожняком.

1.6. СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ

При движении на транспортную машину действуют силы, препятствующие ее перемещению. Их называют силами сопротивления движению или сокращенно сопротивлением движению транспортной машины. Силы сопротивления зависят от конструктивных особенностей машины, степени ее загрузки, угла наклона и криволинейности пути, скорости движения и от некоторых других факторов.

Привод движущейся транспортной машины всегда развивает тяговое усилие, равное силам сопротивления ее движению.

Теорией и практикой установлено, что величина почти всех сил сопротивления пропорциональна весу груза и движущихся с ним элементов транспортной машины, поэтому при расчетах удобно пользоваться удельными значениями сопротивлений, т. е. силами сопротивления, отнесенными к весу груза и подвижных частей транспортной машины. Сопротивление и вес измеряются в Н или кН. Удельное сопротивление принято называть коэффициентом сопротивления. На практике сопротивление выражают в Н, а вес — в кН, тогда удельное сопротивление будет иметь размерность Н/кН. Таким образом, по абсолютной величине коэффициент сопротивления в 10³ раз меньше удельного сопротивления. Как правило, удельное сопротивление используют при тяговых расчетах железнодорожного и автомобильного транспорта, а коэффициент сопротивления — при тяговых расчетах конвейерного транспорта.

Все сопротивления перемещению принято разделять на две группы. К первой группе относят так называемое основное сопротивление движению, которое представляет собой силы трения в подшипниках, шарнирах и других трущихся частях, сопротивления, возникающие от деформации рельсов и полотна дороги и взаимодействия с ним тяговых колес, сопротивления трения реборд колес или роликов о рельсы или другие направляющие на прямолинейных участках пути.

Ко второй группе относят все остальные сопротивления, называемые дополнительными. Это — сопротивление, появляющееся при движении по наклонному пути, так называемое сопротивление от уклона; сопротивление, возникающее на криво-

линейных участках пути или трассы; сопротивление, появляющееся вследствие действия сил инерции при изменении скорости движения транспортной машины.

Обозначим основное сопротивление движению транспортной машины W_0 . Так как оно пропорционально весу груза и движущихся с ним элементов машины, то можно написать следующее выражение:

$$W_0 = \omega_0 P, \quad (1.13)$$

где ω_0 — коэффициент пропорциональности; P — суммарный вес груза и движущихся элементов, Н (или кН).

Преобразуем формулу (1.12) и получим

$$\omega_0 = W_0 / P, \quad (1.14)$$

откуда видно, что ω_0 представляет собой коэффициент основного сопротивления или, как его еще называют, основное удельное сопротивление движению, имеющее размерность Н/кН или Н/Н.

Для некоторых транспортных машин величину основного удельного сопротивления можно рассчитать аналитическим методом, но в связи с тем, что оно зависит от большого числа факторов, пользуются его значениями, полученными из эксперимента или по эмпирическим формулам.

Основное удельное сопротивление характеризует главным образом энергоемкость процесса перемещения, поэтому чем меньше при прочих равных условиях его величина, тем дешевле перевозка грузов.

Сила основного сопротивления движению всегда направлена в сторону, противоположную направлению движения.

При движении транспортной машины по наклонному пути основное сопротивление движению пропорционально нормальной составляющей веса перемещающегося груза и движущихся элементов транспортной машины (рис. 1.2) и определяется из формулы

$$W_0 = \omega_0 P \cos \beta, \quad (1.15)$$

где β — угол наклона пути или трассы, градус.

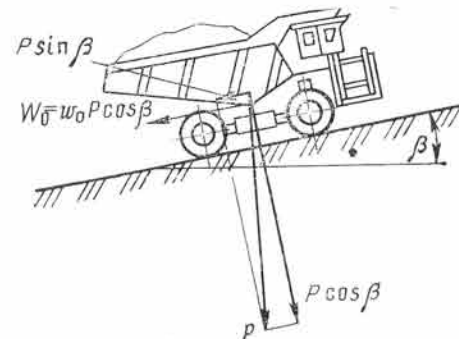
Кроме основного сопротивления на транспортную машину, движущуюся по наклонному пути, действует продольная составляющая веса (см. рис. 1.2), определяемая из выражения

$$W_i = P \sin \beta. \quad (1.16)$$

Из формулы (1.15) видно, что W_0 пропорциональна синусу угла наклона пути, поэтому ее часто называют сопротивлением от уклона. При движении машины вверх оно будет иметь знак «+» и препятствовать движению, а при движении вниз — знак «-» и способствовать движению, так как его направление совпадает с направлением движения машины. В по-

Рис. 1.2. Схема сил, действующих на транспортную машину, движущуюся по наклонному пути:

P — вес; $P \cos \beta$ — нормальная составляющая веса; $P \sin \beta$ — сопротивление от уклона; $W_0 = \omega_0 P \cos \beta$ — сила основного сопротивления



следнем случае сопротивление от уклона становится движущей силой.

Силы инерции W_j пропорциональны массе груза, движущихся с ним элементов транспортной машины и ускорению, т. е.

$$W_j = M_{пр} a, \quad (1.17)$$

где $M_{пр}$ — приведенная масса, т. е. масса поступательно движущихся груза и элементов машины с учетом инерции вращающихся масс (колес, валов, роликов и т. д.), кг; a — ускорение, м/с².

Сопротивления, которые действуют по всей длине транспортной машины, например по длине локомотивосостава, конвейера и т. д., называют распределенными сопротивлениями в отличие от сосредоточенных, сконцентрированных в одной точке (например, в погрузочном пункте, на отклоняющих роликах, шкивах, барабанах и т. д.).

Сопротивления, величина которых не зависит от ускорения или замедления (основное сопротивление, сопротивление от уклона, сопротивление на кривых участках), принято называть статическими в отличие от динамических, величина которых зависит от ускорения или замедления (сопротивление вследствие действия сил инерции, сопротивление ветра).

1.7. ТЯГОВОЕ УСИЛИЕ, УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ, МОЩНОСТЬ ПРИВОДА И РАСХОД ЭНЕРГИИ

Тяговым усилием называют управляемую силу, которую должны развивать тяговые элементы транспортной машины для преодоления сопротивлений движению. Определим тяговое усилие (Н) по следующей формуле:

$$F = \Sigma W_{ст} + M_{пр} \frac{dv}{dt}, \quad (1.18)$$

где $\Sigma W_{ст}$ — сумма статических сил сопротивления, Н; $M_{пр} dv/dt$ — динамическое сопротивление (сила инерции), Н.

Выражение (1.17) называют уравнением движения транспортной машины. В зависимости от характера движения — разгон, равномерное движение, замедление и т. д. — уравнение движения будет иметь различный вид. Например, при равномерном движении скорость v является постоянной, ускорение $dv/dt=0$, тогда уравнение (1.18) примет вид

$$F = \Sigma W_{\text{ст}}. \quad (1.19)$$

При свободном выбеге с отключенным двигателем тяговое усилие $F=0$ и движущей силой является сила инерции, поэтому уравнение движения будет иметь вид

$$M_{\text{пр}} \frac{dv}{dt} = \Sigma W_{\text{ст}}. \quad (1.20)$$

При торможении машины в выражение (1.20) должна быть введена тормозная сила $B(H)$, тогда уравнение можно записать в следующем виде:

$$M_{\text{пр}} \frac{dv}{dt} = \Sigma W_{\text{ст}} + B. \quad (1.21)$$

Мощность привода транспортной машины (кВт) определяют по формулам:

$$N = k_3 F v / (1000 \eta), \quad (1.22)$$

при тормозном (генераторном) режиме

$$N = F v \eta / 1000, \quad (1.23)$$

где k_3 — коэффициент запаса, учитывающий кратковременные перегрузки; F — тяговое усилие, развиваемое тяговыми элементами в данный момент, Н; v — скорость движения груза, м/с; η — к. п. д. передачи.

Если транспортная машина работает с нагрузкой, часто изменяющейся во времени, то развиваемая приводом мощность также изменяется. В этом случае не всегда целесообразно установленную мощность привода определять по максимальному усилию, соответствующему периоду максимальной нагрузки машины за полный цикл работы, так как это может привести к повышенному расходу энергии. Для определения установленной мощности привода при нестабильной нагрузке машины пользуются среднеквадратичным значением тягового усилия за полный цикл $F_{\text{ср}}(H)$ и по нему определяют установленную мощность

$$F_{\text{ср}} = \alpha \sqrt{(F_1^2 t_1 + F_2^2 t_2 + \dots + F_n^2 t_n) / T_{\text{ц}}}, \quad (1.24)$$

где α — коэффициент, учитывающий тяговые усилия в промежутках между периодами; F_1, F_2, F_n — тяговые усилия в различные периоды цикла; t_1, t_2, t_n — длительность различных периодов цикла; $T_{\text{ц}}$ — продолжительность полного цикла.

Подставляя $F_{\text{ср}}$ в формулу (1.22) вместо F , получают установленную мощность привода.

Расход электроэнергии определяют по расходуемой мощности за каждый период транспортного цикла, т. е.

$$A_{\text{ц}} = N_1 t_1 + N_2 t_2 + N_3 t_3 + \dots + N_n t_n, \quad (1.25)$$

где $A_{\text{ц}}$ — расход энергии за рассматриваемый цикл.

При сопоставлении энергоемкости различных видов транспортных машин пользуются удельными показателями энергозатрат, отнесенными к массе перевезенного груза Q (т) или к массе груза, умноженной на расстояние, на которое перевезен груз L (км):

$$a' = A_{\text{ц}} / Q \quad \text{или} \quad a'' = A_{\text{ц}} / (QL), \quad (1.26)$$

где a' и a'' — удельные расходы энергии, кВт·ч/т или кВт·ч/(т·км).

1.8. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ И ЭЛЕМЕНТЫ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И ИХ ПАРАМЕТРЫ

Транспортные машины перемещают грузы в грузонесущих элементах, в качестве которых используют емкости различной формы в виде лотков, пластин и труб.

В процессе транспортирования груз может перемещаться вместе с грузонесущими элементами (например, в кузовах вагонов, автосамосвалов, в вагонетках канатных дорог, на конвейерных лентах) либо относительно неподвижного грузонесущего элемента (по наклонным лоткам, в трубах и т. д.). Существуют машины, в которых груз доставляется скольжением или подскоками по желобу, совершающему колебания или вибрацию.

Ниже приведена классификация грузонесущих элементов транспортных машин.

Подвижные	Неподвижные	Качающиеся или вибрирующие
Кузова вагонов	Наклонные лотки	Качающиеся питатели
Кузова автосамосвалов	Желоба рудоспусков	Вибрационные питатели
Конвейерные ленты	Транспортные трубы	
Вагонетки канатных дорог		
Скипы		

Основными параметрами грузонесущих элементов в виде емкостей являются: грузоподъемность — масса груза, которую можно поместить в грузонесущем элементе; вместимость — объем груза, который можно разместить в грузонесущем элементе, и геометрические размеры, в том числе габариты.

При загрузке грузонесущий элемент не заполняют целиком во избежание просыпания груза при движении. Отношение объема, занятого грузом, к геометрическому объему грузонесущего

элемента называют коэффициентом его заполнения и определяют по формуле

$$k_3 = V_r/V, \quad (1.27)$$

где V_r — объем, занимаемый грузом, м^3 ; V — геометрический объем грузонесущего элемента, м^3 .

Как правило, $k_3 < 1$, однако при заполнении кузова вагона или автомобиля с «шапкой» $k_3 > 1$.

Важным параметром грузонесущих элементов в виде емкостей является их масса m_0 .

Отношение массы грузонесущего элемента к массе груза называют коэффициентом тары и определяют из выражения

$$k_T = m_0/G,$$

где G — масса груза, т.

Грузонесущие элементы в виде лент, желобов, наклонных лотков характеризуются шириной, формой лотка и массой грузонесущего элемента длиной 1 м.

Параметры грузонесущих элементов в виде труб — диаметр поперечного сечения и его площадь (для труб с круглым сечением), а также площадь, ширина и высота сечения (для труб с прямоугольным сечением).

Отношение площади поперечного сечения трубы, занятой грузом, к полной площади сечения называют коэффициентом заполнения поперечного сечения

$$k_{3,c} = F_r/F, \quad (1.28)$$

где F_r — площадь поперечного сечения, занятая грузом, м^2 ; F — площадь поперечного сечения трубы, м^2 .

В расчетах гидротранспорта используют понятие гидравлического радиуса R_r — отношение площади поперечного сечения трубы к смоченному периметру. Если трубопровод круглого сечения целиком заполнен гидросмесью, то гидравлический радиус определяют по формуле

$$R_r = \pi D^2/(4\pi D) = D/4, \quad (1.29)$$

где D — диаметр трубопровода, м.

Тяговые органы в транспортных машинах служат для передачи тягового усилия от привода к грузонесущему элементу или непосредственно к грузу для его перемещения.

Наиболее широко распространены следующие виды тяговых органов: колесные, ленточные, канатные и цепные. В установках трубопроводного транспорта перемещение груза осуществляется в жидкой или газообразной среде и роль тягового органа выполняет жидкость (как правило, вода) или сжатый газ (например, воздух). В транспортных машинах с колеблющимся или вибрирующим грузонесущим элементом тяговый орган отсут-

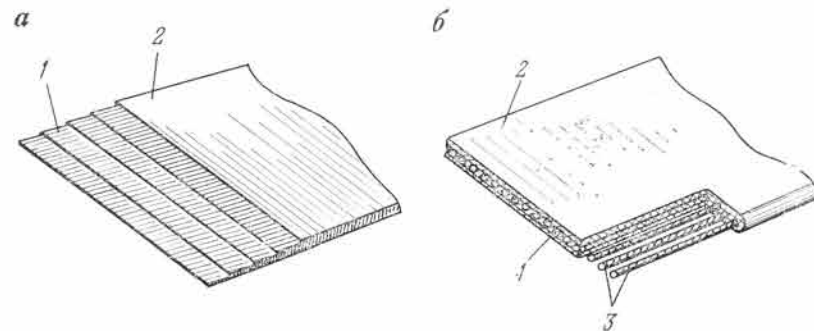


Рис. 1.3. Конвейерные ленты с тканевыми прокладками (а) и с тросовой основой (б):

1 — каркас; 2 — обкладка; 3 — тросы

ствует и перемещение груза осуществляется посредством передачи колебаний или вибраций грузонесущего элемента непосредственно грузу.

В некоторых транспортных машинах грузонесущий элемент и тяговый орган совмещены, в других — они разделены и каждый выполняет свою функцию.

Колесные тяговые органы используют в локомотивах и в автосамосвалах.

Колесами с жесткими ободами оборудуют подвижной состав железнодорожного транспорта, а колесами с эластичными пневмошинами — автосамосвалы и автопоезда.

Основной параметр тяговых колес — радиус качения r_k . У колес с жесткими ободами он мало изменяется в процессе взаимодействия колеса с рельсом из-за малой деформации обода и практически равен номинальному радиусу колеса. Радиус качения колес с пневмошинами может значительно отличаться от номинального вследствие деформации шин при взаимодействии с дорожным покрытием, причем эта деформация тем больше, чем больше загружен автосамосвал.

Ленточные тяговые органы представляют собой различные конвейерные ленты. На карьерных конвейерах используют ленты с тканевыми прокладками (рис. 1.3, а) и с основой из параллельно расположенных стальных тросов (рис. 1.3, б).

Основные параметры конвейерных лент — ширина, разрывное усилие и масса 1 м ленты. Для карьерных ленточных конвейеров приняты следующие значения ширины лент: 1000, 1200, 1600, 2000 мм. На некоторых конвейерах применяют ленту шириной 1800 мм, а в будущем предполагается использование лент шириной 2500 и 3000 мм. Прочность конвейерных лент оценивается по разрывному усилию, отнесенному к 1 мм ширины прокладки для резинотканевых лент или к 1 мм ширины ленты для резинотросовых. Масса 1 м ленты зависит от ее ширины и прочности и изменяется от 15 до 130 кг.

Канатные тяговые органы используют в канатных подвесных дорогах, скиповых подъемных и скреперных установках.

Для передачи тягового усилия применяют многопрядные канаты параллельной или крестовой связки. Основные параметры канатов — диаметр, разрывное усилие и масса 1 м каната.

Диаметр канатов, используемых на транспортных машинах при разработке месторождений открытым способом, достигает 60 мм, разрывное усилие — 2000 кН, а масса 1 м каната изменяется от 1,5 до 13 кг.

Цепные тяговые органы представляют собой кольцевые или пластинчатые цепи высокой прочности, поэтому их часто называют *тяговыми цепями* (в отличие от приводных). Основные параметры тяговых цепей — разрывное усилие, шаг цепи и масса 1 м цепей. В машинах, используемых при открытой разработке, применяют кольцевые цепи с шагом $l_{ц}$, равным 50, 64, 80 и 86 мм, и пластинчатые цепи с шагом 100, 125, 200 мм и более. Масса 1 м таких цепей составляет 3—20 кг. Разрывное усилие изменяется от 100 до 1600 кН.

Приводные барабаны и шкивы используют в транспортных машинах, оборудованных гибкими тяговыми органами: конвейерными лентами или тяговыми канатами. Основные параметры приводных барабанов — диаметр и ширина обечайки, а основной параметр приводного шкива — его диаметр. В некоторых расчетах необходимо учитывать массу барабана или шкива.

Приводные звездочки и блоки используют в транспортных машинах для передачи тягового усилия от двигателя к цепному тяговому органу. В некоторых мощных пластинчатых питателях применяют цепные тяговые органы, одновременно являющиеся грузонесущими, в этом случае они имеют ширину до 2000 мм. Для передачи тягового усилия таким органам используют многогранные блоки. Основными параметрами приводных звездочек и блоков являются диаметр начальной окружности, число зубцов или граней, шаг зубцов и ширина приводного блока.

1.9. ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГРУЗОНЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ*

Цель оптимизации параметров грузонесущих элементов транспортных машин — установление таких геометрических размеров, при которых они при прочих равных условиях будут иметь наибольшую вместимость. Эту задачу по-разному решают для грузонесущих элементов различной конфигурации.

На рис. 1.4 приведены формы поперечных сечений грузонесущих элементов транспортных машин.

Плоские грузонесущие элементы (рис. 1.4, а) используют для платформ, в конвейерах с плоской конвейерной лентой и в некоторых других транспортных машинах.

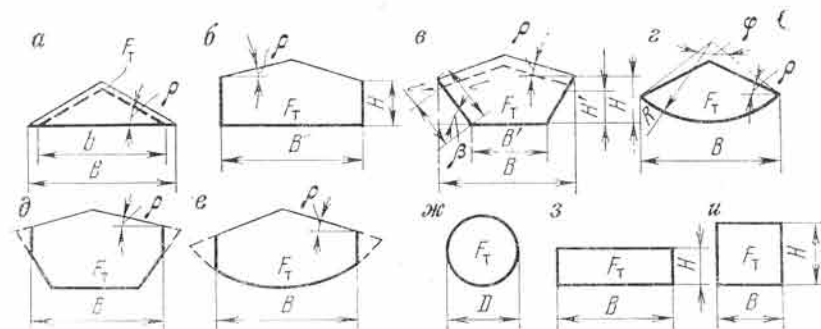


Рис. 1.4. Формы поперечных сечений насыпного груза, расположенного на плоском (а), прямоугольном (б), трапецидальном (в), полукруглом (г) грузонесущих элементах, на грузонесущих элементах составной формы (д, е), в закрытых грузонесущих элементах круглого (ж), прямоугольного (з), квадратного (и) поперечных сечений

Грузонесущие элементы с поперечным сечением прямоугольной, трапецидальной, полукруглой или составной форм применяют почти во всех транспортных машинах. Кроме того, используют грузонесущие элементы в виде труб различного сечения в гидро- и пневмотранспортных установках.

Параметры плоских грузонесущих элементов — ширина и масса 1 м элемента.

Поперечное сечение груза, лежащего на плоском грузонесущем элементе, имеет форму, показанную на рис. 1.4, а. Сверху эта фигура ограничена линией, близкой к параболе. Для упрощения расчетов поперечное сечение груза принимают в виде равнобедренного треугольника с углами при основании, равными углу естественного откоса материала в движении.

Если груз располагать по всей ширине ленты, то площадь поперечного сечения будет соответствовать максимально возможной производительности транспортной машины, которую называют теоретической. Для предотвращения просыпания насыпного груза при транспортировании некоторыми машинами (например, конвейерами) расчетное значение площади поперечного сечения груза принимают несколько меньшим максимально возможного, освобождая тем самым края от груза. Производительность, соответствующую этому значению расчетной площади, называют технической или паспортной.

Отношение основания треугольника, площадь которого соответствует технической производительности транспортной машины, к ширине плоского грузонесущего элемента называют коэффициентом использования ширины грузонесущего элемента

$$c_n = b/B, \quad (1.30)$$

где b — ширина грузонесущего элемента, находящаяся под грузом, мм; B — ширина грузонесущего элемента, мм.

* В разделе использованы материалы канд. техн. наук В. Н. Григорьева.

Из рис. 1.4, а видно, что площадь поперечного сечения треугольника, соответствующую технической производительности (м^2), с учетом отношения (1.30) можно выразить в следующем виде:

$$F = B^2 c_n^2 \operatorname{tg} \rho / 4, \quad (1.31)$$

где ρ — угол естественного откоса груза в движении, градус.

Если груз перемещается на плоском грузонесущем элементе под некоторым углом к горизонту, то он распределяется более тонким слоем, высоту которого находим по формуле

$$h_\beta = h \operatorname{ctg} \beta, \quad (1.32)$$

где h_β и h — высота слоя груза соответственно на наклонном и горизонтальном грузонесущих элементах, м; β — угол наклона грузонесущего элемента к горизонту, градус.

Площадь поперечного сечения груза на наклонном грузонесущем элементе определяем из выражения

$$F_\beta = h_\beta b / 2 = h \operatorname{ctg} \beta b / 2 = \operatorname{tg} \rho \operatorname{ctg} \beta b^2 / 8. \quad (1.33)$$

Из рис. 1.4, а видно, что площадь поперечного сечения груза, соответствующую теоретической производительности, можно записать в следующем виде:

$$F = B^2 \operatorname{tg} \rho / 4. \quad (1.34)$$

Отношение F_β / F называют коэффициентом снижения производительности от уклона. Преобразуя формулы (1.31) и (1.33), получим

$$c_\beta = \operatorname{ctg} \beta / 2.$$

Из формул (1.5), (1.6), (1.7) с учетом (1.31) и (1.34) получим выражения для теоретической Q_T и паспортной Q производительностей:

$$Q_T = 900 c_n^2 B^2 \gamma v \operatorname{tg} \rho; \quad (1.35)$$

$$Q = 900 B^2 \gamma v \operatorname{tg} \rho, \quad (1.36)$$

при сравнении которых можно сделать вывод о том, что паспортная производительность в c_n^2 раз меньше теоретической, т. е. чем меньше коэффициент c_n , тем большую производительность может обеспечить транспортная машина при прочих равных условиях. В инженерных расчетах коэффициент c_n принимают в диапазоне от 0,8 до 0,9, причем большие значения относят к грузонесущим элементам с большей (свыше 1000 мм) шириной.

Введем обозначение

$$C_n = 900 c_n^2 \operatorname{tg} \rho, \quad (1.37)$$

где C_n — коэффициент производительности, значение которого зависит от коэффициента использования ширины грузонесущего элемента и угла естественного откоса груза.

Тогда формула (1.35) будет иметь вид

$$Q_T = C_n \gamma v B^2. \quad (1.38)$$

Примем среднее значение коэффициента c_n , равное 0,85, и получим

$$C_n = 900 c_n^2 \operatorname{tg} \rho = 650 \operatorname{tg} \rho.$$

Значения коэффициентов C_n для грузов с различными углами естественного откоса ρ приведены ниже:

ρ , градус,	15	17	18	20	22	25
C_n	174	199	212	236	250	302

Широкое распространение получили грузонесущие элементы с поперечным сечением в виде прямоугольника (рис. 1.4, б). Обозначим ширину основания такого грузонесущего элемента B , а высоту бортов H , тогда площадь поперечного сечения груза, соответствующую теоретической производительности, определим по формуле

$$F_T = BH + B^2 \operatorname{tg} \rho / 4. \quad (1.39)$$

Между B и H можно установить такое соотношение, при котором площадь поперечного сечения груза будет наибольшей при одинаковом значении периметра грузонесущего элемента. Очевидно, что эти параметры и будут оптимальными.

Периметр поперечного сечения грузонесущего элемента прямоугольной формы находим по формуле

$$P = B + 2H. \quad (1.40)$$

Площадь поперечного сечения, показанного на рис. 1.4, б, с учетом выражения (1.40), определяется по формуле

$$F_T = B^2 \operatorname{tg} \rho / 4 + BP / 2 - B^2 / 2. \quad (1.41)$$

Продифференцировав выражение (1.41) по B и приравняв первую производную нулю, получим

$$dF_T / dB = B \operatorname{tg} \rho / 2 + P / (2 - B) = 0. \quad (1.42)$$

Из выражения (1.42) определим оптимальное значение B при заданном периметре P :

$$B_{\text{опт}} = P / (2 - \operatorname{tg} \rho).$$

Оптимальное значение H при заданном периметре P найдем из выражения

$$H_{\text{опт}} = (P - B_{\text{опт}}) / 2 = P (1 - \operatorname{tg} \rho) / [2 (2 - \operatorname{tg} \rho)],$$

тогда

$$H_{\text{опт}} / B_{\text{опт}} = (1 - \operatorname{tg} \rho) / 2. \quad (1.43)$$

Из анализа выражения (1.43) видно, что соотношение между оптимальными $H_{\text{опт}}$ и $B_{\text{опт}}$ зависит от ρ . Например, при

$\rho=0$ (для жидкости) оно равно 0,5. Значения $H_{\text{опт}}/B_{\text{опт}}$ при различных углах естественного откоса насыпного груза ρ приведены ниже:

ρ , градус	15	17	18	20	22	25
$H_{\text{опт}}/B_{\text{опт}}$	0,37	0,35	0,34	0,32	0,31	0,27

Отношение площадей поперечного сечения груза F_T к F , соответствующих технической (паспортной) и теоретической производительностям, называют коэффициентом заполнения грузонесущего элемента и определяют по формуле

$$\psi = F_T/F. \quad (1.44)$$

Из формул (1.5), (1.6) и (1.7) с учетом (1.39) и (1.44) получим выражение для паспортной производительности транспортной машины с грузонесущим элементом прямоугольного поперечного сечения:

$$Q = 3600 \psi \phi (BH + B^2 \operatorname{tg} \rho/4). \quad (1.45)$$

У грузонесущих элементов с наклонными бортами поперечное сечение груза имеет форму трапеции (рис. 1.4, в). Параметрами такого сечения являются ширина B , наклонная высота бортов l и угол наклона бортов β .

Площадь поперечного сечения груза, соответствующую теоретической производительности транспортной машины с грузонесущим элементом трапецидального сечения, определим по формуле

$$F_T = B^2 \operatorname{tg} \rho/4 + (B + B')H/2, \quad (1.46)$$

где B' — ширина днища грузонесущего элемента, мм; H — высота бортов, м.

Выразив значения H , B' и B через периметр $P = B + 2l$ и через параметры β и l , получим формулу

$$F_T = \operatorname{tg} \rho [P - 2l(1 - \cos \beta)]^2/4 + [P - l(2 - \cos \beta)]l \cos \beta, \quad (1.47)$$

где $B' = P - 2l$; $H = l \sin \beta$; $B = P - 2l(1 - \cos \beta)$.

Определим оптимальные значения $l_{\text{опт}}$ и $\beta_{\text{опт}}$ в зависимости от B , принимая P и ρ постоянными, а l и β переменными.

Взяв частные производные выражения (1.47) поочередно по l и β и приравняв их нулю, получим выражения, из которых можно получить значение l , соответствующее максимальной площади поперечного сечения груза на грузонесущем элементе трапецидальной формы. В результате решения этой задачи и соответствующих преобразований получим следующие выражения:

при постоянном β

$$l_1 = P \frac{\operatorname{tg} \rho (1 - \cos \beta) - \sin \beta}{2 \operatorname{tg} \rho (1 - \cos \beta)^2 - 2(2 - \cos \beta) \sin \beta}; \quad (1.48)$$

при различных значениях β

$$l_2 = P \frac{\operatorname{tg} \rho \sin \beta - \cos \beta}{\operatorname{tg} \rho (2 \sin \beta^2 - \sin 2\beta) + \cos 2\beta - 2 \cos \beta}. \quad (1.49)$$

Значение l , при котором площадь F_T будет максимальной, должно удовлетворять одновременно условиям (1.48) и (1.49). Эта задача может быть решена аналитически, что связано с большим объемом вычислений. Однако если учесть некоторые особенности конструкции грузонесущих элементов трапецидального сечения, то задача значительно упрощается. Результаты решения задачи для некоторых частных значений угла естественного откоса груза на движущемся грузонесущем элементе приведены ниже:

для $\rho = 17^\circ$ — $l_{\text{опт}} = 0,325P$; $\beta_{\text{опт}} = 52^\circ$;

для $\rho = 25^\circ$ — $l_{\text{опт}} = 0,335P$; $\beta_{\text{опт}} = 44^\circ$.

При определении площади поперечного сечения, соответствующей паспортной производительности, заменим в формуле (1.47) значение P меньшим по величине $P' = B + 2l'$, а H также меньшим по величине H' (см. рис. 1.4, в).

Грузонесущие элементы полукруглого сечения характеризуются радиусом кривизны R и углом раскрытия ϕ (рис. 1.4, з), которые определяют ширину грузонесущего элемента B и площадь поперечного сечения груза.

При заданном значении ρ (рад) угол раскрытия грузонесущего элемента ϕ (рад) определим по формуле

$$\phi = \pi - 2\rho. \quad (1.50)$$

Площадь поперечного сечения груза, соответствующую теоретической производительности, находим из выражения

$$F_T = R^2 \phi / (2\pi) = P^2 / (2\phi \pi), \quad (1.51)$$

где R — радиус кривизны грузонесущего элемента, м; P — периметр грузонесущего элемента, м.

Из выражения (1.51) видно, что при увеличении угла раскрытия площадь поперечного сечения груза будет уменьшаться. Угол раскрытия является постоянной величиной, так как он зависит от угла естественного откоса ρ , который для данного вида груза также постоянен. Таким образом получим максимальную площадь поперечного сечения груза на грузонесущем элементе полукруглого сечения при

$$R_{\text{опт}} = P / [2(\pi - 2\rho)], \quad (1.52)$$

где $R_{\text{опт}}$ — оптимальное значение радиуса кривизны, м; P — периметр грузонесущего элемента, м.

Угол раскрытия полукруглого грузонесущего элемента

(рад), соответствующий максимальной площади поперечного сечения груза, определяем по формуле

$$\varphi_{\text{опт}} = \pi - 2\rho. \quad (1.53)$$

Оптимальная ширина грузонесущего элемента

$$B_{\text{опт}} = 2R \operatorname{tg}(\varphi/2) = \frac{P}{\pi - 2\rho} \operatorname{tg} \frac{\pi - 2\rho}{2}. \quad (1.54)$$

Из выражений (1.4), (1.5), (1.6), (1.51) и (1.53) получим формулу для определения теоретической производительности транспортной машины с грузонесущим элементом полукруглого сечения

$$Q_T = 3600 \gamma v \frac{P^2}{2\pi(\pi - 2\rho)}, \quad (1.55)$$

где P — заданный периметр поперечного сечения грузонесущего элемента, м.

Значение паспортной производительности Q получим, подставляя в выражение (1.55) вместо P меньший по величине периметр P' .

При создании транспортных машин иногда выбирают поперечное сечение грузонесущего элемента, составленное из нескольких геометрических фигур. На рис. 1.4, *д, е* видно, что при одинаковом периметре площадь поперечного сечения груза на грузонесущем элементе сложной формы всегда меньше, чем на элементе, представленном в виде одной геометрической фигуры.

Закрытые грузонесущие элементы выполняют в виде труб различного сечения (рис. 1.4, *ж, з, и*). Наибольшее распространение получили трубы круглого сечения, параметрами которых являются диаметр и площадь поперечного сечения. Для труб прямоугольного сечения площадь поперечного сечения, соответствующую теоретической производительности, определим по формуле

$$F_T = BH,$$

где B и H — соответственно ширина и высота сечения, мм.

Выразим эту площадь через периметр P , тогда формула примет вид

$$F_T = (P/2 - B)B. \quad (1.56)$$

Дифференцируя функцию (1.56) по B и приравнявая первую производную нулю, получим

$$\frac{dF}{dB} = P/2 - 2B = 0,$$

откуда

$$B = P/4 \quad \text{и} \quad H = P/4.$$

Таблица 1.2

Форма грузонесущего элемента	Формула для определения площади поперечного сечения	P/P^2 , %
Плоская	$F_{\max} = P^2 \operatorname{tg} \rho / 4$	9
Прямоугольная	$F_{\max} = P^2 / [4(2 - \operatorname{tg} \rho)]$	15
Трапециевидная	$F_{\max} = \operatorname{tg} \rho [P - 2l(1 - \cos \beta)]^2 / 4 + [P - l(2 - \cos \beta)]l \sin \beta$ при $l = 0,33P$ и $\beta = 45^\circ$	19
Полукруглая	$F_{\max} = P^2 / [2(\pi - 2\rho)]$	20
Квадратная	$F_{\max} = P^2 / 16$	6,25
Круглая	$F_{\max} = P^2 / (4\pi)$	8

Таким образом, из прямоугольных сечений при одинаковом периметре P квадратное сечение ограничивает наибольшую площадь.

Сравним качественные характеристики грузонесущих элементов с различной формой поперечного сечения, считая, что все они имеют одинаковый периметр P . Так как максимальную площадь сечения груза для элементов всех форм можно выразить через P , введем условное сечение в виде квадрата со стороной P и площадью P^2 . Кроме того, примем, что угол естественного откоса во всех вариантах равен 20° . Результаты сравнения сведены в табл. 1.2.

Из таблицы видно, что максимальную площадь поперечного сечения при одинаковом периметре имеет грузонесущий элемент полукруглого сечения с углом раскрытия

$$\varphi = \pi - 2\rho.$$

На втором месте находится грузонесущий элемент трапециевидной формы с углами наклона бортов $\beta = 45 \div 50$.

2. ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ТРАНСПОРТ

2.1. СХЕМЫ КАРЬЕРНОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Железнодорожный транспорт получил наибольшее распространение при разработке угольных и рудных месторождений открытым способом.

Он используется при средних и больших грузопотоках, с его помощью можно перевозить практически любые насыпные грузы, включая крупнокусовые. Эффективность его работы, как правило, не зависит от климатических условий, что является одним из основных достоинств этого транспорта.

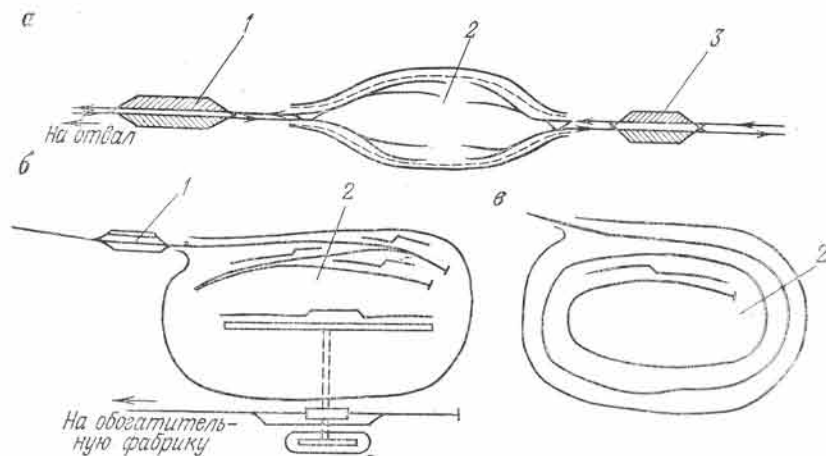


Рис. 2.1. Сквозная (а), с тупиковыми заездами (б) и со спиральными выездами (в) схемы железнодорожного карьерного транспорта:
1 и 3 — соответственно станция породная и рудная; 2 — карьеры

Основной недостаток железнодорожного транспорта — небольшие уклоны выездных путей, которые он может преодолевать. При использовании обычной локомотивной тяги эти уклоны не превышают 40‰, а при применении тяговых агрегатов они могут быть увеличены до 70‰. Однако при наличии таких уклонов длина выездных путей из глубоких карьеров значительно возрастет, что связано с большим объемом горно-капитальных работ.

На открытых разработках применяют следующие схемы железнодорожного транспорта: сквозные, с тупиковыми заездами и со спиральными выездами.

Наиболее простые по конфигурации — сквозные схемы. План путей при сквозной схеме показан на рис. 2.1, а. Состав после погрузки на уступе выезжает из карьера по прямому пути. Эта схема наиболее предпочтительна, потому что создает условия для безостановочного движения локомотивосоставов при выезде из карьера, однако она имеет весьма ограниченное распространение, так как может применяться только при наличии залежи полезного ископаемого вытянутой формы.

Если размеры карьера в плане невелики, то выездные пути выполняют с тупиковыми заездами (рис. 2.1, б), что связано с большим числом маневровых операций и соответственно увеличением длительности рейса. При тупиковых схемах выездных путей локомотивосостав после погрузки на уступе подходит к выездной траншее и заходит в тупик. Далее локомотив толкает состав, как правило, сзади вверх по следующему участку выездной траншеи. Такие выездные операции продолжаются до тех пор, пока состав не выйдет на поверхность карьера. Время, затрачиваемое на изменение направления движения

локомотивосостава, снижает эффективность работы железнодорожного транспорта. Однако при использовании схемы с тупиковыми заездами можно избежать, так же как и при сквозной схеме, пересечения железнодорожных путей, по которым движутся поезда с породой, с путями, предназначенными для движения поездов с полезным ископаемым.

В глубоких и больших по площади карьерах применяют схему железнодорожного транспорта со спиральными выездами (рис. 2.1, в). При использовании этой схемы создаются условия для удовлетворительной организации движения поездов, хотя при этом практически не удается избежать пересечения путей для поездов с породой с путями, по которым перевозят полезное ископаемое. Кроме того, устройство спиральных выездов связано со значительным объемом горно-капитальных работ.

Линию, определяющую положение оси железнодорожного пути в пространстве, называют трассой. На чертежах и схемах трассу изображают проекциями на горизонтальную и вертикальную плоскости.

Проекцию трассы пути на горизонтальную плоскость называют планом. При построении плана радиусы кривых на стационарных путях нормальной колеи (1520 мм) принимают не менее 200 м, а на передвижных, где поезда движутся с пониженной скоростью, — не менее 80 м. План изображают в масштабе 1 : 5000 или 1 : 10 000.

Проекцию развернутой трассы на вертикальную плоскость называют продольным профилем трассы, который представляет собой линию, состоящую из горизонтальных и наклонных отрезков прямой, соединенных плавными кривыми радиусом не менее 2000 м. Вследствие вытянутости продольного профиля его изображают в разных масштабах — 1 : 1000 или 1 : 500 (по вертикали) и 1 : 10 000 или 1 : 5000 (по горизонтали), поэтому кривые в малом масштабе по горизонтали не могут быть изображены и профиль трассы выглядит как ломаная линия.

Из карьера железнодорожные пути с породных уступов идут на породные отвалы, где пути разветвляются для распределения вскрышных пород по площади отвала.

Железнодорожные пути, по которым движутся поезда с полезным ископаемым, прокладывают до пункта погрузки в транспорт, доставляющий руду к обогатительной фабрике или к складу.

2.2. КАРЬЕРНЫЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЕ ПУТИ

Карьерные железнодорожные пути принято разделять на постоянные и передвижные (временные).

К постоянным путям относят стационарные пути, пути выездных траншей, соединительные пути на поверхности карье-

ра. Срок службы постоянных путей на одном месте, как правило, превышает два года.

К передвижным путям (со сроком службы на одном месте до двух лет) относят пути карьерных уступов, временные пути породных отвалов. Кроме того, по объему грузоперевозок и по допустимой скорости движения локомотивосоставов карьерные железнодорожные пути делятся на три категории. К первой категории относятся постоянные пути, по которым перевозят более 20 млн. т горной массы в год со скоростью движения поездов более 40 км/ч. Ко второй — постоянные пути выездных траншей, по которым перевозят не более 20 млн. т горной массы в год со скоростью движения поездов от 25 до 40 км/ч. К третьей — передвижные пути на уступах, по которым перевозят до 20 млн. т горной массы в год со скоростью движения локомотивосоставов до 25 км/ч.

Железнодорожный путь состоит из нижнего и верхнего строения. К нижнему строению относятся земляное полотно и искусственные сооружения, к верхнему — рельсы, скрепления, шпалы и балласт.

Земляное полотно — основание железнодорожного пути. Верхнюю плоскость земляного полотна, на которой размещается верхнее строение, называют основной площадкой. Ширину основной площадки принимают по специальным нормативам в зависимости от ширины колеи, числа путей, их прямолинейности и характеристики грунта, из которого сооружено земляное полотно.

По обе стороны земляного полотна устраивают водоотводные кюветы или канавы. Земляное полотно может быть выполнено в виде насыпи (рис. 2.2, а), нулевого места (рис. 2.2, б), полунасыпи (рис. 2.2, в), выемки (рис. 2.2, г), полувыемки (рис. 2.2, д), полунасыпи-полувыемки (рис. 2.2, е). Откосы земляного полотна делают такими, чтобы обеспечивались его устойчивость и быстрый сток воды. Для насыпей высотой до 10 м уклон принимают не более 35° , а при большей высоте его уменьшают до 45° .

К искусственным сооружениям относятся мосты, путепроводы, эстакады, виадуки, тоннели и подпорные стенки.

Рельсы служат для направления движения подвижного состава и распределения давления от колес на шпалы, балласт и нижнее строение. Поперечное сечение рельса представляет собой двутавр, хорошо сопротивляющийся вертикальным нагрузкам от колес. Верхнюю часть сечения рельса называют головной, среднюю — шейкой, а нижнюю — подошвой.

Расстояние между внутренними стенками головок рельсов железнодорожного пути называют колеей. На карьерах СССР используют нормальную (1520 мм) и узкую (750 мм) колеи. Кроме того, на некоторых карьерах применяют нестандартную колею (900 или 1000 мм).

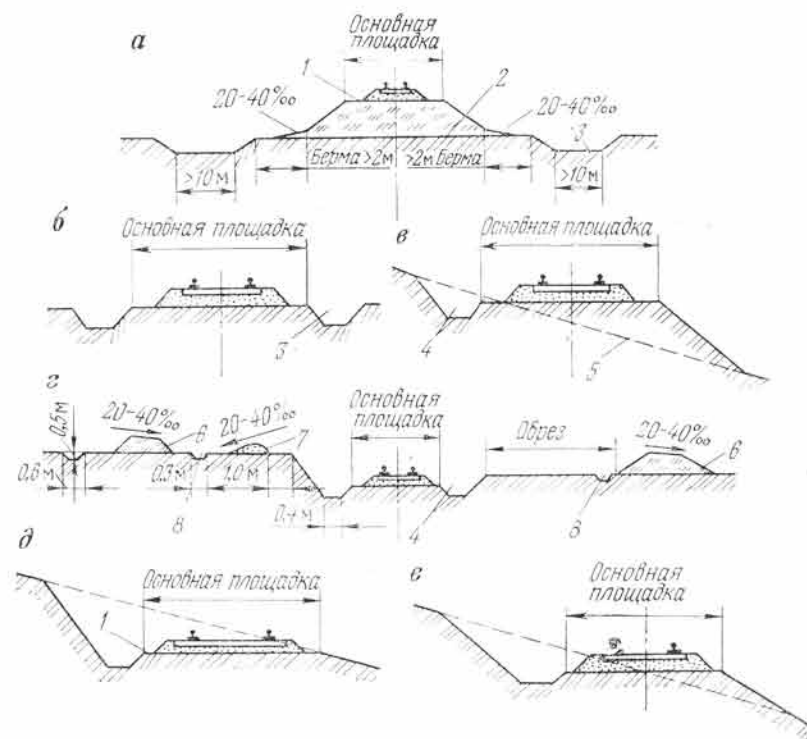


Рис. 2.2. Виды поперечного сечения земляного полотна:

1 — обочина; 2 — основание; 3 — продольная водоотводная канава; 4 — кювет; 5 — основание полунасыпи; 6 — кавальер; 7 — банкет; 8 — банкетные канавы

Для нормальной колеи длина рельсов составляет 12,5 и 25 м, а для узкой — 7 или 8 м. Как правило, предпочитают длинные рельсы, так как уменьшается число стыков, на которых происходит наиболее интенсивный износ рельсов.

Рельсовые скрепления — промежуточные — применяют для соединения рельсов со шпалами, а стыковые — для соединения рельсов между собой.

К промежуточным рельсовым скреплениям относятся прикрепители, подкладки и прокладки (рис. 2.3). В качестве прикрепителей используют костыли, шурупы и болты. Подкладка служит опорой рельса на шпалу и благодаря выступам препятствует смещению рельсов в сторону. Подкладки выполняют с уклоном 50% , что обеспечивает подуклонку рельсов к оси пути. Подуклонка хорошо центрирует движение колес локомотивосостава при случайных боковых силовых воздействиях. Деревянные или резиновые прокладки укладывают между подошвой рельса и подкладками или шпалами. Прокладки создают необходимую амортизацию и снижают динамические нагрузки на рельсы от подвижного состава, что увеличивает срок службы

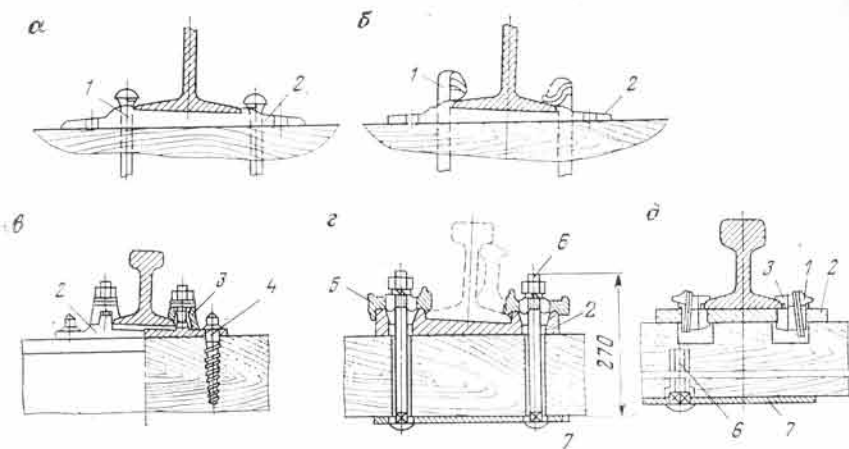


Рис. 2.3. Крепление рельсов к шпалам обычными (а) и пружинными (б) костылями, шурупами (в), болтами и двухребордчатыми подкладками с прижимами (г), болтами клинового типа (д): 1 — костыль; 2 — подкладка; 3 — прижим; 4 — шуруп; 5 — двухребордчатая накладка; 6 — болт; 7 — нижняя подкладка

рельсового пути. В подкладках и прокладках имеются отверстия, через которые проходят костыли, шурупы или винты, прикрепляющие рельсы к шпалам. Наибольшее распространение при разработке месторождений открытым способом получили прикрепители в виде костылей (рис. 2.3, а), однако быстрое расшатывание и ослабление связи рельсов со шпалами является существенным недостатком этого крепления. Более совершенным считают крепление пружинными костылями (рис. 2.3, б), сопротивление выдергиванию которых значительно выше, чем при использовании обычных костылей.

Прочность прикрепления рельсов к шпалам имеет исключительное значение для передвижных путей, так как при их разборке на отдельные звенья, повторной укладке и сборке крепление ослабляется и прикрепители выдергиваются из шпал. Поэтому в последнее время в качестве прикрепителей применяют шурупы с прижимными пружинными клеммами (рис. 2.3, в). Наиболее прочно — болтовое соединение рельсов со шпалами. Для этой цели используют специальные двухребордчатые подкладки и два прижима (рис. 2.3, г). При передвижке путей без разборки на составные звенья с использованием специальных путепередвижных машин применяют болтовые соединения клинового типа (рис. 2.3, д). Несмотря на большую прочность, болтовое соединение клинового типа допускает некоторую подвижность рельса относительно шпал, что необходимо при безразборной передвижке рельсовых путей.

Стыковые соединения, предназначенные для связи рельсов между собой, выполняют в виде накладок различного типа. На путях с нормальной колеей и рельсами тяжелого типа применя-

ют двухголовые накладки 1 (рис. 2.4), обладающие большой жесткостью. Для скрепления накладок с рельсами применяют стыковые болты 2 с пружинящими шайбами, предотвращающими их самопроизвольное отвинчивание. При передвижке путей с использованием путепередвижных машин накладки 3 выполняют с выемками в верхней части для пропуска роликов захватывающего устройства.

Размеры рельсов (колея 1520 мм), наиболее распространенных на карьерах, приведены ниже.

Рельс	P43	P50	P65	P75
Размеры, мм:				
высота	140	152	180	192
ширина головки	70	70	75	75
ширина подошвы	114	132	150	160
толщина шейки	14,5	15,5	18	20
Масса 1 м рельса, кг	44,65	51,51	64,08	75,1

Примечание. Цифра в обозначении типа рельса указывает примерную массу 1 м рельса в кг.

Шпалы предназначены для соединения рельсов в железнодорожный путь и передачи давления от подвижного состава через рельсы на балластный слой. Число шпал на 1 км пути устанавливается нормативами и зависит от нагрузки на ось подвижного состава, грузонапряженности, скорости движения и характера балластного слоя. Минимальное расстояние между соседними шпалами принимают 25 см, а на закруглениях и концах отдельных рельсов его уменьшают, так как эти участки испытывают повышенное давление.

При разработке месторождений открытым способом наибольшее распространение получили деревянные шпалы, пропитанные антисептическими веществами. Шпалы для нормальной колеи 1520 мм нарезают длиной 2,75 м, а для колеи 750 мм — 1,5 м. На передвижных путях срок службы деревянных шпал составляет 2—3 года, на постоянных — до 5 лет.

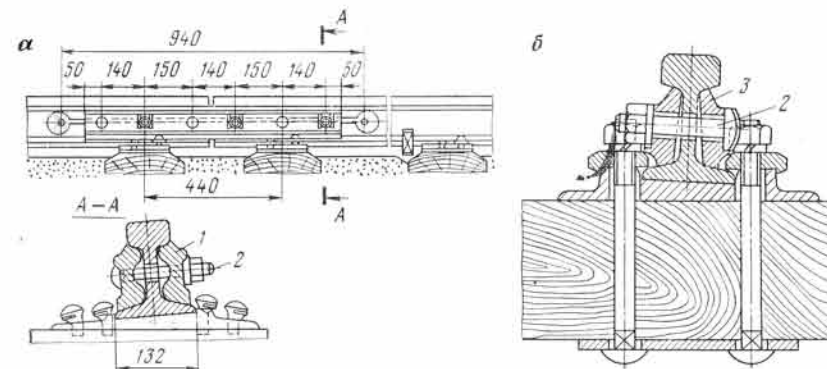


Рис. 2.4. Стыковые соединения с двухголовыми накладками для стационарных (а) и передвижных (б) путей

На постоянных путях в последнее время применяют железобетонные, так называемые струнбетонные шпалы, представляющие собой брусья из бетона определенной конфигурации с предварительно напряженной арматурой.

На буроугольных карьерах ГДР, НРБ и ФРГ, а в последнее время и в СССР используют стальные шпалы, штампованные из специального проката, или сварные. Несмотря на высокую стоимость стальных шпал, их эффективное применение обусловлено длительным сроком службы, достигающим 15—20 лет.

В настоящее время в нашей стране имеется положительный опыт применения стальных плит и железобетонных блочных конструкций вместо шпал.

Балласт. Рельсы, соединенные со шпалами при помощи креплений, называют рельсошпальной решеткой, которая укладывается на балластный слой, являющийся упругим основанием, способствующим более равномерному распределению усилия на рельсы и смягчающим динамические нагрузки на земляное полотно. Кроме того, балластный слой, обладающий достаточной пористостью, способствует отводу поверхностных вод от рельсов и шпал и тем самым замедляет коррозию рельсов и гниение шпал.

Для балласта используют щебень крупностью 20—70 мм, гальку, гравий, крупнозернистый песок. Обычно щебень получают посредством дробления твердых вскрышных пород. На передвижных путях для балласта почти всегда используют пустые породы или отходы горного производства, если их свойства соответствуют требованиям, предъявляемым к балластировочным материалам.

Расход балласта составляет для постоянных путей 1500—2000 м³, а для передвижных — 600—1000 м³ на 1 км.

Толщину балластного слоя для стационарных путей нормальной колеи принимают 0,25—0,4 м, а для передвижных 0,15—0,25 м. При слабых грунтах земляного полотна и высокой грузонапряженности принимают большую толщину балласта.

Верхнее строение карьерных путей рассчитывают на прочность по приближенным формулам. Представим рельс в виде неразрезной балки, лежащей на сплошном упругом основании, и примем сплошную укладку шпал с площадью опоры рельсов на балласт, равной фактической.

Основная характеристика пути при приближенном расчете — коэффициент относительной жесткости рельсового основания и рельса (м⁻¹)

$$K = \sqrt[4]{G/(4EI)},$$

где G — модуль упругости рельсового основания, Па; E — модуль упругости рельса, Па; I — момент инерции рельса относительно нейтральной оси, параллельной подошве рельса, м².

Определим просадку y (м) рельса от силы, $P(H)$ с которой колесо действует на 1 м длины рельса:

$$G = P/y.$$

Далее рассчитывают максимальный изгибающий момент (Н·м) и максимальную перерезывающую (Н) силу по формулам

$$M_{\max} = P/(4K); \quad Q_{\max} = PKb/2,$$

где b — расстояние между шпалами, м.

При проверке прочности рельсового пути на статическую нагрузку определяют напряжение при изгибе в рельсах (Па) по следующей формуле:

$$\sigma_r = M_{\max}/W_r,$$

где W_r — момент сопротивления рельса, м³.

Полученное значение σ_r не должно превышать $\sigma_{r,\text{доп}}$, т. е. необходимо соблюдать условие

$$\sigma_r \leq \sigma_{r,\text{доп}},$$

где $\sigma_{r,\text{доп}} = 2 \cdot 10^7$ Па — допустимое напряжение рельса при изгибе.

Шпалы проверяют на смятие по формуле

$$\sigma_{\text{ш}} = Q_{\max}/\Omega,$$

где $\sigma_{\text{ш}}$ — расчетное напряжение шпалы на смятие, Па; Ω — площадь подкладки под рельс, м².

Должно выполняться условие

$$\sigma_{\text{ш}} \leq \sigma_{\text{ш},\text{доп}},$$

где $\sigma_{\text{ш},\text{доп}} = 1,2 \cdot 10^5$ Па — допустимое напряжение шпалы на смятие.

Кроме того, шпалы проверяют на изгиб по следующей формуле:

$$\sigma_{\text{из}} = M_{\text{ш}}/W_{\text{ш}},$$

где $\sigma_{\text{из}}$ — максимальное напряжение в шпале при изгибе, Па; $M_{\text{ш}}$ — изгибающий момент шпалы, Н·м; $W_{\text{ш}}$ — момент сопротивления поперечного сечения шпалы, м³.

Напряжение в балласте под шпалой определяют по формуле

$$\sigma_b = 2Q'_{\max}/(ab_{\text{ш}}),$$

где σ_b — напряжение смятия балласта, Па; $Q'_{\max}$ — максимальная осевая нагрузка, Н; $b_{\text{ш}}$ — ширина подошвы шпалы, м; $a_{\text{ш}}$ — длина шпалы, м.

Необходимо выполнять следующее условие:

$$\sigma_b \leq \sigma_{b,\text{max}},$$

где $\sigma_{b,\text{max}} = 4 \cdot 10^4 \div 6 \cdot 10^4$ Па — допустимое напряжение смятия гравийного балласта.

Тип рельса рекомендуют выбирать в зависимости от грузо-напряженности движения и осевой нагрузки.

Одна из важнейших характеристик рельсового пути — уклон. Уклон пути определяют из выражения

$$i = 1000h/L = 1000 \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.1)$$

где h — превышение начальной и конечной отметок участка пути, м; L — длина горизонтальной проекции участка пути, м; α — средний угол наклона трассы пути к горизонту, градус.

Руководящим уклоном называют наибольший затяжной уклон пути. Как правило, это уклон путей, уложенных в выездных траншеях. Руководящий уклон для электровозной тяги принимают до 40‰, для тяговых агрегатов — до 70‰, для тепловозной тяги — до 30‰.

Для обеспечения безопасного движения локомотивосоставов по путям установлены габарит приближения строений и габарит подвижного состава. Габаритом приближения строений называют предельное поперечное очертание по обе стороны пути, внутри которого не должны располагаться части сооружений или других устройств, размещенных вдоль путей.

Габаритом подвижного состава называют предельное поперечное очертание, за пределы которого не должны выходить части подвижного состава. Для промышленных предприятий приняты габариты подвижного состава I-Т и Т. Безопасность движения составов обеспечивается наличием зазора между габаритом подвижного состава и габаритом приближения строений.

На прямых участках пути рельсы укладывают на одном уровне. Отклонения по уровню на главных постоянных путях при нормальной колеи допускают не более 4 мм, на вспомогательных — не более 8 мм. На передвижных путях превышение колеи по уровню не должно быть более 20 мм. По ширине колеи допускаются следующие отклонения: при колеи 1520 мм в сторону уширения — 6 мм, в сторону сужения — 4 мм. При колеи 750 мм — соответственно 4 и 2 мм.

При въезде состава на криволинейные участки пути гребни наружных колес стремятся выйти на верхние плоскости рельс. Для более устойчивого движения на таких участках ширину колеи увеличивают до 1540 мм.

На состав, движущийся по криволинейному участку, действуют центробежная сила, направленная в сторону внешнего рельса, и сила тяги, действующая на уровне сцепных устройств. Для уравновешивания этих сил наружный рельс на закруглениях укладывают с превышением. В этом случае появляется составляющая, направленная в сторону, противоположную указанным силам.

Предположим, что все названные силы приложены в центре тяжести локомотива или каждого вагона, тогда центробежную силу (H), действующую на каждую единицу состава, определим по формуле

$$F_c = m_c v^2 / R, \quad (2.2)$$

где m_c — масса единицы состава, кг; v — скорость движения состава, м/с; R — радиус кривой, м.

На каждую единицу состава действуют горизонтальные силы (H) на уровне сцепок

$$F_b = m_c g (\omega_0 + i) L_c / R, \quad (2.3)$$

где g — ускорение свободного падения, м/с²; ω_0 — основное удельное сопротивление локомотивосостава, Н/кН; i — удельное сопротивление от уклона, Н/кН; L_c — длина между соседними сцепками, м.

Уравновешивающая сила, направленная к центру кривой, появляется вследствие превышения наружного рельса. Для ее определения рассмотрим схему, показанную на рис. 2.5. Из подобия треугольников $A'B'C'$ и ABC определим

$$F_y = m_c g \Delta h / S_k, \quad (2.4)$$

где F_y — уравновешивающая сила, Н; Δh — превышение наружного рельса, мм; S_k — ширина колеи, мм.

Сумму моментов, опрокидывающих рассматриваемую единицу состава вокруг точки B , с учетом выражений (2.2), (2.3) и (2.4) определим по формуле

$$\frac{m_c v^2 a}{3,6^2 R} - \frac{m_c g \Delta h a}{S_k} + m_c g (\omega_0 + i) \frac{n L_c b}{R} = 0,$$

где a и b — высота, на которой находятся соответственно центр тяжести и сцепное устройство, м; n — число единиц состава.

Если состав толкает локомотив, находящийся в хвосте, то для нормальной колеи 1520 мм при высоте расположения сцепного устройства 1 м получим

$$\Delta h = 12,5 v^2 / R + (\omega_0 + i) 1,6 L_c / (a R),$$

где v — скорость движения поезда, км/ч.

При движении состава с локомотивом в голове на сцепки действуют силы, направленные в сторону восстанавливающих сил F_b , поэтому в расчетах ее можно не учитывать. В этом случае

$$\Delta h = 12,5 v^2 / R.$$

На практике превышение наружного рельса принимают для нормальной колеи 150 мм, а для узкой — 40 мм.

Между собой пути соединяют стрелочными переводами — рельсовыми устройствами, при помощи которых состав с одно-

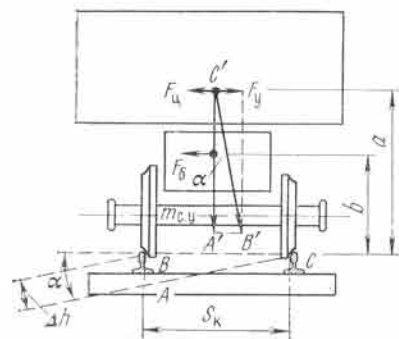


Рис. 2.5. Схема сил, действующих на движущийся по криволинейному пути состав

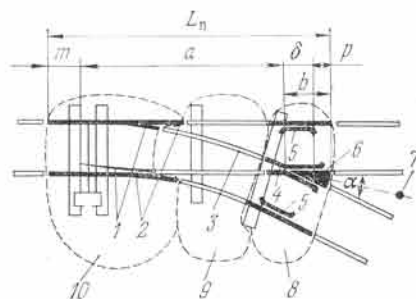


Рис. 2.6. Схема стрелочного перевода

го пути может перейти на другой. Место соединения двух путей называют **раздельным пунктом**, место ответвления пути от основного — **постом**, ответвление в виде рукава с двумя стрелками — **разъездом**, несколько параллельных ответвлений от основного пути — **стрелочной улицей**. Стрелочные улицы с замкнутыми ответвлениями устраивают на станциях. Соединительный путь между двумя параллельными путями называют **съездом**. Съезды могут быть правыми, левыми и перекрестными. Комбинация нескольких съездов образует **путевой треугольник**.

На уступных призабойных путях устраивают **разминовки** и **разъезды**. При однопутных железнодорожных линиях разъезды устраивают также на выездных траншеях, которые располагают на участках с небольшими (до 5‰) уклонами для облегчения трогания локомотивосостава после остановки. При выезде из карьера устраивают станции, на которых формируют составы. Станции характеризуются значительным развитием железнодорожных путей.

Стрелочный перевод (рис. 2.6) состоит из остряков (или перьев) 1, рамных рельсов 2, переводной кривой 3, контрольных рельсов 5, необходимых для удержания реборд колес в заданном направлении при прохождении мертвого пространства 4, находящегося перед крестовиной, и крестовины 6 с сердечником. Предельный столбик 7 указывает место остановки локомотива при ожидании встречного состава. Элементы стрелочного перевода объединены в три узла, которые называют **крестовинной частью** 8, **соединительными путями** 9 и **стрелкой** 10. Рамные рельсы, к которым прилегают остряки, являются продолжением путевых рельсов. Их укладывают на специальные подкладки или на сплошные листы — **лафеты**, чем обеспечивается хорошая подвижность остряков. Два остряка соединяют тягой, связанной с приводом стрелочного перевода.

Остряки по отношению к рамным рельсам устанавливают таким образом, чтобы при прижатии одного остряка другой отходил от противоположного рамного рельса.

Основной параметр стрелочного перевода — **угол**, под которым пересекаются грани сердечника крестовины. Маркой крестовины называют отношение длины основания сердечника b_c (мм) к его высоте h_c (мм):

$$M_k = b_c / h_c = 2 \operatorname{tg} \alpha / 2 \approx \operatorname{tg} \alpha,$$

где α — угол крестовины, градус.

На карьерных путях используют стрелочные переводы с марками крестовины $M_k = 1:9$ и $M_k = 1:11$. Под стрелочные переводы с маркой крестовины $M_k = 1:9$ требуется меньшая площадка, а при стрелках с маркой крестовины $M_k = 1:11$ обеспечивается более плавный переход локомотивосостава с одного пути на другой и допускаются более высокие скорости движения.

Основные размеры стрелочного перевода, по которым выбирают параметры площадки, — расстояния от стыков рамных рельсов до начала остряков m , от начала остряков до центра стрелочного перевода a , от центра стрелочного перевода до математического центра крестовины δ , от математического центра крестовины до хвостового стыка крестовины p , от центра стрелочного перевода до хвостового стыка крестовины b . Расстояние $L_T = a + \delta$ называют **теоретической длиной** стрелочного перевода; расстояние $L_n = m + a + \delta + p$ — **полной практической длиной** стрелочного перевода.

Ниже приведены длины стрелочных переводов с различными марками крестовин для различной колес.

Марка крестовины для колес:			
нормальной (1520 мм)	1:11	1:9	
узкой (750 мм)	1:9	1:7	
Практическая длина стрелочного перевода, м, для колес:			
нормальной (1520 мм)	28,37	22,41	
узкой (750 мм)	13,46	12,47	

Применяют ручной и электрический приводы стрелочного перевода.

В последнее время все большее распространение получают дистанционно или автоматически управляемые стрелочные переводы.

2.3. ВАГОНЫ

При разработке месторождений открытым способом для перевозки полезного ископаемого, вскрышных пород и некоторых вспомогательных насыпных грузов используют следующие типы вагонов: **полувагоны (гондолы)** — вагоны без крыши со сплошным днищем (рис. 2.7, а) или с открывающимися в днище

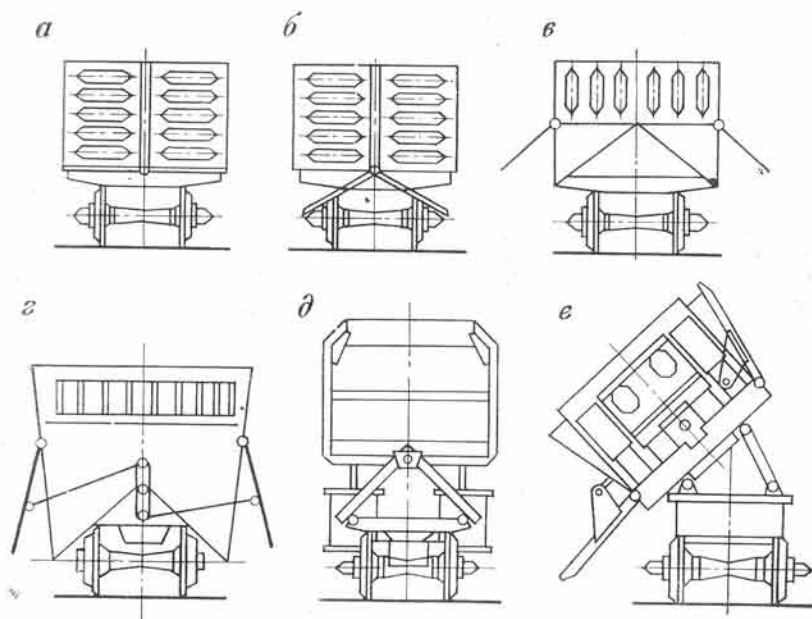


Рис. 2.7. Схемы вагонов, используемых на карьерах

люками (рис. 2.7, б), полувагоны с двухскатным днищем и открывающимися люками в нижней части боковых стенок (талботы) (рис. 2.7, в), полувагоны с кузовом в виде бункера с наклонными стенками и открывающимися в нижней части люками (хoppers) (рис. 2.7, г), полувагоны с двухскатным днищем и поднимающимися стенками кузова (рис. 2.7, д) и полувагоны-самосвалы (думпкары) (рис. 2.7, е) с опрокидывающимися для разгрузки кузовом и откидывающимися или поднимающимися стенками.

Для перевозки оборудования и некоторых других вспомогательных грузов применяют также платформы и вагоны специального назначения.

Основными параметрами вагонов являются: грузоподъемность G (т) — масса груза, которую можно разместить в вагоне; вместимость V (м³) — внутренний объем кузова; масса вагона m_0 (т); внутренние геометрические размеры кузова (м): длина l , ширина b , высота h ; осевая нагрузка P_0 (кН) — суммарная сила, с которой пара колес воздействуют на рельсы; коэффициент тары k_T — отношение массы вагона к его грузоподъемности

$$k_T = m_0/G. \quad (2.5)$$

Чем меньше коэффициент тары, тем больше груза может перевезти поезд при одинаковой массе локомотивосостава, по-

тому необходимо создавать вагоны с возможно меньшей собственной массой.

Важный показатель технического совершенства вагона — основное удельное сопротивление движению вагона ($H/\kappa H$), которое определяется по формулам:

для порожнего вагона

$$w_0 = W_0/q_0, \quad (2.6)$$

для груженого вагона

$$w_0 = W_0/(q_0 + q), \quad (2.7)$$

где W_0 — основное сопротивление движению, Н; $q_0 = m_0 g$ — вес вагона, кН; $q = Gg$ — вес груза, кН; g — ускорение свободного падения, м/с².

Сопротивление движению вагона зависит от конструкции подшипниковых узлов, степени их износа, качества путей и некоторых других факторов, учесть которые посредством расчета очень трудно, поэтому для определения его удельной величины пользуются либо эмпирическими формулами, либо экспериментальными данными.

В вагонах всех типов можно выделить следующие основные узлы: ходовое оборудование, раму, кузов, ударно-цепные устройства и пневматическую систему.

Ходовое оборудование. Основной узел ходового оборудования — ходовые тележки, общая масса которых составляет около 40% массы вагона. Карьерные вагоны снабжают двух-, трех- и четырехосными тележками.

На рис. 2.8 изображена двухосная тележка, основными элементами которой являются колесные пары 1, буксы 2, боковая рама 3, надрессорная балка 4, рессорные комплекты 5 и тормозное устройство. Боковые рамы и надрессорная балка выполняются литыми. Рессорный комплект состоит из семи двухрядных спиральных пружин. Своими концами надрессорная балка опирается на рессорные комплекты и вместе с опирающимися на нее кузовом может перемещаться в небольших пределах в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Тормозное устройство состоит из трингелей с тормозными башмаками и колодками, рычагов.

Расстояние между осями колесных пар называют базой тележки, которая характеризует способность вагона проходить криволинейные участки пути определенного радиуса. Чем меньше база, тем меньшим может быть принят радиус кривой.

Колесные пары являются основным элементом ходовых тележек. Они воспринимают нагрузку от всех частей вагона и передают ее на рельсы, а также направляют движение вагона по ним. Колесная пара (рис. 2.9) состоит из оси 1 и надрессорванных на нее колес 2. Они входят шейками 3 в подшипники.

Устойчивость и необходимое направление движения колеса по рельсу обеспечиваются профилем его поверхности катания.

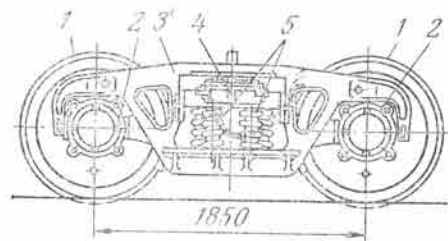
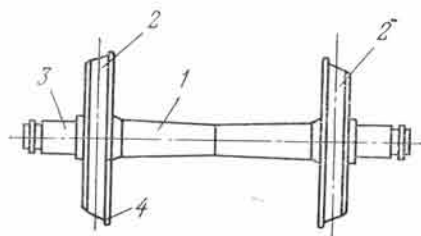


Рис. 2.8. Двухосная тележка вагона

а



б

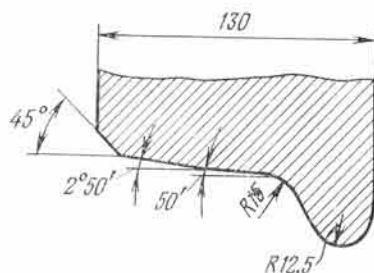


Рис. 2.9. Колесная пара (а) и профиль поверхности катания колеса (б)

Внутренняя часть колеса снабжена гребнем 4, препятствующим сходу колеса с рельса. Поверхность катания колеса выполняют конической, причем уклон конусности увеличивая от гребня к периферии от $50'$ до $2^\circ 50'$. Такой профиль поверхности катания обеспечивает контакт с рельсами, установленными с подуклонкой, более равномерный износ всей поверхности катания и хорошее центрирование движения колесной пары при движении вагона по криволинейным и прямым участкам пути.

Диаметр колес для нормальной колеи принят 950 мм, а для узкой 500—700 мм.

Буксы — устройства, в которых располагаются подшипники колесных пар. В последнее время все вновь выпускаемые вагоны оборудуют буксами с подшипниками качения, однако на карьерах еще довольно широко используют вагоны с подшипниками скольжения.

Букса (рис. 2.10) состоит из корпуса 1, внутри которого впрессованы два роликовых подшипника 2. Внутренний торец корпуса закрыт крышкой с лабиринтным уплотнением 3 и отверстием для прохода шейки оси колесной пары. Торцовое кольцо 4 воспринимает осевые нагрузки, возникающие на шейках оси при движении вагона. Кольцо закрепляется посредством корончатой гайки со стопорной планкой 5. Снаружи торцовая часть корпуса закрывается смотровой крышкой 6. Внешние боковые стенки корпуса букс снабжены пазами, в которые входят выступы прорезей боковин рам. Снизу в пазах буксы закрепляются планками.

Двухосными тележками оборудуют вагоны грузоподъемностью до 85 т. Вагоны большей грузоподъемности оборудуют трех- и четырехосными тележками.

Трехосная тележка (рис. 2.11, а) снабжена двумя боковыми рамами 1, сочлененными из двух полурам. Каждая полурама внешним концом опирается на буксу оси крайней колесной пары 2, а внутренним — через балансир 7 на буксу средней оси. Вследствие гибкости такой конструкции колесные пары хорошо вписываются в кривые в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Нагрузка от кузова вагона передается через *H*-образную шкворневую балку 4 на наддрессорные балки 3, опирающиеся на

Рис. 2.10. Букса с роликовыми подшипниками

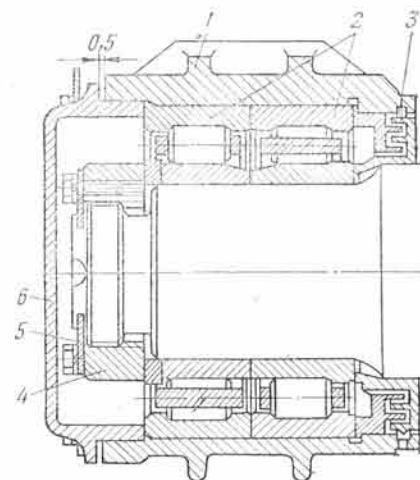
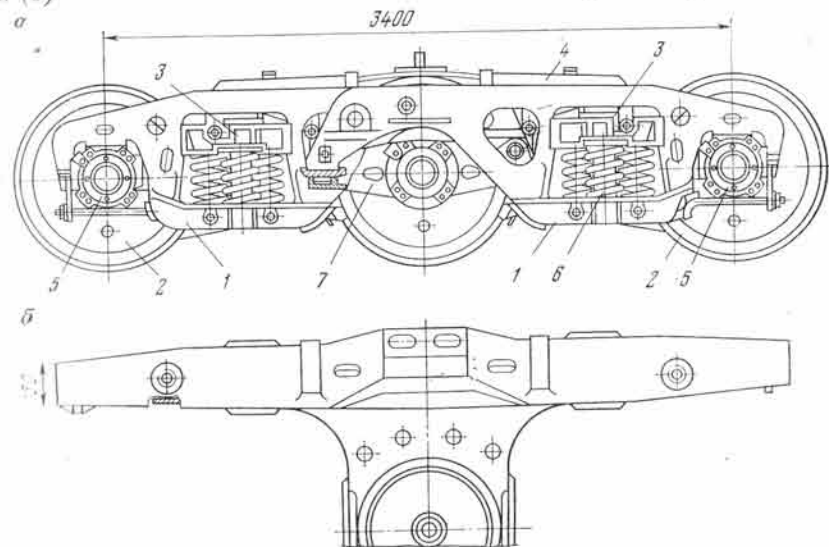
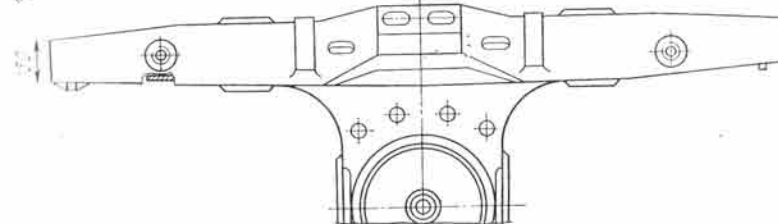


Рис. 2.11. Трехосная тележка (а) и *H*-образная шкворневая балка (б)



б



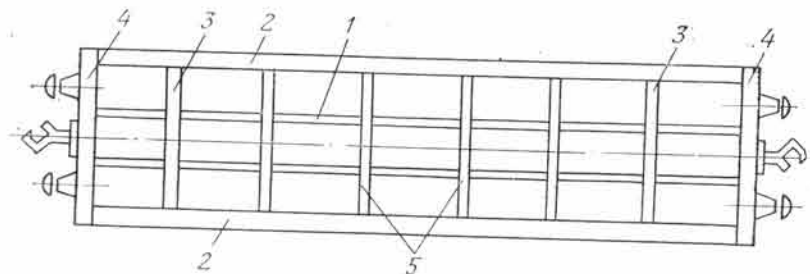


Рис. 2.12. Рама вагона

рессорные комплекты 6. Тележка оборудована буксами 5 с подшипниками качения.

Вагоны грузоподъемностью 140 т и более оборудуют четырехосными тележками, представляющими собой конструкцию, состоящую из двух двухосных тележек, соединенных посредством балки, которая выполнена в виде бруса равного сопротивления. Концами брус опирается на подпятники соединительных балок двухосных тележек. На концах соединительной балки расположены скользуны, посредством которых балка опирается на скользуны тележек при прохождении криволинейных участков пути. На всех тележках посередине опорных брусьев имеются подпятники, служащие опорой кузова или рамы вагона.

Рама вагона опирается на ходовые тележки и несет на себе все надрессорные части, к которым относятся кузов, тормозное и ударно-сцепное оборудование. Рама вагона (рис. 2.12) состоит из продольной хребтовой балки 1, двух продольных боковин 2, двух шкворневых балок 3 с подпятниками и скользунами, которыми она соединяется с ходовыми тележками, двух торцовых балок 4, на которых крепятся ударно-сцепные устройства. Необходимую прочность и жесткость раме придают поперечные балки 5, число которых зависит от грузоподъемности вагона и оборудования, размещаемого на раме. В некоторых вагонах рамы не имеют продольных боковин. Рама вагона должна быть достаточно прочной, так как она воспринимает большие статические и динамические нагрузки при движении состава, а также вес кузова и других элементов.

На раме вагонов-самосвалов (думпкаргов) укрепляют пневматические цилиндры для опрокидывания кузова при разгрузке, воздушные резервуары, механизмы тормозной системы, пневматические магистрали для управления тормозами и механизмы опускания и поднятия бортов.

В несаморазгружающихся вагонах рама и кузов объединены в единую конструкцию.

Кузов предназначен для размещения транспортируемой горючей массы. В зависимости от назначения вагона кузова имеют различную форму и конструкцию.

Кузова современных полувагонов (гондол) выполняют с несущими боковыми стенками, поэтому каркас кузова изготавливают из тонкостенных профилей. Полувагоны с глухим кузовом грузоподъемностью до 80 т разгружают при помощи круговых опрокидывателей. Полувагоны большей грузоподъемности оборудуют открывающимися днищами, и их разгрузку осуществляют в подвагонные бункерные ямы.

Полувагоны с двухскатным днищем и открывающимися люками в боковых стенках (тальботы) разгружают с эстакад или над подвагонными бункерами одновременно на две стороны.

Эти типы полувагонов обладают сравнительно невысокой прочностью кузова и поэтому используются для перевозки насыпных грузов с небольшой насыпной плотностью (до 1,5 т/м³), например угля, известняков.

Ниже приведены основные технические характеристики полувагонов, выпускаемых в СССР Уральским и Крюковским вагоностроительными заводами.

Полувагон	ПС-63	ПС-94	ПС-125
Грузоподъемность, т	63	94	125
Вместимость кузова, м³	73	106	140,3
Коэффициент тары	0,36	0,35	0,37
Габариты, мм:			
длина по автосцепке	13 920	16 400	20 240
ширина	3130	3200	3130
высота от головки рельса	3484	3790	3970
База полувагона*	8650	10 440	12 070
Масса полувагона, т	22,4	33	46
Внутренние размеры кузова, мм	12 126×2878× ×2060	14 690×2922× ×2370	18 748×2846× ×2510
Число люков	14	16	22
Угол открывания люков, градус:			
средних	40	40	40
надтележечных	32	32	32
Число тележек	2	2	2
Число осей в тележке	2	2	2
Нагрузка на ось, кН	218	236	218
Нагрузка на 1 м пути, кН	62,5	76	86

* Базой полувагона называют расстояние между центрами крайних осей.

Кузова полувагонов грузоподъемностью до 45 т выполняют с деревянной обшивкой стенок, полувагоны грузоподъемностью 125 т — цельнометаллическими.

В существующих конструкциях полувагонов открывание и закрывание донных люков осуществляют вручную, что является их существенным недостатком, поэтому с точки зрения механизации разгрузки предпочтительнее вагоны с глухим кузовом. Однако при разгрузке вагонов с глухим кузовом в круговых опрокидывателях необходимо их расцеплять, что увеличивает время разгрузки, а следовательно, и время рейса.

В тальботах открывание боковых люков осуществляют дистанционно посредством пневмопривода. Недостатки тальбо-

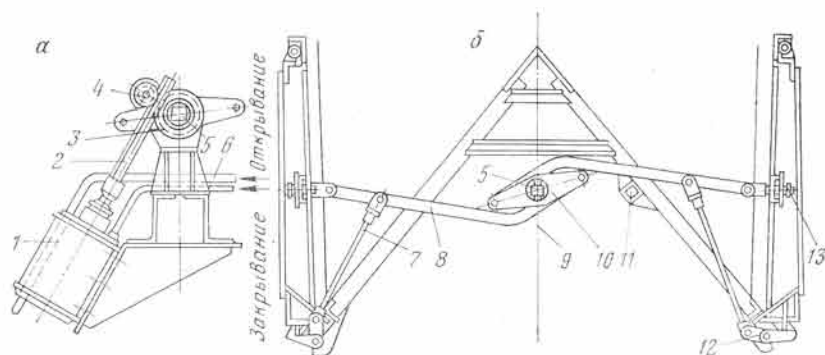


Рис. 2.13. Схемы механизма пневмопривода открывания люков полувагона-хоппера:

1 — цилиндр двойного действия; 2 — рейка; 3 — шестерня; 4 — ролик; 5 — главный вал; 6 — воздухопровод; 7 — тяга с регулируемыми планками; 8 — тяга; 9 — ось вагона; 10 — рычаг; 11 — ограничитель; 12 — крюк; 13 — гайка

тов — увеличенные размеры вагона по сравнению с размерами обычного полувагона при одинаковой грузоподъемности из-за размещения внутри кузова двухскатного днища. Кроме того, центр тяжести тальбота расположен довольно высоко, поэтому он менее устойчив.

Крюковским вагоностроительным заводом изготовлен шестисосный полувагон-хоппер для перевозки угля от места добычи до тепловых электростанций. Кузов вагона состоит из боковых и торцовых стенок, а внутри для жесткости он разделен перегородками на четыре секции. В нижней части кузов оборудован восемью откидывающимися вверх крышками для разгрузки вагона.

Каркас кузова сварен из швеллеров, угольников и обшит стальными листами.

Пол полувагона состоит из четырех секций в виде наклоненных под углом 50° скатов, образующих двухскатное днище. Кузов установлен на раме, состоящей из хребтовой балки, двух продольных боковых и семи поперечных балок, две из которых являются шкворневыми.

Механизм открывания и закрывания крышек разгрузочных люков представляет собой две пневмосистемы (рис. 2.13, а), связанные с рычагами (рис. 2.13, б). На конце рамы вагона установлен кран управления пневмосистемами, при помощи которого можно одновременно открыть крышки всех люков. Пневмосистемы питаются от локомотивной или стационарной воздушной сети. Механизм открывания люков позволяет дистанционно управлять крышками из кабины машиниста.

Днепропетровский вагоностроительный завод изготовлен полувагон грузоподъемностью 100 т для перевозки медной руды от карьеров до металлургических предприятий, а также других сыпучих кусковых грузов с большой плотностью. Вагон оборудован

дощат глухим кузовом, не имеющим собственных устройств для разгрузки. Кузов имеет каркас, обшитый стальным листом толщиной 6 мм, и трехслойный пол. Нижний и верхний настилы сделаны из стальных листов, а между ними расположена прослойка из дубовых брусьев, служащих для амортизации ударов от падающих глыб при загрузке вагона экскаватором.

Хребтовая балка рамы кузова состоит из двух швеллеров, перекрытых стальным листом, двух шкворневых балок и набора промежуточных поперечных и продольных балок.

Полувагон рассчитан на погрузку экскаватором ЭКГ-8. Разгрузку осуществляют в круговых вагонопрокидывателях.

Кроме того, модернизирован полувагон грузоподъемностью 105 т, масса его немного меньше вследствие использования более высококачественных марок стали.

Ниже приведены технические характеристики описанных ранее полувагонов.

Назначение полувагона . . .	Для перевоз- ки угля	Для перевоз- ки медной руды	Для перевоз- ки руды (мо- дернизиро- ванный)
Грузоподъемность, т	90	100	105
Коэффициент тары	0,4	0,47	0,43
Вместимость кузова, м ³	91,2	65	63,3
База вагона, мм	10 440	7780	7780
Длина, мм:			
по снепкам	16 400	15 500	15 500
по концам рамы	15 200	14 280	14 280
Ширина кузова, мм	3200	3222	3144
Высота вагона, мм	3785	3097	3100
Масса полувагона, т	36	47	45
Число разгрузочных люков . . .	8	—	—
Число осей	6	8	8
Нагрузка на ось, кН	21,0	18,4	19,0
Нагрузка на 1 м пути, кН . . .	7,7	9,5	10,0

Вагоны-самосвалы обладают некоторыми конструктивными особенностями. Например, их кузова выполняют отдельно от рам. Кузов вагона-самосвала состоит из каркаса, пола, двух лобовых стенок и двух продольных бортов. Каркас кузова выполнен из продольных и поперечных элементов, сваренных между собой. Борты вагонов-самосвалов, предназначенных для перевозки скальных вскрышных пород и крепких руд, усиливают дополнительными ребрами жесткости. Днище для амортизации ударов от загружаемой горной массы выполняют из двух стальных листов толщиной 6 мм, между которыми прокладывают деревянные брусья толщиной 100 мм. Элементы рамы и кузова, испытывающие наибольшие нагрузки, изготовляют из низколегированных сталей.

Борта вагонов-самосвалов шарнирно соединены с днищем, что позволяет откидывать их при разгрузке на обе стороны.

В вагонах-самосвалах, выпускаемых в СССР, применяют две схемы соединения кузова с рамой. Одна из схем использо-

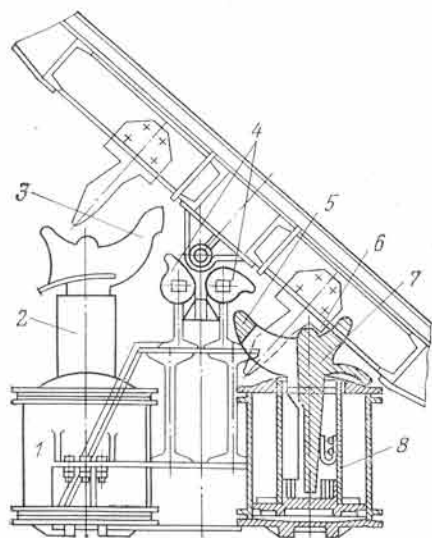


Рис. 2.14. Механизм опрокидывания и запираания кузова вагона-самосвала ВС-50

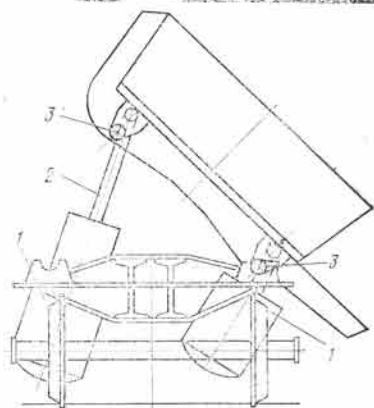


Рис. 2.15. Механизм опрокидывания кузова большегрузных вагонов-самосвалов

вана в вагоне ВС-50, в котором днище кузова по оси шарнирно соединено с рамой (рис. 2.14). Кузов наклоняется при помощи пневматических цилиндров на одну или другую сторону под углом 45° к горизонту.

Для фиксации кузова в горизонтальном положении служит механизм запираания. При наклоне кузова на одну из сторон шток 2 поршня цилиндра 1 с расположенным с противоположной стороны зубом 3 отклоняет эксцентрик 4, связанный с механизмом запираания кузова. При этом происходит освобождение замка кузова со стороны его опрокидывания. Специальный рог 6 упирается в углубление штока 7 и одновременно входит в отверстие зуба 5 верхней головки штока.

Для возвращения кузова в исходное положение в цилиндры, расположенные со стороны разгрузки, подается сжатый воздух. При движении штока поршня 8 рога 6 отклоняет шток в сторону и зуб 5 не задевает эксцентрика 4 запирающего механизма. По мере опускания левой стороны кузова зуб 3 опускающего штока поворачивает эксцентрик в исходное положение и кузов запирается в горизонтальном положении.

Механизм запираания кузова представляет собой систему рычагов, валов и стопоров, удерживающих кузов в горизонтальном положении.

В других вагонах-самосвалах применен более простой способ соединения днища кузова с рамой. Днище вагона опирается на раму при помощи открытых шарниров (рис. 2.15). Пневматические цилиндры 1 на полуосях подвешены в проемах рамы вагона-самосвала, а их штоки 2 шарнирно соединены с днищем кузова. При наклоне днища оно со стороны подъема сходит

с шарнирных опор 3, опираясь на противоположные шарнирные опоры. В горизонтальном положении из-за большого веса кузовов плотно «сидит» на опорах.

Важный элемент вагонов-самосвалов — механизм открывания и закрывания бортов. При наклоне кузова борт откидывается при помощи специальных механизмов, смонтированных на лобовых стенках кузова. Механизмы рассчитаны таким образом, что борта откидываются значительно быстрее, чем наклоняется кузов. После откидывания борт является как бы продолжением днища.

Почти каждый тип вагона-самосвала оборудован собственной конструкцией механизма открывания бортов, однако существуют две принципиальные схемы. Механизм, показанный на рис. 2.16, представляет собой систему рычагов, шарнирно связанных тягами, посредством которых открывают борта. Часть рычагов на полуосях шарнирно крепится к лобовым стенкам кузова, а часть — к раме вагона. Принцип действия такого механизма следующий: при наклоне кузова упорная тяга 2, закрепленная одним концом на раме вагона при помощи полуоси, а другим — шарнирно соединенная с концом двуплечного рычага 3, поворачивает его вокруг полуоси 5, укрепленной на лобовой стенке вагона. Рычаг, шарнирно соединенный другим концом с регулировочной тягой 1, толкает ее и откидывает борт 4 вагона-самосвала.

Другой тип механизма открывания бортов показан на рис. 2.17. Принцип его действия заключается в следующем: рычаг 2, приваренный к борту вагона, удерживается в положении, соответствующем закрытому борту, пружиной 4 посредством рычага 3, упирающегося в рычаг 2 роликом 1. При наклоне кузова ролик 1 начинает скользить по криволинейной поверхности рычага 2 и дает возможность свободно откинуться борту в сторону разгрузки под действием собственного веса и веса

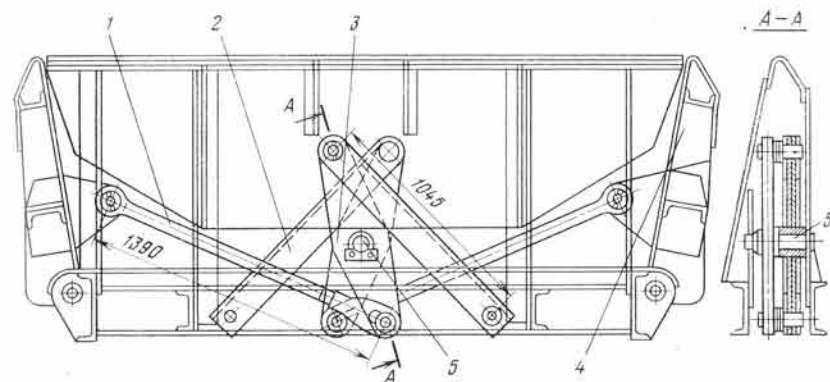


Рис. 2.16. Механизм открывания бортов у вагона-самосвала 6BC-60

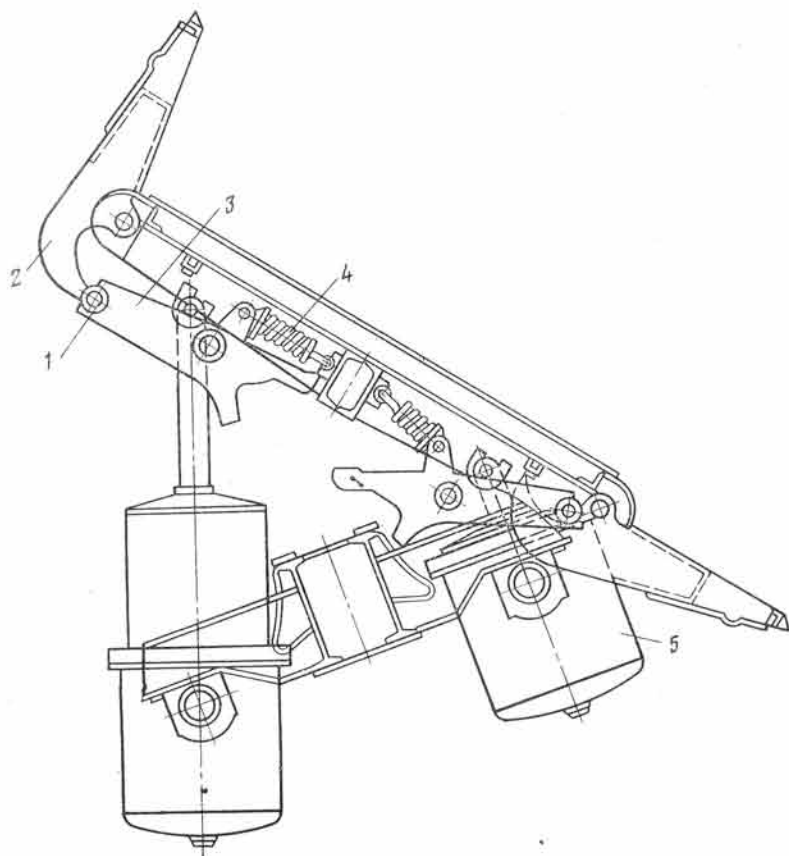


Рис. 2.17. Механизм открывания бортов у вагона-самосвала Д-80

груза. После разгрузки сжатый воздух из цилиндров 5 выпускают и кузов под действием собственного веса возвращается в горизонтальное положение.

Основной недостаток вагонов-самосвалов с откидывающимися бортами — их недостаточная устойчивость при разгрузке, так как сыпавшийся по борту груз создает значительный опрокидывающий момент.

В нашей стране выпускают вагон-самосвал ВС-50 с поднимающимися бортами 1 при наклоне кузова 2 (рис. 2.18, а).

За рубежом изготавливают вагоны-самосвалы с составными бортами (рис. 2.18, б), у которых при наклоне кузова верхняя часть 1 борта поднимается, а нижняя 2 — опускается. Такие вагоны-самосвалы обладают более высокой устойчивостью по сравнению с вагонами с откидывающимися бортами, но имеют более сложный механизм открывания бортов.

Наклон кузовов вагонов-самосвалов, изготавливаемых отечественными заводами, осуществляется при помощи пневмоцилиндров, которые получают питание от пневмосистемы локомотива. К цилиндрам подводится сжатый воздух под давлением 0,7 МПа. У некоторых вагонов-самосвалов работает часть цилиндров двустороннего действия для более надежного и быстрого возврата кузова в горизонтальное положение.

Пневматическая система (рис. 2.19) наклона кузова состоит из трубопровода питания 1, цилиндров разгрузки одностороннего действия 2 и двустороннего действия 3, воздухораспределителей 4, кранов управления 5 и 6, системы трубопроводов 7, 8, 9 и 10 с концевыми кранами 11 и межвагонными гибкими трубопроводами 12.

Для управления разгрузкой вдоль вагона-самосвала проложены три воздушные магистрали (средняя — питающая и две — разгрузочные), закрепленные на хребтовой балке и оборудованные с обоих концов кранами и наконечниками для соединения с гибкими межвагонными трубопроводами.

В пневматической системе предусмотрен резервуар вместимостью 500 л или более, обеспечивающий необходимый запас воздуха при работе цилиндров, а также выполняющий роль ресивера, уменьшающего толчки при разгрузке вагона.

Для разгрузки вагона-самосвала рукоятку крана 6 поворачивают в положение «открыто», воздух через воздухораспределитель направляется в нижнюю полость цилиндров и поднимает поршни вверх. Возвращение кузова в исходное положение осуществляют поворотом рукоятки в положение «закрыто», при котором из цилиндров воздух выходит в атмосферу. Принудительное опускание кузова выполняют поворотом крана 5 в положение «посадка», при этом сжатый воздух поступает в верхнюю полость цилиндров двустороннего действия.

Посредством крана управления разгрузкой воздух впускают

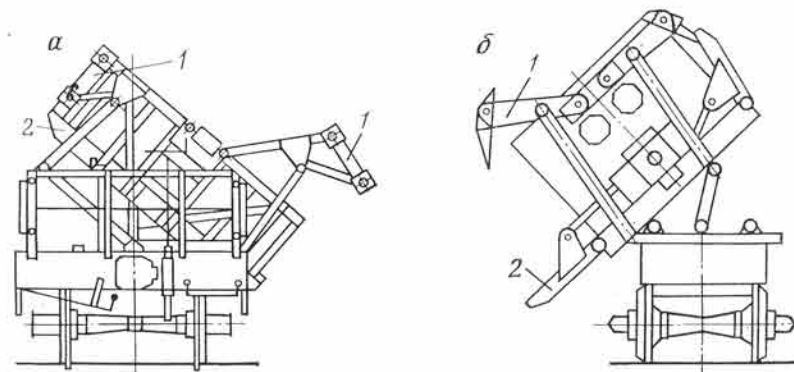


Рис. 2.18. Механизм открывания бортов у вагона-самосвала ВС-50 (а) и у вагона-самосвала с составными бортами (б)

и выпускают из пневмоцилиндров через воздухораспределитель, который предназначен для постепенного уменьшения подачи сжатого воздуха в цилиндры по мере наклона кузова, вплоть до полного прекращения (отсечки) подачи сжатого воздуха при достижении кузовом определенного угла наклона, когда дальнейшее опрокидывание происходит вследствие расширения воздуха в цилиндре и под действием веса груза и кузова. При помощи воздухораспределителя обеспечивается плавная работа механизмов разгрузки кузова вагона-самосвала.

На рис. 2.20 изображен разрез воздухораспределителя. При неработающем воздухораспределителе сжатый воздух, направляющийся из разгрузочной магистрали, прижимает клапан 1 к седлу и перекрывает полость, сообщаемую с цилиндром опрокидывания. Через кран управления воздух поступает в нижнюю полость 5 и клапан открывается, так как площадь поршня 4 больше площади поршня клапана 1. Воздух из разгрузочной магистрали поступает через отверстие 7 в цилиндры опрокидывания из полости 3. По мере опрокидывания кузова клапан 2 перемещается вправо, уменьшая подачу воздуха, а затем отключает разгрузочную магистраль от цилиндров опрокидывания. Дальнейший наклон кузова происходит вследствие расширения сжатого воздуха в цилиндрах. Автоматическое отключение подачи воздуха в цилиндры опрокидывания при заданном угле поворота кузова смягчает удар при разгрузке и снижает расход воздуха. При выпуске через кран управления воздуха из-под поршня клапан 1 перекрывает разгрузочную магистраль. Воздух из цилиндров опрокидывания воздействует на клапан 2, открывает его и выходит в атмосферу через полость 6. После полного выхода воздуха из цилиндров опрокидывания в атмосферу кузов возвращается в транспортное положение.

В настоящее время разработана система дистанционного уп-

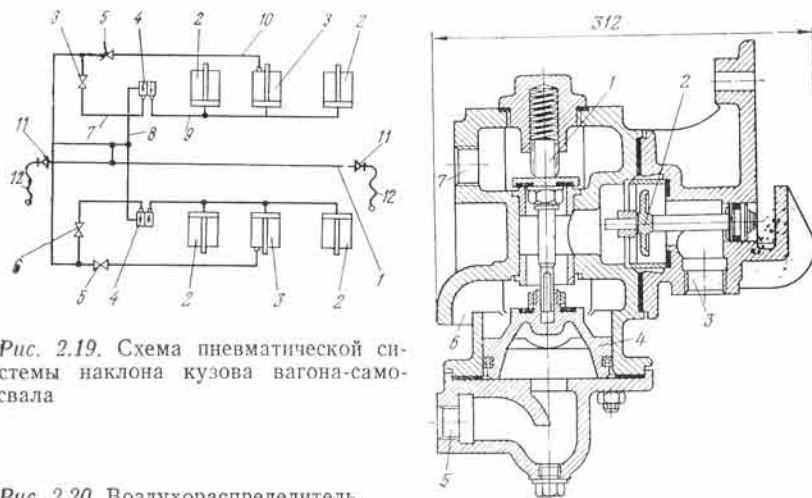


Рис. 2.19. Схема пневматической системы наклона кузова вагона-самосвала

Рис. 2.20. Воздухораспределитель

равления разгрузкой вагонов-самосвалов из кабины машиниста локомотива.

Способ разгрузки вагонов-самосвалов с использованием пневмоцилиндров является пока единственным, однако ведут работы, связанные с заменой пневматической системы разгрузки электрогидравлической, так как установленные на вагонах-самосвалах пневмоцилиндры, получающие питание от пневмосети электровоза, занимают много места, особенно на большегрузных вагонах, и значительно утяжеляют вагоны. Электрогидравлическая система разгрузки состоит из насоса с электродвигателем, установленного на локомотиве или на каждом вагоне, и гидроцилиндров, с помощью которых осуществляется наклон кузова. При эксплуатации опытной партии вагонов-самосвалов грузоподъемностью 105 т с электрогидравлической разгрузкой была отмечена высокая надежность системы. Кроме того, у таких вагонов-самосвалов повышена устойчивость и уменьшен собственный вес.

Устойчивость вагонов-самосвалов при разгрузке оценивают коэффициентом устойчивости

$$k_y = M_{\text{восст}} / M_{\text{опр}},$$

где $M_{\text{восст}}$ и $M_{\text{опр}}$ — соответственно восстанавливающий и опрокидывающий моменты, Н·м.

При определении опрокидывающего момента учитывают давление ветра, принимаемое равным 0,5 МПа. Практикой установлено, что груз сползает сплошной массой до конца откинутого борта, при этом поперечное сечение его верхней части имеет вид прямоугольника, а нижней — прямоугольной трапеции (рис. 2.21). Коэффициент устойчивости подсчитывают для самого тяжелого груза и для различных его положений при сползании, а затем строят график зависимости коэффициента устойчивости от положения груза. По установленным нормам коэффициент устойчивости при любом положении груза не должен быть меньше 1,15.

Опрокидывающий и восстанавливающий моменты определяют относительно точки касания C колеса внутренней стороны головки рельса (см. рис. 2.21) при максимальном угле наклона

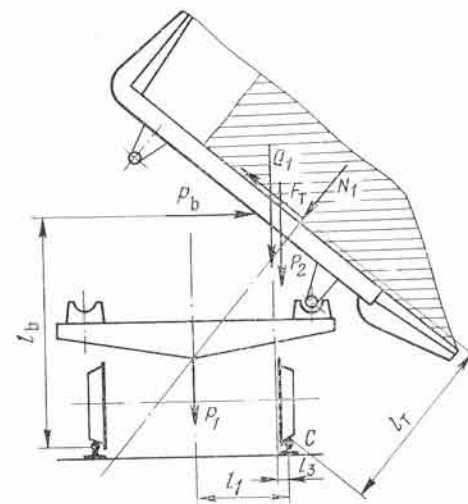


Рис. 2.21. Схема сил, действующих на вагон-самосвал при разгрузке

кузова, равном 45° . Коэффициент трения груза по дну вагона принимают равным 0,7. На рис. 2.21 приведена упрощенная схема сил, действующих на вагон с наклоненным кузовом. Однако методика определения коэффициента устойчивости остается одинаковой и при более точном учете сил, действующих на вагон при разгрузке. Коэффициент устойчивости можно получить из следующего выражения:

$$k_y = \frac{P_1 l_1 + P_2 l_2 + Q_1 l_3 + N_1 l_4}{F_T l_T + P_b l_b}, \quad (2.8)$$

где P_1 — вес хребтовой балки, пневмоцилиндров и тележек, отнесенный к 1 м длины вагона, Н; P_2 — вес кузова, отнесенный к 1 м его длины, Н; Q_1 — вес груза в начальный момент его сползания при откинутой боковой стенке, отнесенный к 1 м длины вагона, Н; N_1 — сила, действующая перпендикулярно на дно кузова, отнесенная к 1 м длины кузова, Н; F_T — сила трения груза о днище кузова, приходящаяся на 1 м длины кузова, Н; P_b — сила ветра, действующая на дно кузова с внешней стороны, отнесенная к 1 м длины кузова, Н; l_1, l_2, l_3, l_4, l_T и l_b — плечи моментов соответствующих сил относительно точки С, м.

Силу трения определим по формуле

$$F_T = f N_1,$$

где $f=0,7$ — коэффициент трения груза о днище кузова.

При расчете принимают, что все силы приложены в центре тяжести сечений соответствующих элементов, а вес груза в различные моменты процесса разгрузки кузова может быть и восстанавливающей силой, и опрокидывающей, так как центр его тяжести все время перемещается.

В результате расчета определяют значения коэффициента устойчивости k_y при различных положениях кузова и центров тяжести груза. Если коэффициент устойчивости будет меньше 1,15, в таком вагоне можно перевозить грузы с меньшей насыпной плотностью (по сравнению с расчетной), не догружать его или изменять параметры вагона (например, уменьшать высоту стенок).

Техническая характеристика вагонов-самосвалов, изготавливаемых в СССР

	6BC-65	BC-85	2BC-105	BC-136	TBC-165
Вагон-самосвал	60	85	105	136	165
Грузоподъемность, т	26,2	38	48,5	68	58
Вместимость кузова, м ³	0,484	0,41	0,45	0,5	0,38
Коэффициент тары	4	4	6	8	8
Число осей	218	294	250	249	304
Нагрузка на ось, кН	4	4	6	8	8
Число разгрузочных цилиндров	45	45	45	45	45
Угол наклона кузова, градус	11 830	12 170	14 900	17 630	17 580
Габариты, мм:					
длина	3215	3520	3750	3460	3460
ширина	2680	3236	3240	3620	3285
высота	29	35	48	67,5	68
Масса вагона, т					

При использовании вагона-самосвала 6BC-60 допускается загрузка экскаватором с ковшом вместимостью до 4 м³. Вагон выдерживает удары глыбами массой до 2 т, падающими с высоты 2 м. Вагон BC-85 предназначен для погрузки экскаватором с ковшом вместимостью до 8 м³ и выдерживает удары глыбами массой до 3 т, падающими с высоты до 2,5 м. В аналогичных условиях применяют вагон-самосвал 2BC-105. Вагоны-самосвалы BC-136 работают с экскаваторами с ковшом вместимостью до 12,5 м³ и выдерживают удары глыбами массой до 5 т, падающими с высоты до 2,5 м.

Рама вагона-самосвала с установленным на ней кузовом укреплается на ходовых тележках посредством шкворней или валиков, которые препятствуют ее боковому смещению относительно тележек и в то же время допускают их поворот вокруг оси относительно рамы. Отверстие для шкворня или валика на нижней поверхности рамы окружено кольцевой площадкой — пятником, которым рама опирается на подпятник, окольцовывающий шкворень или отверстие для валика на опорной балке тележки (см. рис. 2.13). Кроме подпятников раме служат опорой скользуны, расположенные по концам опорных балок тележки. Рама опирается на скользуны пятниками, помещенными в соответствующих местах ее нижней поверхности.

У вагонов с неопрокидными кузовами пятники крепятся болтами к днищу вагона. Этими пятниками кузов опирается на подпятники и скользуны тележек.

На криволинейных участках пути рама вагона вместе с кузовом поворачивается вокруг шкворня или валика, при этом внешние пятники скользят по скользунам опорных балок ходовых тележек.

Тормозная система вагона состоит из пневматической или электропневматической системы управления тормозными колодками и системы рычагов, через которую производится прижатие или отжатие тормозных колодок к поверхностям катания колес (рис. 2.22).

В тормозной системе с пневматическим управлением (рис. 2.22) поддерживается давление воздуха 0,7 МПа. Система устроена таким образом, чтобы при обрыве магистрали или резком снижении давления в ней сжатый воздух поступал в тормозной цилиндр из запасного резервуара и затормаживал вагон. Регулятор режима торможения служит для автоматического изменения усилия нажатия тормозных колодок при служебном торможении и плавной остановке состава.

При применении электропневматической тормозной системы воздухораспределителем управляют при помощи диафрагменно-клапанного устройства. При этом происходит одновременное включение тормозов всех вагонов, вследствие чего повышается быстродействие системы, что весьма важно при экстренном торможении.

Цепные устройства. Современные вагоны, созданные для

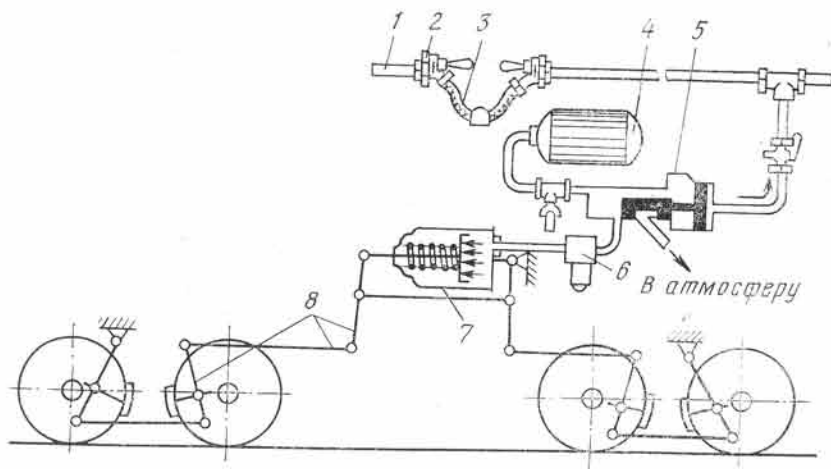


Рис. 2.22. Схема тормозной системы с пневматическим управлением:
1 — тормозная магистраль; 2 — концевой кран; 3 — соединительный межвагонный гибкий шланг; 4 — запасной резервуар; 5 — воздухораспределитель; 6 — регулятор режима торможения; 7 — тормозной цилиндр; 8 — рычажная передача

движения по нормальной колее, оборудованы автоматическими ударно-сцепными устройствами — автосцепками (рис. 2.23). Литой корпус автосцепки снабжен головкой с большим и малым зубьями. В пространстве между ними установлен замок. При сцепке вагонов малые зубья входят в зевы, нажимают на выступающие части замков автосцепок соединяемых вагонов и эти части входят внутрь. Когда малые зубья войдут в зевы до отказа, замки выйдут из пазов и займут исходные положения, замкнув автосцепки. При нажатии на рычаг расцепного устройства замки утопляются и вагоны расцепляются.

Поглощающий аппарат ударно-сцепного устройства служит для амортизации динамических нагрузок на конструктивные элементы вагонов при их столкновениях.

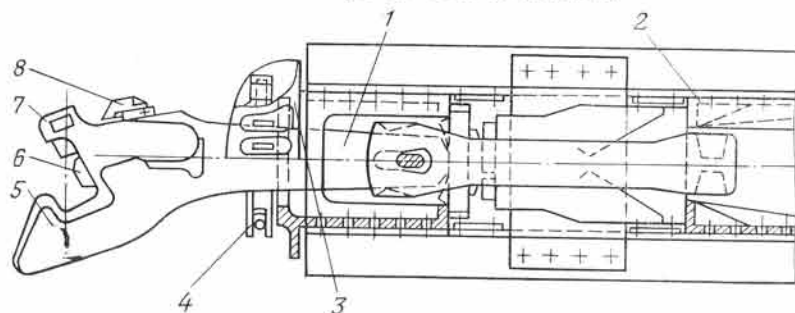


Рис. 2.23. Схема автосцепки:
1 — собственно автосцепка; 2 — ударно-поглощающий аппарат; 3 — тяговый хомут; 4 — центрирующий прибор; 5 и 7 — соответственно большой и малый зубья; 6 — замок; 8 — расцепное устройство

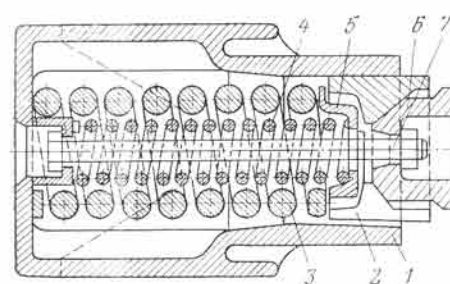


Рис. 2.24. Пружинно-фрикционный поглощающий аппарат:

1 — корпус; 2 — фрикционный клин; 3 и 4 — соответственно наружная и внутренняя пружины; 5 — нажимная шайба; 6 — конус; 7 — стяжной болт с гайкой

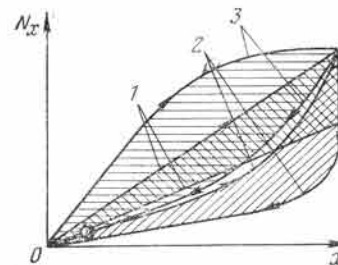


Рис. 2.25. Линейная (1), регрессивная (2) и прогрессивная (3) силовые характеристики поглощающих аппаратов

Карьерные подвижные составы, как правило, снабжены пружинно-фрикционными поглощающими аппаратами (рис. 2.24).

При столкновении вагонов пружины поглощающего аппарата сжимаются, три фрикционных клина раздвигаются конусом и прижимаются к внутренней поверхности корпуса. Между клиньями и конусом возникает сила трения, тем большая, чем сильнее сжаты пружины. Поглощение энергии удара сталкивающихся вагонов происходит за счет работы сил трения.

Одна из основных характеристик поглощающего аппарата — зависимость сжимающего усилия при соударении вагонов от деформации пружин, которую называют силовой характеристикой. Силовую характеристику поглощающего аппарата выражают следующей формулой:

$$N_{(x)} = cx^n + N_{\text{н}},$$

где c — жесткость поглощающего аппарата, Н/м; x — деформация сжатия, м; n — показатель степени, зависящий от конструкции аппарата (точнее, от формы силовой характеристики); $N_{\text{н}}$ — сила предварительной затяжки аппарата, Н.

Различают линейные силовые характеристики, при которых $n=1$, жесткие (регрессивные), при которых $n>1$, и мягкие (прогрессивные), когда $n<1$ (рис. 2.25). С точки зрения способности поглощения энергии удара при столкновении вагонов и, следовательно, снижения пиковых нагрузок, передаваемых на вагоны, наиболее совершенными считают поглощающие аппараты с прогрессивной силовой характеристикой.

Пружинно-фрикционные аппараты имеют жесткую (регрессивную) силовую характеристику, поэтому в последнее время начали применять поглощающие аппараты с резинометаллическими фрикционными элементами и гидравлические, обладающие лучшими амортизирующими свойствами.

Другая важная характеристика поглощающих аппаратов — коэффициент полноты силовой характеристики η , который выражает отношение энергии, фактически поглощаемой аппаратом, к предельной теоретической энергии, соответствующей данной деформации аппарата и силе сжатия. Так как энергия, поглощаемая аппаратом, как видно из графиков, изображенных на рис. 2.25, выражается площадью, ограниченной зависимостью N_x от x , то коэффициент η можно представить в следующем виде:

$$\eta = \frac{\int_0^x N(x) dx}{N_x}, \quad (2.9)$$

где N_x — сила сжатия поглощающего аппарата, Н.

Одним из основных свойств поглощающего аппарата является его способность после удара быстро возвращаться в исходное положение. Эта способность в значительной степени зависит от количества энергии, поглощенной в течение полного цикла работы аппарата. Указанное свойство характеризуют коэффициентом необратимого поглощения энергии η' :

$$\eta' = 100 \Delta \mathcal{E} / \mathcal{E},$$

где $\Delta \mathcal{E}$ — необратимо поглощенная энергия, Дж; $\mathcal{E}$ — энергия, воспринятая двумя аппаратами при соударении, Дж.

Способность поглощающих аппаратов необратимо поглощать энергию удара оценивают коэффициентом восстановления k_v , величина которого характеризует энергию удара, оставшуюся непогашенной (восстановленной) после удара.

Из теории двух соударяющихся тел можно получить следующую зависимость:

$$\eta = 100 (1 - k_v^2), \quad (2.10)$$

где

$$k_v = \frac{m_1 (v_{1н} - v_{1к}) + m_2 (v_{2н} - v_{2к})}{m_1 (v_{1н} - v_{2н})}; \quad (2.11)$$

m_1 и m_2 — массы соударяющихся вагонов, кг; $v_{1н}$ и $v_{1к}$ — соответственно начальная и конечная скорости вагона с массой m_1 , м/с; $v_{2н}$ и $v_{2к}$ — соответственно начальная и конечная скорости вагона массой m_2 , м/с.

2.4. ЛОКОМОТИВЫ

На карьерах при перевозке горной массы железнодорожным транспортом используют следующие типы локомотивов: электровозы и тепловозы.

По условиям эксплуатации карьерные локомотивы должны удовлетворять следующим требованиям: преодолевать затяжные уклоны, проходить криволинейные участки железнодорож-

ного пути с малыми радиусами (100—150 м), работать в любых климатических условиях, не зависеть от внешних источников подвода энергии на призабойных путях.

В наибольшей степени этим требованиям удовлетворяют электровозы, получившие широкое распространение на карьерном транспорте.

Электровозы бывают аккумуляторные и контактные. На карьерах, как правило, используют контактные электровозы постоянного и переменного тока.

Электровозы постоянного тока питаются от контактной сети постоянного тока напряжением 1500 или 3000 В, а электровозы переменного тока — от сети переменного тока напряжением 10 000 В. Контактная сеть характеризуется большими потерями энергии, что приводит к снижению к.п.д. электровозного карьерного транспорта до 14%, в то время как к.п.д. самих электровозов составляет 86—88%.

Кроме того, наличие контактной сети на экскаваторных уступах и отвалах затрудняет производство буровзрывных и экскаваторных работ, во время которых возникает опасность соприкосновения с контактной сетью ковша экскаватора, повреждения ее в момент взрыва или загрузки вагонов.

Некоторые операции по обслуживанию контактной сети связаны с большими затратами ручного труда.

Наиболее эффективны комбинированные контактно-аккумуляторные электровозы, для которых не требуется контактная сеть на экскаваторных уступах. Однако к настоящему времени не разработаны достаточно экономичные и дешевые аккумуляторы.

На карьерах нашей страны все большее распространение получают тяговые агрегаты, представляющие собой комбинацию из электровоза, дизель-генераторной секции и моторного вагона. При движении такого агрегата по постоянным путям он питается электроэнергией от контактной сети, а при движении по экскаваторному уступу питание тяговых двигателей осуществляется от дизель-генератора.

Электровозы. Основные параметры электровозов — масса, сцепной вес (вес локомотива, приходящийся на тяговые колеса), нагрузка на ось (вес локомотива, приходящийся на одну ось), мощность электродвигателей. Различают мощность часового режима, т. е. максимальную мощность, которую могут развивать электродвигатели, не перегреваясь в течение часа; мощность длительного режима, которую могут развивать двигатели длительное время без перегрева. Соответственно различают часовую и длительную силы тяги, часовую и длительную силу тока, часовую и длительную скорости.

Электровозы характеризуются также осевой формулой, которая показывает, сколько ходовых тележек в электровозе и тяговых осей в тележке, какая конструктивная связь существует между тележками. Число осей в тележке обозначают цифрой,

индекс «0» при цифре означает, что оси являются тяговыми. Знак «+» указывает на наличие кинематической связи между тележками, а знак «—» на отсутствие таковой. Например, осевая формула $2_0+2_0+2_0$ говорит о том, что электровоз оборудован тремя двухосными тележками, у которых обе оси тяговые, и между тележками имеется кинематическая связь.

Техническая характеристика электровозов для нормальной колеи

Электровоз	E-2	E-1	21E	26E	Д94
Ток			Постоянный		Переменный
Сцепной вес, кН	980	1470	1470	1764	921
Напряжение сети, В	1500	1500	1500	1500	10 000
Осевая формула	2_0+2_0	$2_0+2_0+2_0$	$2_0+2_0+2_0$	$2_0+2_0+2_0$	2_0-2_0
Мощность часового режима, кВт	1350	2020	1510	2480	1560
Часовая скорость, км/ч	30	30	28	28,7	30
Нагрузка на ось, кН	250	250	250	300	235
Наименьший допустимый радиус кривой, м	80	50	60	60	75
Высота с опущенным токосъемником, мм	4660	4660	4800	4960	5250
Длина электровоза, мм	13 820	21 320	20 960	21 470	16 400
Масса, т	100	150	150	180	94
Страна-изготовитель	ГДР	ГДР	ЧССР	ЧССР	СССР

Применение электровозов переменного тока более эффективно, чем электровозов постоянного тока, так как коэффициент сцепления электровозов переменного тока на 15—20% выше благодаря лучшему взаимодействию колесных тяговых пар с рельсами, соответственно больше и расчетная масса прицепной части состава на 15—20%, меньше потери в тяговой сети, поэтому выше к.п.д. транспортной системы в целом; в два раза меньше расход цветных металлов на контактную сеть. Кроме того, при использовании электровозов переменного тока можно увеличить расстояние между питающими подстанциями и сократить их число.

Вместе с тем стоимость электровозов переменного тока на 15—25% выше стоимости электровозов постоянного тока, перевод тяговой сети на переменный ток связан со значительными капитальными затратами, поэтому переходят и на питание постоянным током напряжением 3000 В, так как этот процесс требует меньших затрат.

Устройство электровозов. В карьерных электровозах выделяют следующие системы: механическую, пневматическую и электрическую.

Механическая система включает в себя: кузов, ходовую часть и ударно-тяговые устройства.

Кузова карьерных электровозов могут быть будочного или вагонного типа (рис. 2.26).

Кузов будочного типа состоит из центрально расположенной кабины управления и двух скосов по обе стороны от нее. В ка-

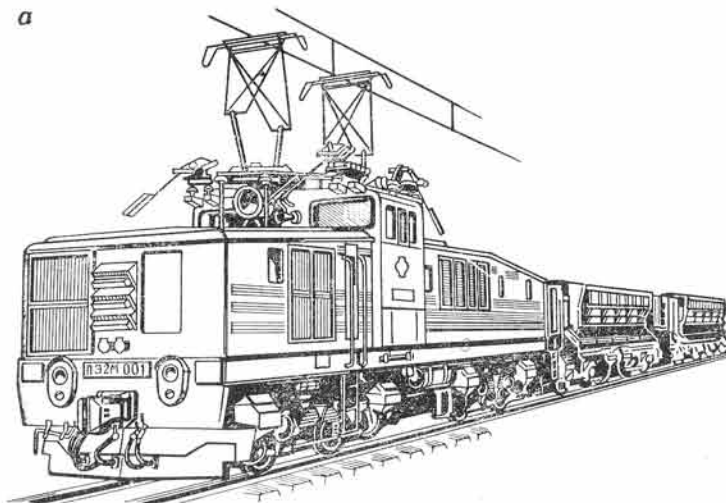


Рис. 2.26. Электровозы управления с кузовами будочного типа (ПЭ2М) (а) и вагонного типа (ОПЭ1) (б)

бине размещены пульты управления и контрольные приборы, в скосах установлено основное оборудование электровоза. Кузов вагонного типа оборудуют кабинами управления, расположенными на обоих его концах, а основное оборудование находится в средней части.

Ходовая часть электровоза состоит из двух или трех двухосных тяговых тележек.

Рама двухосной тяговой тележки (рис. 2.27) объединяет все узлы и служит для распределения веса кузова с оборудованием через рессоры на колесные пары. Раму выполняют сварной коробчатого сечения. В боковых стенках рамы предусмотрены проемы для установки букс. По концам рамы укреплены поперечные деревянные брусья для предохранения тележек от повреждений при сходе электровоза с рельсов.

Колесная пара локомотива (рис. 2.28) состоит из оси 1, двух колесных центров 2 с бандажом 3 и двух зубчатых колес, 4, расположенных между центрами. Колесные центры напрессованы на посадочные места осей с усилием 1000—1500 кН. Диаметр катания колес современных электровозов принимают в диапазоне 1100—1250 мм. Зубчатые колеса выполняют косо-зубыми из хромоникелевой стали и напрессовывают на ступицы колесных центров.

Буксы локомотивов служат для связи колесных пар с тележками, их конструкция почти не отличается от конструкции букс вагонов. Однако на локомотивах, помимо челюстного крепления букс к тележкам, применяют шарнирное, при котором корпус букс прикрепляется к боковым стенкам рамы тележек посредством двух поводков, в шарнирах которых запрессованы резинометаллические втулки. Вертикальное перемещение букс при движении локомотива происходит вследствие возникновения деформации скручивания резины. Опыт эксплуатации показал, что надежность такого крепления букс выше, чем челюстного, и оно требует меньше ухода.

Рессорное подвешивание служит для смягчения ударных нагрузок при качении колес по неровностям рельсов, особенно при прохождении стыков, а также для обеспечения равномерного распределения веса надрессорной части локомотива между колесными парами.

На локомотивах применяют листовые рессоры и рессоры в виде цилиндрических пружин. При деформации рессор происходит снижение ударных нагрузок, передаваемых колесными парами на надрессорную часть локомотива вследствие частичного поглощения энергии удара. Равномерное распределение нагрузки между осями достигается балансирной подвеской тележек на рессорах (рис. 2.29).

Рессоры характеризуются гибкостью и жесткостью. Гибкостью λ (мм/Н) называют отношение прогиба рессоры f (мм) к вызвавшей его силе P (Н):

$$\lambda = f/P.$$

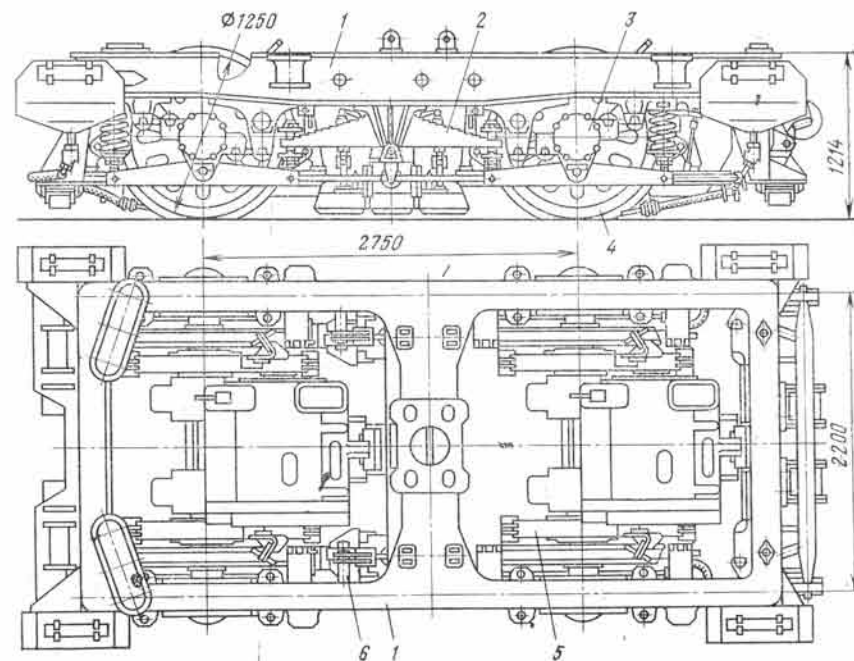


Рис. 2.27. Двухосная тележка электровоза:

1 — рама; 2 — рессорное подвешивание; 3 — букса; 4 — колесная пара; 5 — тяговая передача; 6 — тормозная система

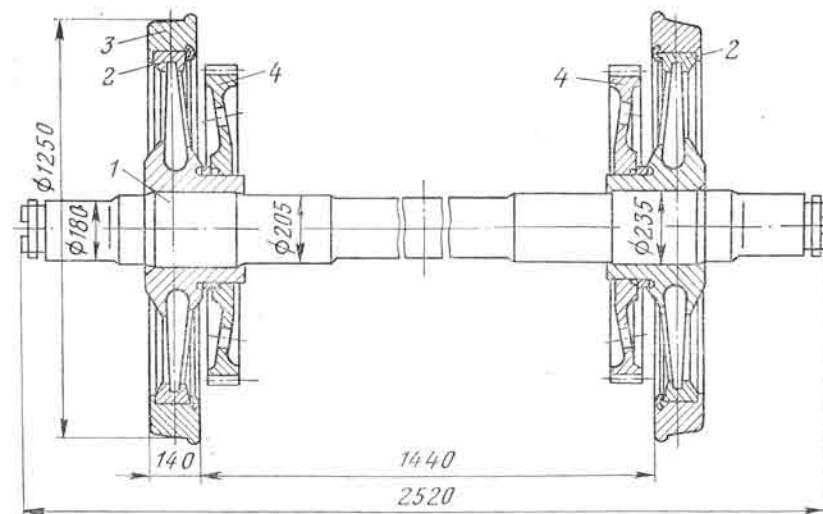


Рис. 2.28. Колесная пара электровоза

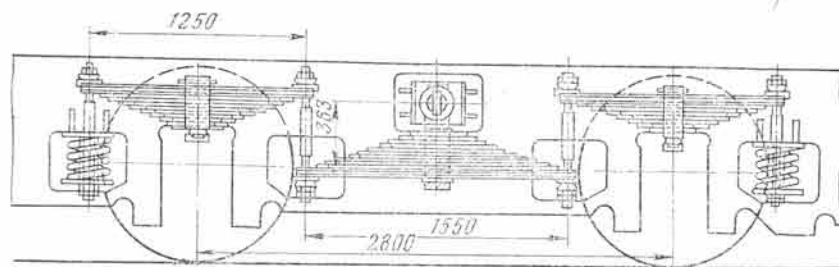


Рис. 2.29. Схема рессорной балансирной подвески тележек электровоза

Жесткостью (Н/мм) рессоры называют отношение силы, действующей на рессору, к прогибу, т. е. жесткость — величина, обратная гибкости:

$$c = Pf = 1/\lambda.$$

При деформации пружинных цилиндрических рессор обеспечивается гашение значительных динамических нагрузок, которое сопровождается медленно затухающим колебательным процессом. При деформации листовых рессор между отдельными листами возникают силы трения, быстро гасящие эти колебания, поэтому на локомотивах рессорное подвешивание выполняют в виде комбинации пружинных и листовых рессор.

Передача вращающего момента колесной паре от электродвигателя осуществляется при помощи одноступенчатой косозубой зубчатой передачи. На всех современных электровозах применяют осевую (трамвайную) подвеску электродвигателя 3 (рис. 2.30), при которой корпус двигателя выполняют с двумя разъемными проушинами и выступами для связи электродвигателя с рамой 4 тележки. На современных карьерных электровозах вал ротора электродвигателя изготавливают с двумя вы-

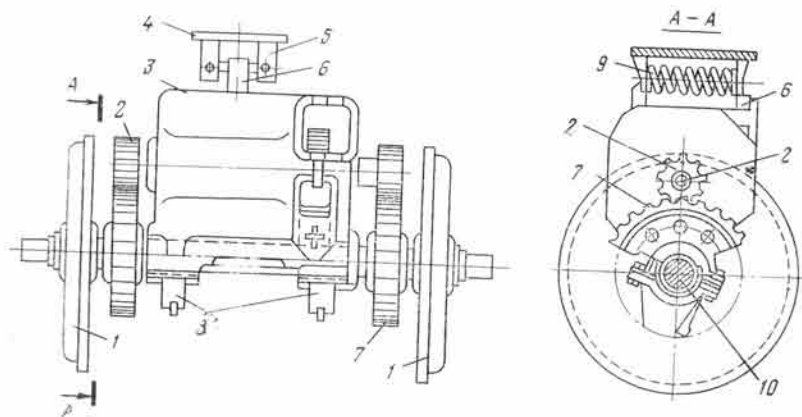


Рис. 2.30. Осевая трамвайная подвеска тягового электродвигателя

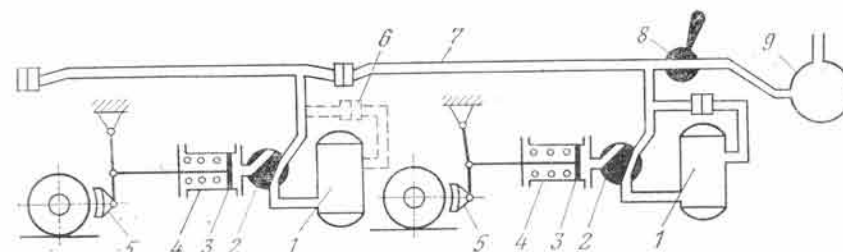


Рис. 2.31. Схема автоматического непрямого тормоза

ходными концами, на которых посредством шпоночных соединений закреплены малые шестерни 2, входящие в зацепление с большими шестернями 7 колесной пары 1. Двигатель укреплен на оси 10 при помощи проушины 8, а выступы 6 соединены с рамой тележки 4 посредством маятникового механизма 5 и спиральной пружины 9. Зубчатую передачу закрывают масляным картером. Передаточное отношение зубчатой передачи принимают в пределах 4,3—5,6.

Тормозная система электровоза включает в себя систему рычагов, связывающих тормозные колодки с рабочим тормозным пневмоцилиндром. На электровозах применяют неавтоматические и автоматические, прямые и непрямого действия тормоза.

Неавтоматический прямой тормоз используют как добавочный к автоматическому. Прямой тормоз имеет прямую связь между главным воздушным резервуаром и тормозными цилиндрами, чем обеспечивается так называемая нестоимость тормозной системы, однако при разрыве магистрали прямого действия тормоза он не обеспечивает затормаживание поезда.

Схема автоматического непрямого тормоза показана на рис. 2.31. Она имеет запасные резервуары 1 и тройные клапаны 2. При зарядке тормозной системы магистраль 7 соединяется с главным резервуаром 9. Под давлением воздуха тройные клапаны приходят в действие и соединяют магистраль 7 с запасными резервуарами, а тормозные цилиндры 4 — с атмосферой. Колодки 5 отходят от колес и растормаживают их. При повороте крана 8 в положение, соответствующее торможению, или при разрыве воздушной магистрали давление воздуха в системе резко понижается, что приводит в действие тройные клапаны, которые отключают магистраль от запасных резервуаров и соединяют их с тормозными цилиндрами. Воздух из запасных резервуаров проходит в тормозные цилиндры и, передвигая поршни 3, прижимает колодки к колесам.

Автоматический прямой тормоз отличается тем, что к тройному клапану 2 добавлен обратный клапан 6, обеспечивающий прохождение воздуха в запасные резервуары при

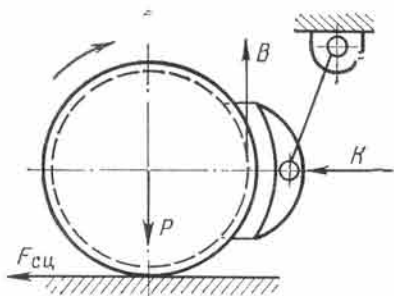


Рис. 2.32. Расчетная схема колодочного торможения

давления повышается и за 1 с давление может увеличиться от 1 до 8 МПа.

Рычажная тормозная система бывает односторонняя и двусторонняя. При двусторонней системе колодки прижимаются к поверхности катания колес с двух сторон, и для создания одинаковой тормозной силы необходима в два раза меньшая сила прижатия колодок к колесу, чем при односторонней рычажной системе.

На карьерных электровозах предусмотрено также электрическое служебное торможение посредством тяговых электродвигателей.

При колодочном торможении (рис. 2.32) тормозная сила равна силе трения колодки по поверхности катания колеса и определяется по формуле

$$B = K\mu, \quad (2.12)$$

где K — сила прижатия колодки к колесу, Н; μ — коэффициент трения колодки по колесу.

Коэффициент трения в основном зависит от материала колодки. Например, для чугунных колодок $\mu = 0,15 \div 0,17$. В последнее время применяют композиционные колодки из смеси каучука или термостойких смол с асбестом, окисью цинка, железным суриком и т. д. Композиционные колодки имеют более высокий коэффициент трения с колесом, почти не зависящий от скорости скольжения колодки по колесу. Кроме того, они более износостойкие, однако их сложнее изготовить и затраты на их выполнение довольно значительны.

Сила прижатия колодок к колесу ограничивается конструктивной прочностью рычажной системы и принимается обычно в диапазоне 15—50 кН.

Пневматическая система электровоза состоит из следующих магистралей: тормозной и вспомогательной, обслуживающей приборы сигнализации и механизмы управления электровозом, пескоподачу и разгрузку вагонов-самосвалов.

На электровозе установлены два-три компрессора производительностью 100—150 м³/ч, которые нагнетают воздух в резер-

торможении и препятствующий выходу воздуха из запасных резервуаров в магистраль.

Различают служебное и экстренное торможение. При служебном торможении интенсивность увеличения давления в тормозных цилиндрах такова, что давление за 1 с поднимается от 1 до 4 МПа. При экстренном торможении с помощью ускорителя торможения интенсивность возрастания

вуары, питающие пневмосеть. Автоматическое включение и выключение компрессоров осуществляется регулятором, поддерживающим в пневмосети давление в диапазоне 0,75—0,95 МПа.

Электрическое оборудование. Для подачи электроэнергии от контактной сети к тяговым электродвигателям электровозы оборудуют центральными и боковыми токосъемниками. Центральные токосъемники (их обычно на электровозе два) используются при движении по магистральным путям, а боковые — для съема электроэнергии от боковой контактной сети, устанавливаемой на путях экскаваторных уступов и отвалов.

На электровозах применяют электродвигатели постоянного тока с последовательным возбуждением, обладающие хорошей тяговой характеристикой и высокой перегрузочной способностью.

Скорость движения электровозов, оборудованных электродвигателями с последовательным возбуждением, определяют по формуле

$$v = (U_{дв} - IR) / (c\Phi), \quad (2.13)$$

где $U_{дв}$ — напряжение, подводимое к двигателю, В; I — нагрузочный ток, А; R — сопротивление в цепи двигателя, Ом; c — коэффициент, зависящий от числа пар полюсов двигателя, параметров его обмотки, диаметра ведущих колес и передаточного отношения от вала двигателя к оси колесной пары; Φ — магнитный поток двигателя, Вб.

В двигателе с последовательным возбуждением магнитный поток пропорционален току электродвигателя, поэтому зависимость скорости от тока имеет гиперболический характер. При больших токах происходит насыщение магнитной системы, и дальнейшее увеличение тока мало влияет на изменение скорости, поэтому зависимость становится более пологой.

Из формулы (2.13) видно, что скорость движения электровоза пропорциональна подводимому к электродвигателям напряжению. При снижении напряжения вдвое почти во столько же раз уменьшается скорость.

Развиваемая электродвигателем сила тяги, отнесенная к ободу колеса, определяется по формуле

$$F = 0,367c\Phi I - \Delta F, \quad (2.14)$$

где I — ток двигателя, А; ΔF — уменьшение силы тяги вследствие потерь в двигателе и в механической передаче, Н. Так как c и Φ — величины постоянные для данных типов электродвигателей, то характер зависимости силы тяги от тока носит почти линейный характер.

Графики зависимости силы тяги $F(I)$ и скорости движения v (2) электровоза от тока I двигателей называют электро-механическими характеристиками

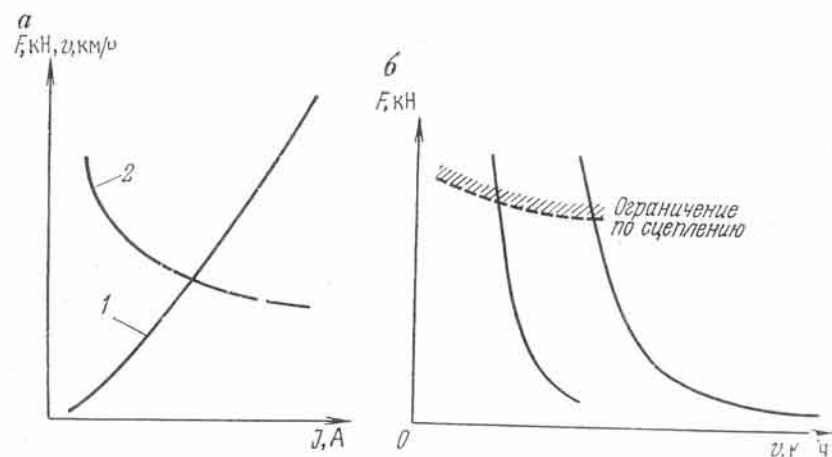


Рис. 2.33. Электромеханическая (а) и тяговая (б) характеристики электродвигателей

(рис. 2.33, а). По электромеханическим характеристикам можно построить тяговые характеристики (рис. 2.33, б), т. е. зависимости силы тяги F от скорости v при различном напряжении U ($U_1 < U_2$), подводимом к двигателям.

Изменение напряжения на клеммах электродвигателей для регулирования скорости осуществляют переключением двигателей на параллельное или последовательное соединение либо введением сопротивлений в электрическую цепь двигателей. Все эти операции выполняют при помощи главных контроллеров, которыми управляет машинист через контроллер управления, связанный с главным контроллером пневматическим сервоприводом.

Рукоятка контроллера управления имеет следующие положения: «нулевое», «вперед», «назад», «тихий ход» и «электрическое торможение при движении вперед и назад». При этом обеспечиваются следующие соединения тяговых электродвигателей: последовательное, последовательно-параллельное (смешанное) (рис. 2.34, а) и параллельное (рис. 2.34, б). Для движения с малой скоростью при маневровых работах и по передвижным путям предусмотрено соединение «тихий ход», при котором все двигатели соединяют последовательно (рис. 2.34, в).

На рис. 2.35 показана схема расположения основного оборудования на электровозе постоянного тока с секционным кузовом.

Принципиальное отличие электровозов переменного тока от электровозов постоянного тока заключается в том, что на них установлена выпрямительная установка, преобразующая переменный ток в постоянный. Поэтому в кузове электровоза переменного тока дополнительно размещается оборудование для обслуживания выпрямительной установки.

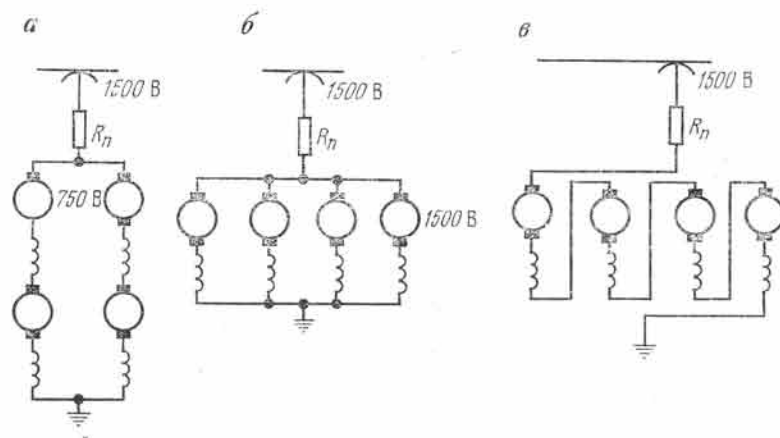


Рис. 2.34. Схемы соединения тяговых электродвигателей

В последнее время все большее распространение получают тяговые агрегаты, представляющие собой локомотивосостав, состоящий из электровоза управления и одного или двух моторных вагонов-самосвалов. Достоинства тяговых агрегатов — значительный сцепной вес вследствие использования в составе моторных вагонов и в связи с этим способность агрегата преодолевать затяжные уклоны до 70‰ с составом массой до 2000 т.

В табл. 2.1 приведены основные технические характеристики используемых в СССР тяговых агрегатов.

Выпускают два варианта тяговых агрегатов. В одном из вариантов в состав входят электровоз управления и два моторных вагона-самосвала (ПЭ2М, ОПЭ2, Е10), в другом — агрегат состоит из электровоза управления, дизельной секции автономного питания и одного моторного вагона-самосвала (ПЭ3Т, ОПЭ1, ОПЭ1А, ОПЭ1В).

Электровоз управления отличается от обычного тем, что он оборудован дополнительными приборами и аппаратами для уп-

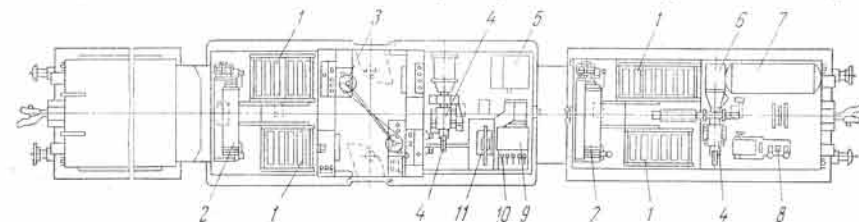


Рис. 2.35. Схема расположения оборудования на электровозе постоянного тока с секционным кузовом:

1 — пусковые и тормозные сопротивления; 2 — главные контроллеры с пневматическим приводом; 3 — пост управления; 4 — вентиляторные установки; 5 — аккумуляторная батарея; 6 — генератор; 7 — воздушный резервуар; 8 — компрессорная установка; 9 — шкаф с электромагнитным реле; 10 — шкаф с плавкими предохранителями электрических машин; 11 — быстродействующий выключатель

Таблица 2.1

Показатели	Тяговый		
	ПЭ2М	ПЭ3Т	Е10
Сцепной вес, кН	3606	3646	3587
Состав агрегата	ЭУ+МД+МД	ЭУ+ДС+МД	ЭУ+МД+МД
Осевая формула	$3(2_0-2_0)$	$3(2_0-2_0)$	$3(2_0-2_0)$
Ток	Постоянный		
Напряжение сети, кВ	1,5; 3	3	10
Часовой режим:			
мощность, кВт	2570; 5460	5325	4770
тяговое усилие, кН	694	662	681
скорость, км/ч	13,6; 28,9	29,5	25,7
Нагрузка на ось, кН	310	310	305
Грузоподъемность моторного вагона, т	44	44	55
Мощность дизеля автономного питания, кВт	—	1470	550
Минимальный радиус кривой, м	80	80	80
Длина, мм	51 306	51 306	52 300
Масса, т	368	372	366
Страна-изготовитель	СССР	СССР	ГДР

Примечание. ЭУ — электровоз управления, ДС — дизельная секция, МД —

равления моторными вагонами-самосвалами и дизель-генераторной установкой.

На секции автономного питания (рис. 2.36) в центральной части кузова установлена дизель-генераторная установка. Дизель, помимо генератора, приводит в действие компрессор, гидронасос привода вентилятора холодильника и вентилятора охлаждения генератора, двухмашинный и однокорпусный агрегаты.

На рис. 2.37 приведена схема расположения оборудования на моторном вагоне-самосвале. Кузов вагона установлен на двух тяговых тележках, по конструкции аналогичных тем, которые применяют на электровозах. На торцах моторных вагонов-самосвалов имеются площадки, на которых установлены электрическое оборудование и аппаратура управления, а также ящик с песком. Пневмоцилиндры для опрокидывания кузова, тормозная система и другое оборудование такое же, как на обычных вагонах-самосвалах.

Электровозы и тяговые агрегаты в контактном режиме работы получают питание от тяговой сети. Схемы питания показаны на рис. 2.38. От высоковольтной сети 1 переменного тока (обычно напряжением 35 кВ) получает питание тяговая подстанция 2. При питании контактной сети постоянным током (см. рис. 2.38, а) на подстанции устанавливают понижающий трансформатор и выпрямительную установку, преобразующую переменный ток в постоянный напряжением 1500 или 3000 В.

агрегат

ОПЭ1	ОПЭ2	ОПЭ1А	ОПЭ1В
3528	3646	3646	3646
ЭУ+ДС+МД	ЭУ+МД+МД	ЭУ+ДС+МД	ЭУ+ДС+МД
$3(2_0-2_0)$	$3(2_0-2_0)$	$3(2_0-2_0)$	$3(2_0-2_0)$
Переменный			
10	10	10	10
6480	5325	5325	5325
810	662	662	662
30	29,5	29,5	29,5
300	310	310	310
45	44	44	44
1470	—	1100	1470
80	80	80	80
59 900	51 506	51 306	51 306
360	372	372	372
СССР	СССР	СССР	СССР

моторный вагон-самосвал.

Одну из шин постоянного тока при помощи питающей линии 3 подключают к контактному проводу 4, а другую — посредством отсасывающей линии 5 соединяют с рельсами 6, которые служат обратным проводом и называются рельсовой цепью. В СССР принято положительную шину соединять с контактным проводом, а отрицательную — с рельсовой цепью.

При питании электровоза переменным током (см. рис. 2.38, б) на тяговой подстанции 2 устанавливают понижающий трансформатор, подающий на контактный провод ток напряжением 10 или 25 кВ. Одну из фаз соединяют отсасывающей линией 5 с рельсовой цепью 6, а две другие — питающей линией 3 с контактным проводом 4, который при этом разделяют на две секции изолирующей вставкой 7.

На постоянных путях контактный провод подвешивают над осью пути на стационарных опорах, а на уступах — на переносных сбоку от пути. Переносные опоры могут быть отдельно стоящие или С-образные, соединенные основаниями с рельсовым путем. В последнем случае опоры переносят вместе с отдельными секциями рельсового пути.

Расстояние между опорами на постоянных путях на прямолинейных участках принимают 35—50 м, а на криволинейных его сокращают. На передвижных путях расстояние между опорами принимают 15—18 м, уменьшая его до 7—10 м на криволинейных участках. Для более равномерного износа лыжи токо-съемника контактный провод подвешивают зигзагообразно.

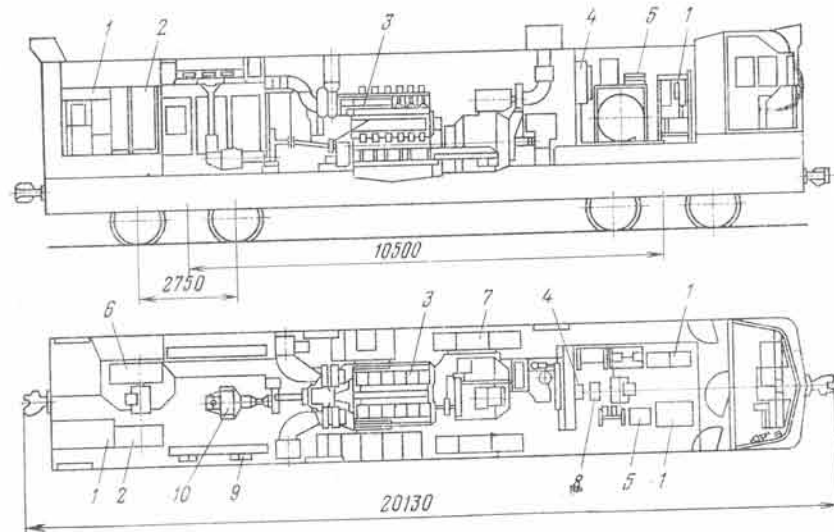


Рис. 2.36. Схема расположения оборудования на секции автономного питания тягового агрегата ОПЭ1:

1 — блоки силовых аппаратов; 2 — панель; 3 — дизель-генератор; 4 — распределительный щит; 5 — демпферное сопротивление; 6 — блок центробежного вентилятора; 7 — аккумуляторная батарея; 8 — дроссель; 9 — индукционный преобразователь; 10 — насос

Тепловозы. Тепловозом называют локомотив, оборудованный двигателем внутреннего сгорания. По типу трансмиссии, т. е. механизма передачи вращающего момента от двигателя к тяговым колесам, различают тепловозы с механической многоступенчатой передачей (мотовозы), гидромеханической и электро-механической передачами.

Тепловозы с механической трансмиссией обладают двигателем мощностью до 220 кВт, а с гидромеханической — двигателем мощностью до 750 кВт. Те и другие используют в основном на маневровых и других вспомогательных транспортных операциях. Для перевозки на карьерах горной массы почти всегда

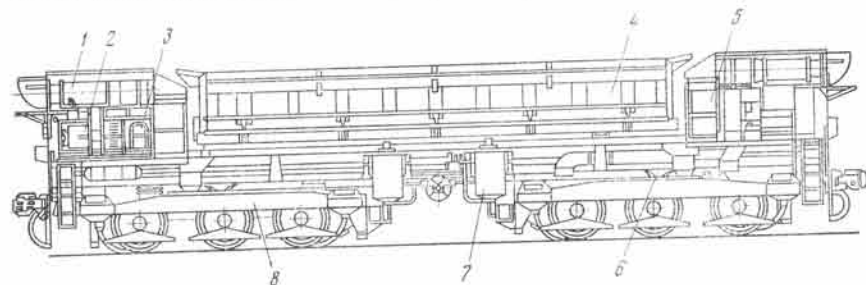


Рис. 2.37. Схема расположения оборудования на моторном вагоне-самосвале:
1 — блок тормозных сопротивлений; 2 — тормозной переключатель; 3 — реверсивный переключатель; 4 — кузов; 5 — жалюзи; 6 — шаровая связь; 7 — цилиндр опрокидывания; 8 — трехосная тележка

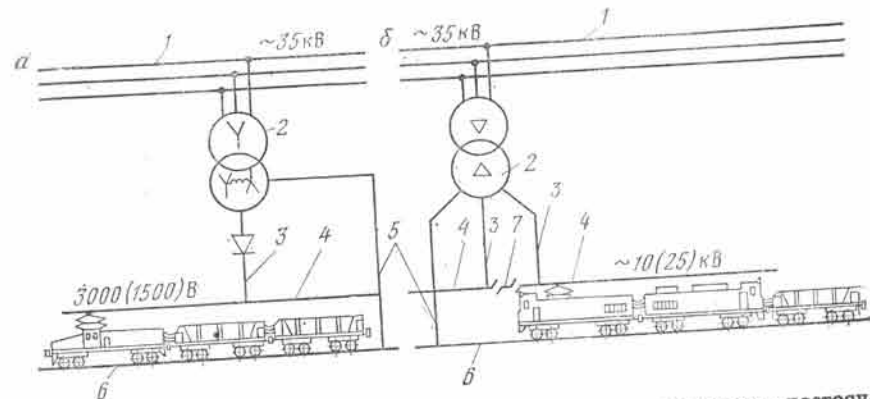


Рис. 2.38. Схемы тяговой контактной сети при питании электровозов постоянным током (а) и переменным током (б)

применяют тепловозы с электрической или с электро-механической трансмиссиями. Ниже приведены технические характеристики тепловозов, получивших распространение при разработке месторождений открытым способом.

	ТЭМ1	ТЭМ	ТЭЗ*	ТЭМ7
Тепловоз	1176	1200	1245	1764
Сцепной вес, кН	3 ₀ —3 ₀	3 ₀ —3 ₀	3 ₀ —3 ₀	(2 ₀ +2 ₀)—(2 ₀ +2 ₀)
Осевая формула	735	880	1470	1470
Мощность дизеля, кВт				
Частота вращения вала, мин ⁻¹	740	750	850	1000
Длительный режим:				
сила тяги, кН	220	205,5	205,5	350
скорость, км/ч	9	11	20	10,3
Мощность, кВт:				
главного генератора	625	780	1350	1310
тягового двигателя	87	112	206	135
Длина по сцепкам, мм	16 870	16 970	16 970	21 500
Наименьший радиус кривых, мм	80	80	150	90
Масса, т	120	122,4	127	180
Запас топлива, кг	5440	5440	5440	6000

* При соединении двух секций тепловоз обозначают 2ТЭЗ.

Наиболее широкое распространение получил на карьерах тепловоз ТЭЗ (рис. 2.39).

Кузов тепловоза вагонного типа установлен на главной раме, опирающейся на две трехосные тележки, которые оборудованы тяговыми электродвигателями, передающими вращающий момент колесным парам через односторонние, одноступенчатые зубчатые передачи. Рамы тележек имеют сварную конструкцию. Рессорное подвешивание кузова состоит из двух несвязанных групп листовых рессор, цилиндрических пружин и надбуксовых балансиров. Буксы челюстного типа снабжены двумя роликовыми подшипниками.

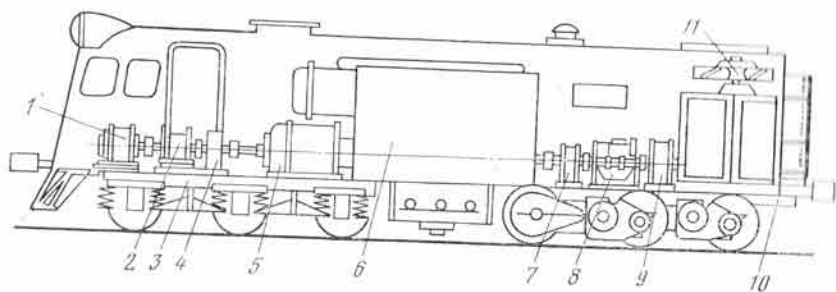


Рис. 2.39. Схема расположения оборудования на секции тепловоза ТЭЗ: 1 — двухмашинный агрегат; 2 — вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки; 3 — ходовая тележка; 4 — передний редуктор отбора мощности на вспомогательное оборудование; 5 — главный генератор; 6 — дизель; 7 — задний редуктор отбора мощности на вспомогательное оборудование; 8 — вентилятор охлаждения тяговых двигателей задней тележки; 9 — компрессор тормозной системы; 10 — рама тепловоза; 11 — вентилятор холодильника системы охлаждения дизеля

На основной раме в центре кузова установлена дизель-генераторная установка. Дизель 2Д-100 представляет собой десятицилиндровый вертикальный двухтактный бескомпрессорный двигатель со встречно движущимися поршнями, с непосредственным впрыском топлива и прямоточно-щелевой продувкой.

Нижний коленчатый вал дизеля через пластинчатую муфту соединен с валом якоря главного генератора, который представляет собой восьмиполюсную машину постоянного тока. На тепловозе установлен вспомогательный генератор вместе с аккумуляторной батареей кислотного типа, питающий все электрические цепи управления и освещения тепловоза.

Запуск дизеля осуществляют от главного генератора, работающего в режиме двигателя с последовательным возбуждением от аккумуляторной батареи.

Все основное электрооборудование тепловоза размещается в специальной камере, расположенной между кабиной машиниста и помещением для дизеля.

На пульте управления установлен контроллер с главной и реверсивной рукоятками, имеется кнопочный выключатель для управления запуском дизеля и вспомогательного оборудования, установлены измерительные приборы и сигнальные устройства.

Для подогрева топлива в зимнее время имеется топливоподогреватель, омываемый водой.

Пневмосистема автотормозов снабжается сжатым воздухом от трехцилиндрового компрессора, от которого сжатый воздух поступает и к разгрузочным пневмоцилиндрам вагонов-самосвалов. Привод компрессора осуществляется от нижнего коленчатого вала дизеля через специальный гидромеханический редуктор, обеспечивающий также привод вентиляторов холодильника и охлаждения тяговых электродвигателей зад-

ней тележки. Четыре главных воздушных резервуара расположены под основной рамой тепловоза.

Тепловоз ТЭЗ оборудован действующей локомотивной и поездной тормозными системами, а также ручным тормозом, действующим на две задние оси передней тележки.

2.5. ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА

Движение поезда происходит вследствие фрикционного взаимодействия тяговых колес с рельсами.

Рассмотрим сначала взаимодействие одного тягового колеса с рельсом, предполагая, что колесо и рельс являются абсолютно жесткими. При таком допущении они всегда будут соприкасаться по линии, которая на схеме, показанной на рис. 2.40, проецируется в точку А. Обозначим силу прижатия колеса к рельсу P_k , а момент вращения, приложенный к оси колеса, $M_{вр}$. Заменим момент $M_{вр}$ силой F_k , приложенной к колесу в точке А с плечом, равным радиусу окружности качения, т. е. $r_k = OA$. Сила F_k , так же как и момент $M_{вр}$, стремится повернуть колесо вокруг оси О, но так как колесо прижато к рельсу силой P_k в точке А, то этому повороту препятствует сила сцепления (H) колеса с рельсом

$$F_{сц} = \psi_k P_k, \quad (2.15)$$

где ψ_k — коэффициент сцепления колеса с рельсом.

Из выражения (2.15) видно, что коэффициент сцепления ψ_k является коэффициентом пропорциональности между силой сцепления $F_{сц}$ и силой прижатия колеса к рельсу P_k .

В соответствии с теоремами теоретической механики момент $M_{вр}$ может быть заменен парой сил F_k и F'_k с плечом $r_k = AO$. Тогда процесс передачи колесом тягового усилия может быть представлен как непрерывный поворот колеса вокруг мгновенного центра вращения А. В каждый момент времени сила F_k стремится сдвинуть точку А, чему препятствует сила сцепления $F_{сц}$. Однако если сила F_k превзойдет максимальное значение $F_{сц}$, то колесо начнет пробуксовывать. Таким образом для передачи тягового усилия без пробуксовки сила сцепления $F_{сц}$ не должна превосходить силу трения скольжения. В момент пробуксовки $F_{сц}$ равна силе трения скольжения $F_{тр}$ и соответственно коэффициент сцепления ψ_k равен коэффициенту трения скольжения $f_{ск}$.

Итак, F'_k , равная F_k , стре-

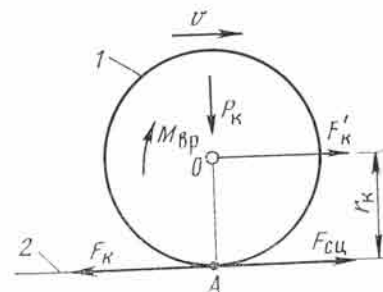


Рис. 2.40. Схема сил, действующих на приводное колесо при жестких колесах и опоре: 1 — колесо; 2 — опора

мится повернуть колесо вокруг мгновенного центра вращения A , который непрерывно перемещается под действием силы $F_{\text{сц}}$, также равной силе F_k и направленной в противоположную сторону. Передача тягового усилия без пробуксовки может происходить только при равенстве по абсолютной величине всех трех сил. Сила $F_{\text{сц}}$, приложенная к колесу в точке его касания с рельсом, является, по существу, силой тяги, вызывающей поступательное перемещение колеса при приложении к его оси вращающего момента $M_{\text{вр}}$. Эту силу принято называть касательной силой тяги на ободе колеса. Как отмечалось ранее, для нормального процесса передачи тягового усилия касательная сила тяги не должна превышать максимального значения силы трения колеса с рельсом.

Момент, приложенный к оси колеса, зависит от мощности тягового двигателя, и каждому его значению соответствует окружное усилие на ободе колеса. Поэтому кроме касательной силы тяги различают также силу тяги, приведенную к ободу колеса, или силу тяги по мощности двигателя.

При движении колеса момент, приложенный к его оси, должен преодолевать внутренние силы сопротивления: трение в подшипниках, силы инерции и внешние силы сопротивления (трение качения колеса по рельсу), т. е. в общем случае можно написать

$$F_{k.об} = \frac{I_k}{r_k} \frac{d\omega}{dt} + W_{\text{вн}},$$

где $F_{k.об}$ — тяговая сила на ободе колеса, Н; I_k — момент инерции колеса с отнесенной к нему долей момента инерции вращающихся масс (массы ротора электродвигателя, шестерен редуктора и т. д.), кг·м²; r_k — радиус колеса, м; ω — угловая частота вращения колес, соответствующая поступательной скорости v_k , равная v_k/r_k , с⁻¹, $W_{\text{вн}}$ — суммарное сопротивление движению колеса Н.

Сила тяги по мощности двигателя ограничивается максимальной силой сцепления колеса с рельсом, т. е. для того чтобы колесо передавало тяговое усилие без пробуксовки, в любой момент времени должно выполняться следующее условие:

$$F_{k.об} \leq F_{\text{сц.мах}} + \frac{I_k}{r_k} \frac{d\omega}{dt} + W_{\text{вн}},$$

где $F_{\text{сц.мах}}$ — максимальная сила сцепления колеса с рельсом, определяемая по формуле (2.15) с учетом максимального значения коэффициента сцепления $\psi_{\text{н}}$, Н.

Рассмотрим отличительные особенности взаимодействия тягового колеса с рельсом с учетом их упругости (рис. 2.41). При прижатии колеса к опорной поверхности происходит их взаимная деформация, вследствие чего контакт колеса с рельсом осуществляется по некоторой площадке, очертание которой зави-

сит от формы обода колеса. Например, если обод колеса имеет цилиндрическую поверхность катания, то контактная площадка CD будет иметь форму прямоугольника (рис. 2.41, а).

Давление колес на опорную поверхность внутри контактной площадки распределяется по определенному пространственному закону. На рис. 2.41, а показана ориентировочная эпюра давления. При статическом положении колеса эпюра симметрична относительно оси $x-x$, проходящей через точку A приложения реакции N силы P_k действия колеса на рельс. При приложении к оси колеса вращающего момента $M_{\text{вр}}$ контактная поверхность стремится сдвинуться относи-

тельно опоры, чему препятствуют возникающие силы трения. В результате обод колеса дополнительно сжимается в направлении, противоположном вращению колеса, а опорная поверхность рельса растягивается в сторону движения, поэтому максимальные нормальные давления смещаются относительно вертикальной оси симметрии $x-x$ в ту же сторону. Тогда результирующая реакция опоры N оказывается приложенной в точке B , смещенной от точки A на расстояние K , равное коэффициенту трения качения (рис. 2.41, б).

Из курса прикладной механики известно, что коэффициент трения качения (см) равен отношению момента сопротивления вращению колеса M_k (Н·см), вследствие деформации опорной поверхности рельса, к силе прижатия P_k (Н) колеса к рельсу

$$k = M_k / P_k.$$

Таким образом, степень сжатия волокон обода колеса перед вступлением его в пределы контактной площадки определяется не только силой прижатия колеса к опорной поверхности рельса, но и приложенным вращающим моментом. При взаимодействии колеса с рельсом волокна его обода, расположенные в передней части контакта, находятся в сжатом состоянии, а соответствующие волокна контактной поверхности рельса растянуты. По мере перекачивания колес, сжатые волокна обода переходят в зону меньших нормальных давлений контактной площадки и наблюдается обратная картина: воло-

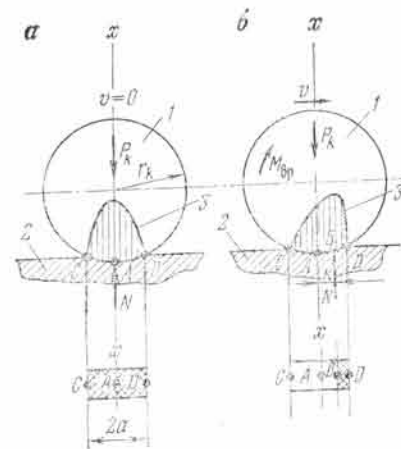


Рис. 2.41. Схемы взаимодействия тяговых колес с опорной поверхностью с учетом их упругости в статическом положении (а) и при качении (б): 1 — колесо; 2 — рельс; 3 — эпюра давлений; AB — зона качения с упругим проскальзыванием; штриховкой обозначена зона качения без проскальзывания

кна обода растягиваются, а волокна опорной поверхности рельса сжимаются, вследствие чего происходит проскальзывание контактирующих поверхностей колеса и рельса. Это явление называют упругим скольжением колеса по рельсу и отличие от пробуксовки, когда колесо скользит по всей длине контакта.

Итак, в процессе взаимодействия колеса с рельсом в передней части контакта (в зоне высоких нормальных давлений) качение колеса происходит без относительного скольжения контактирующих поверхностей, а в задней части контакта (по ходу локомотива) — с относительным скольжением. Центральные углы, соответствующие указанным зонам, называют углами относительного покоя и относительного скольжения. С увеличением вращающего момента $M_{вр}$, приложенного к оси колеса, зона контакта без скольжения, а следовательно, и угол относительного покоя будут уменьшаться, в то время как зона упругого скольжения и соответствующий ей угол будут увеличиваться. При каком-либо более высоком значении момента $M_{вр}$ зона скольжения распространится на весь контакт и начнется полная пробуксовка. Этим условием взаимодействия и ограничивается величина момента, т. е.

$$M_{вр. max} = P_{сц} r_k \psi_{max},$$

где ψ_{max} — коэффициент сцепления колеса по рельсу, близкий по величине коэффициенту трения покоя.

В современных локомотивах все колеса являются тяговыми, поэтому суммарная сила сцепления колес с рельсами определяется из выражения

$$F_{сц} = \sum_{i=1}^{i=n} F_{сц i} = \sum_{i=1}^{i=n} \psi_k \tilde{P}_{ki} = \psi P_{сц}, \quad (2.16)$$

где n — число тяговых колес; $P_{сц}$ — суммарная сила прижатия тяговых колес к рельсам, называемая сцепным весом локомотива или тягового агрегата, кН; ψ — среднее значение коэффициента сцепления.

Сцепной вес локомотива

$$P_{сц} = Mg \cos \beta,$$

где M — масса локомотива или всех тяговых единиц агрегата, т; g — ускорение свободного падения, м/с²; β — угол наклона рельсового пути к горизонту, градус.

Так как угол наклона рельсовых путей не превышает даже на руководящих уклонах 5—6°, то $\cos \beta \approx 1$, поэтому с незначительной ошибкой принимают

$$P_{сц} = Mg.$$

Из выражения (2.16) видно, что сила сцепления тяговых колес с рельсами возрастает вследствие либо увеличения сцеп-

ного веса, либо повышения коэффициента сцепления тяговых колес с рельсами, что достигается периодической подсыпкой песка под колеса.

Установлено, что приведенный ко всем тяговым колесам коэффициент сцепления ψ ниже, чем коэффициент сцепления ψ_k одного колеса с рельсом, так как в любой момент взаимодействия тяговых колес с рельсом различно. Кроме того, исследования показали, что коэффициент сцепления зависит от вида передачи вращающего момента от двигателя к колесам и характера распределения тягового усилия между приводными колесными парами. Поэтому на коэффициент сцепления оказывает влияние последовательное или параллельное соединение электродвигателей. Так, при последовательном соединении двигателей он на 20—30% ниже, чем при параллельном. При трогании коэффициент сцепления выше, чем при движении. Кроме того, он зависит также от скорости движения.

При выборе коэффициента сцепления можно пользоваться экспериментальными данными, приведенными ниже.

Тяговый агрегат, электровоз	Е1; ПЭ2М	Д94	ПЭ2М	ОПЭ2; ОПЭ1А; ОПЭ1Б; ПЭЗТ
-----------------------------	----------	-----	------	--------------------------

Коэффициент сцепления ψ тяговых колес с рельсами:

при скорости движения 15—30 км/ч (последовательно-параллельное соединение двигателей)	0,22—0,23	—	—
при трогании с места	0,28—0,3	0,32	0,34—0,36
при плавном изменении скорости (параллельное соединение двигателей)	—	0,25—0,26	0,27—0,28

Для локомотивосостава справедливо уравнение движения (1.18)

$$F_k = \Sigma W_{ст} + M_{пр} \frac{dv}{dt}.$$

Рассмотрим каждый член, входящий в это уравнение. Реализуемая в данный момент касательная сила тяги всех тяговых колес F_k всегда равна сумме сил сопротивления движению локомотивосостава. Сумма статических сил сопротивления движению $\Sigma W_{ст}$ почти не зависит от скорости движения локомотивосостава и от ее изменения. Эта сумма состоит из следующих слагаемых:

$$\Sigma W_{ст} = W_0 \pm W_i + W_{кр} + W_{тр},$$

где W_0 — основное сопротивление движению (см. разд. 1.6), Н; W_i — сопротивление от уклона — продольная составляющая си-

лы веса, H ; $W_{кр}$ — сопротивление на криволинейных участках пути вследствие трения гребней колес о стенки рельсов, H ; $W_{тр}$ — дополнительное сопротивление при трогании локомотивосостава с места, H .

В общем случае основное сопротивление выражается формулой (1.15), но, учитывая малый угол наклона железнодорожных путей, можно принять $\cos \beta = 1$, тогда формула (1.15) примет вид:

$$W_o = w_o (P + Q), \quad (2.17)$$

где w_o — удельное основное сопротивление, $H/кН$; P — вес локомотива, $кН$; Q — вес прицепной части состава, $кН$.

Исследования удельного основного сопротивления, выполненные сотрудниками ПромтрансНИИпроекта, показали, что его величина различна для локомотивов и вагонов и зависит от скорости движения и качества пути. С достаточной для практических расчетов точностью основное удельное сопротивление можно определить по эмпирическим формулам, предложенным этим институтом.

Для четырехосных груженых вагонов-самосвалов

$$w_o'' = 3 + 0,02v, \quad (2.18)$$

где v — скорость движения состава, $км/ч$.

Для шестиосных и восьмиосных груженых вагонов-самосвалов

$$w_o'' = 3,6 + 0,04v. \quad (2.19)$$

Для порожних вагонов основное удельное сопротивление необходимо увеличить на 10—15%.

Для карьерных локомотивов основное удельное сопротивление может быть определено по формуле

$$w_o' = 2,8 + 0,08v. \quad (2.20)$$

При движении локомотивосоставов по передвижным путям основное удельное сопротивление необходимо увеличить на 20—30%.

С учетом выражения (1.16) сопротивление от уклона ($кН$) можно определить по формуле

$$W_i = \pm \sin \beta (P + Q). \quad (2.21)$$

Введем в формулу (2.21) числовой коэффициент, равный 10^3 , для получения W_i в H , как это принято в расчетах железнодорожного транспорта. Тогда (2.21) примет вид

$$W_i = \pm 10^3 \sin \beta (P + Q). \quad (2.22)$$

Так как углы наклона железнодорожных путей невелики, примем $\sin \beta = \tan \beta$ и запишем выражение (2.22) в следующем виде:

$$W_i = \pm 10^3 \tan \beta (P + Q),$$

где $10^3 \tan \beta = i$ — уклон (%), тогда

$$W_i = \pm i (P + Q), \quad (2.23)$$

где i — коэффициент пропорциональности, равный уклону пути (%), но имеющий размерность $H/кН$ и называемый удельным сопротивлением от уклона.

Сопротивление на криволинейных участках пути по аналогии с выражениями (2.17) и (2.23) можно определить по формуле

$$W_{кр} = w_{кр} (P + Q), \quad (2.24)$$

где $w_{кр}$ — коэффициент пропорциональности, называемый удельным сопротивлением движению на криволинейных участках пути, $H/кН$.

Как правило, $w_{кр}$ определяют по эмпирической формуле

$$w_{кр} = c/R, \quad (2.25)$$

где c — эмпирический коэффициент, характеризующий тип локомотивосостава; R — радиус кривой, $м$. Значения коэффициента c при нормальной коле (1520 $мм$) находится в диапазоне 5000—7000, причем меньшие значения относятся к временным путям, а большие — к постоянным.

Дополнительное сопротивление при трогании локомотивосостава по аналогии с (2.17), (2.23) и (2.24) может быть выражено формулой

$$W_{тр} = w_{тр} (P + Q), \quad (2.26)$$

где $w_{тр}$ — коэффициент пропорциональности, называемый удельным сопротивлением при трогании локомотивосостава и принимаемый 4—7 $H/кН$.

Сопротивление движению от сил инерции $M_{пр} \frac{dv}{dt}$, или так называемое динамическое сопротивление, зависит от ускорения. Приведенная масса $M_{пр}$ — масса локомотивосостава с учетом инерционного влияния на его движение вращающихся масс: роторов электродвигателей, зубчатых колес редукторов, колесных пар и т. д. Это влияние принято учитывать коэффициентом δ , который для локомотивов равен 1,1, для тяговых агрегатов — 1,25, для груженых вагонов — 1,04.

Таким образом, приведенную массу можно определить по формуле

$$M_{пр} = \delta (M_{л} + M_{с}).$$

Динамическое сопротивление (H) находим из выражения

$$W_j = 10^3 \delta (M_{л} + M_{с}) a,$$

где $M_{л}$ — масса локомотива или тягового агрегата, $т$; $M_{с}$ — масса прицепной части поезда, $т$; δ — коэффициент инерции вращающихся масс; a — ускорение поезда, $м/с^2$.

Выразим массу локомотивосостава через его вес, тогда

$$W_j = 10^3 \delta (P + Q) a / g. \quad (2.27)$$

С учетом выражений (2.17), (2.23), (2.24) и (2.27) получим уравнение движения поезда в следующем виде:

$$F_k = (P + Q) (\omega_0 \pm i + \omega_{кр} + \omega_{тр} + 10^3 \delta a) / g. \quad (2.28)$$

Это выражение используют при выполнении тяговых расчетов.

Рассмотрим, как изменится уравнение движения поезда при торможении. При механическом или электрическом торможении появляется тормозная сила, которая совместно со статическими сопротивлениями препятствует движению. Движущей силой становится сила инерции, а касательная сила тяги отсутствует, так как при торможении либо двигатели отключают от сети, либо они работают в генераторном режиме и оказывают тормозное действие. Таким образом, уравнение движения при торможении локомотивосостава будет иметь вид:

$$M_{уп} \frac{dv}{dt} = \Sigma W_{ст} + B, \quad (2.29)$$

где B — тормозная сила, определяемая из выражения (2.12), Н.

Чрезмерное механическое торможение может привести к движению локомотивосостава по инерции юзом, т. е. с невращающимися колесами. Это явление недопустимо, так как оно приводит к потере управления поездом при торможении и неравномерному износу колес по окружности катания. Во избежание юза необходимо, чтобы тормозная сила была несколько меньше силы сцепления колес с рельсами, т. е. должно выполняться условие

$$B < 10^3 P_{сц} \psi, \quad (2.30)$$

где $10^3 P_{сц} \psi$ — сила сцепления заторможенных колес с рельсами, Н.

Выражение

$$\epsilon = B / (10^3 P_{сц} \psi) \quad (2.31)$$

называют тормозным коэффициентом поезда и принимают его равным 0,8. С учетом этого коэффициента и коэффициента трения колодок о бандажи определяют допустимое значение силы прижатия колодок к колесам по условию (2.30).

Тяговые агрегаты помимо колодочных оборудованы магниторельсовыми тормозами, тормозную силу (Н) которых определяют по формуле

$$B_{мр} = n_6 \Phi_6 \mu_6, \quad (2.32)$$

где n_6 — число тормозных башмаков; Φ_6 — электромагнитная сила прижатия башмака к рельсу (принимают равной $10 \div$

$\div 15$ кН); μ_6 — коэффициент трения башмака по рельсу, который определяют по эмпирической формуле

$$\mu_6 = 0,032 (417 - v) / (29 + v), \quad (2.33)$$

где v — скорость движения локомотивосостава при торможении, км/ч.

Введем обозначение

$$b = B / (P + Q), \quad (2.34)$$

или с учетом магниторельсовых тормозов

$$b = (B + B_{мр}) / (P + Q), \quad (2.35)$$

где b — удельная тормозная сила, Н/кН.

С учетом удельной тормозной силы и соответствующих условий движения удельных сопротивлений уравнение движения локомотивосостава при торможении будет иметь следующий вид:

$$M \frac{dv}{dt} = (P + Q) (\omega_0 \pm i + \omega_{кр} + b). \quad (2.36)$$

При электрическом реостатном торможении в электрическую цепь двигателей включают пусковые или специальные тормозные сопротивления. Тормозную силу B при заданной скорости движения v локомотивосостава можно определить по тормозным характеристикам (рис. 2.42), на которых показаны линии ограничения тормозной силы по сцеплению колес с рельсами I и по максимально допустимому току II.

Уравнение (2.28) в зависимости от движения локомотивосостава может принимать различный вид:

при равномерном движении состава по горизонтальному пути ($i = 0$, $\omega_{кр} = 0$, $\omega_{тр} = 0$, $a = 0$)

$$F_k = (P + Q) \omega_0 \quad (2.37)$$

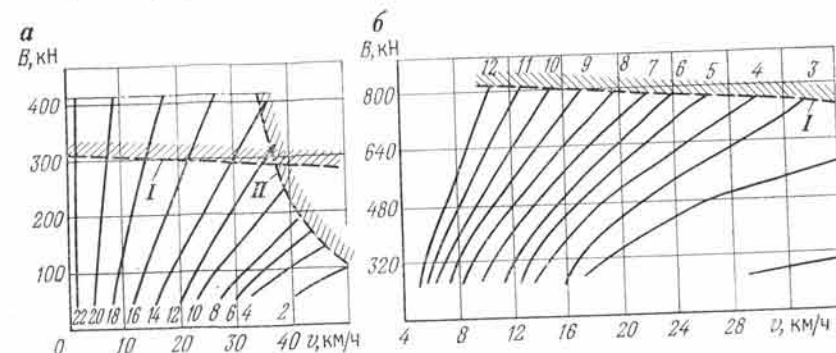


Рис. 2.42. Тормозные характеристики электровоза EL-1 (а) и тягового агрегата ОПЭ1 (б); цифрами на рисунках указаны позиции контроллера

при равномерном движении по наклону вверх или вниз ($\omega_{кр}=0$, $\omega_{тр}=0$, $a=0$)

$$F_k = (P+Q)(\omega_0 \pm i), \quad (2.38)$$

при равномерном движении на криволинейном участке вверх или вниз ($\omega_{тр}=0$; $a=0$)

$$F_k = (P+Q)(\omega_0 \pm i + \omega_{кр}), \quad (2.39)$$

при трогании состава вверх на уклоне после остановки на прямом участке пути $\omega_{кр}=0$

$$F_k = (P+Q)(\omega_0 + i + \omega_{тр} + 10^3 \delta a/g). \quad (2.40)$$

2.6. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Тяговый расчет выполняют для определения: массы прицепной части состава по наиболее тяжелым условиям движения, скорости движения состава на различных участках трассы, продолжительности рейса и построения графиков движения локомотивосоставов. Кроме того, массу состава проверяют по условию торможения при движении вниз по уклону и по допустимому нагреву электродвигателей за рейс.

К наиболее тяжелым условиям движения поезда относят движение груженого состава вверх по руководящему уклону и трогание с места груженого состава на уклоне вверх.

Решим уравнение движения (2.28) относительно веса прицепной части состава, разделим полученное выражение на $g=9,8$ м/с² и получим

$$M_c = \frac{1}{g} \left(\frac{F_k}{\omega_0 \pm i + \omega_{кр} + \omega_{тр} + 102 \delta a} - P \right),$$

где M_c — масса прицепной части состава, т.

В полученном выражении F_k является неизвестной величиной, заменим F_k ее максимальным значением по условию сцепления тяговых колес с рельсами, тогда

$$M_c = \frac{1}{g} \left(\frac{10^3 P_{сц} \psi}{\omega_0 \pm i + \omega_{кр} + \omega_{тр} + 102 \delta a} - P \right).$$

Используем полученное выражение для определения массы прицепной части состава при равномерном движении по руководящему уклону

$$M_{с.р} = \frac{1}{g} \left(\frac{10^3 P_{сц} \psi}{\omega_0 + i_p} - P \right),$$

где ψ — коэффициент сцепления тяговых колес с рельсами при движении состава; i_p — удельное сопротивление от уклона, численно равное руководящему уклону в ‰, Н/кН.

Наибольшую массу состава с грузом при трогании вверх по уклону определяют из следующего выражения:

$$M_{с.тр} = \frac{1}{g} \left(\frac{10^3 P_{сц} \psi}{\omega_0 + i_{тр} + \omega_{тр} + 102 \delta a} - P \right),$$

где ψ — коэффициент сцепления колес с рельсами с подсыпкой песка; $i_{тр}$ — удельное сопротивление от уклона, на котором трогается локомотивосостав, Н/кН; a — ускорение при трогании, определение которого сопряжено с известными трудностями, поэтому принимают его допустимое максимальное значение, равное 0,05 м/с².

На руководящем уклоне состав, как правило, не останавливают, так как при трогании в этих условиях необходимо значительное снижение допустимой массы состава. Поэтому, если по условиям технологии транспортных работ требуется остановка на уклоне, устраивают специальные площадки с уменьшенным (смягченным) уклоном.

При торможении локомотивосостав обладает запасом кинетической энергии, которую следует погасить посредством тормозных средств и сил сопротивления, препятствующих движению. Кинетическую энергию состава, движущегося под действием сил инерции, определяют по формуле

$$E = (M_{л} + M_{с}) \frac{v_n^2 - v_k^2}{2} = \frac{10^3 (P+Q)}{g} \frac{v_n^2 - v_k^2}{2},$$

где E — кинетическая энергия в момент начала торможения, Дж; v_n и v_k — соответственно скорость локомотивосостава в начале и в конце торможения, м/с; $M_{л}$ — масса локомотива, т.

Для полной остановки локомотивосостава кинетическая энергия должна быть поглощена на протяжении тормозного пути, который при экстренном торможении, согласно правилам безопасности, равен 300 м. Принимаем $v_k=0$, тогда уравнение торможения локомотивосостава будет иметь следующий вид:

$$\frac{10^3 (P+Q)}{g} \frac{v_n^2}{2} = L_T (P+Q)(\omega_0 - i_p + b), \quad (2.41)$$

где L_T — тормозной путь (не более 300 м).

Заменим удельную тормозную силу в выражении (2.41) ее значением, полученным из формулы (2.34) или (2.35), и решим полученное уравнение относительно L_T :

$$L_T = 4,17 v_n^2 / (\omega_0 - i_p + b) \leq 300 \text{ м.}$$

Определим массу состава по условию торможения

$$M_T = \frac{3000 \cdot 0,8 P_{сц} \psi}{4,17 v_n^2 - 300(\omega_0 - i_p)} - P.$$

Проверку допустимой массы поезда по условию нагрева тяговых электродвигателей выполняют исходя из следующих соображений.

При движении поезда по участкам железнодорожного пути тяговые двигатели развивают различное тяговое усилие и через их обмотку протекают различные по величине токи. Степень нагрева двигателей зависит от нагрузочных токов и от времени их действия. Для оценки степени нагрева двигателей за рейс сравнивают длительный ток двигателя с условным эффективным током, постоянным по величине, который за время рейса вызывает такой же нагрев двигателей, как и действительные токи. Эффективный ток (А) находят по среднеквадратичному значению действительных токов с учетом времени их протекания по обмоткам двигателей:

$$I_{\text{эф}} = \alpha \sqrt{(I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \dots + I_n^2 t_n) / T_p}, \quad (2.42)$$

где α — коэффициент, учитывающий нагрев двигателей при маневровых операциях ($\alpha = 1,05 \div 1,1$); $I_1, I_2, \dots, I_n$ — нагрузочные токи, потребляемые двигателями на соответствующих участках пути; $t_1, t_2, \dots, t_n$ — время движения локомотивосостава по соответствующим участкам пути; T_p — время рейса, включающее время движения локомотивосостава с грузом, порожняком, время на погрузку, разгрузку и маневровые операции.

Нагрузочные токи и время движения локомотивосостава по различным участкам пути определяют, используя электрохимические характеристики тяговых электродвигателей, по следующей методике.

Продольный профиль трассы железнодорожного пути разбивают на участки, имеющие различные уклоны. При наличии значительного числа участков небольшой длины необходимо их спрямлять и для расчетов использовать условный профиль с меньшим числом участков.

Для спрямления элементов профиля применяют следующую формулу:

$$i_c = 10^3 (h_n - h_k) / \sum l_i = 10^3 \sum i_i l_i / \sum l_i,$$

где i_c — уклон спрямленного элемента, ‰; h_n и h_k — соответственно высота начальной и конечной отметок спрямленного элемента, м; i_i — уклон i -го элемента, ‰; $\sum l_i$ — сумма длин всех участков спрямленного элемента.

Спрямяют участки, уклоны которых имеют один знак и удовлетворяют условию

$$l_i \leq 2000 / \Delta i,$$

где l_i — длина участка спрямляемого элемента, м; Δi — разность между спрямленным уклоном i_c и уклоном проверяемого элемента, ‰.

Затем определяют тяговое усилие при движении локомотивосостава по каждому элементу трассы и по полученным значениям, используя электрохимические характеристики, нахо-

дят соответствующие значения нагрузочных токов и скорости движения локомотивосостава по различным участкам пути.

Время движения локомотивосостава на отдельных участках пути определяют по формуле

$$t_1 = l_1 / v_1,$$

где l_1 — длина спрямленного элемента трассы № 1, км; v_1 — скорость локомотивосостава на элементе № 1, км/ч.

Полное время рейса (ч) определяют суммированием полученных значений времени движения состава по элементам пути с учетом времени на погрузочные $t_{\text{погр}}$, разгрузочные $t_{\text{разгр}}$ и маневровые t_m операции:

$$T_p = t_1 + t_2 + \dots + t_n + t_{\text{погр}} + t_{\text{разгр}} + t_m.$$

Полученное по формуле (2.42) значение эффективного тока сравнивают со значением длительного тока. Двигатели не будут перегреваться, если выполняется условие

$$I_{\text{дл}} \geq k_3 I_{\text{эф}}, \quad (2.43)$$

где $I_{\text{дл}}$ — длительный ток электродвигателей, А; $k_3 = 1,1 \div 1,2$ — коэффициент запаса, учитывающий возможные кратковременные перегрузки электродвигателей. Большие значения коэффициента соответствуют большей глубине карьера.

Если условие (2.43) не выполняется, то массу прицепной части состава следует уменьшить.

Из всех полученных значений массы прицепной части локомотивосостава принимают меньшее M_{min} и определяют число вагонов в составе по формуле

$$n \leq M_{\text{min}} / (m_0 + m_{\text{гр}}) = M_{\text{min}} / [m_{\text{гр}} (k_t + 1)], \quad (2.44)$$

где n — число вагонов в составе, равное ближайшему, меньшему целому числу; m_0 — масса порожнего вагона, т; $m_{\text{гр}}$ — грузоподъемность вагона, т; k_t — коэффициент тары принятого вагона.

При использовании тепловозов в качестве тяговых единиц касательная сила тяги может быть ограничена мощностью дизеля. Мощность дизеля на коленчатом валу называют эффективной мощностью. Для тепловозов с электрохимической трансмиссией эффективную мощность дизеля (кВт) определяют по формуле

$$N_{\text{эф}} \eta_r = N_r,$$

где η_r — к. п. д. генератора, равный 0,9; N_r — мощность генератора, кВт.

Мощность, приведенную к ободу тяговых колес, определяют из выражения

$$N_k = N_r \eta_{\text{в}} \eta_{\text{д.з}} = N_{\text{эф}} \eta_r \eta_{\text{в}} \eta_{\text{д.з}},$$

где N_k — мощность, приведенная к ободу тяговых колес, кВт; $\eta_{\text{в}}$ — коэффициент, учитывающий потери мощности на вспомо-

гательное оборудование тепловоза и равный 0,92—0,95; $\eta_{д.з}$ — к. п. д. зубчатой передачи и электродвигателей, равный 0,8—0,85.

Касательную силу тяги на ободу колес, соответствующую эффективной мощности дизеля, определяют по формуле

$$F_k = 3600 N_k / v = 3600 \frac{N_{эф}}{v} \eta_r \eta_v \eta_{д.з}, \quad (2.45)$$

где v — скорость движения тепловоза, км/ч. В остальном тяговый расчет при тепловозной тяге выполняют по методике, изложенной ранее.

При использовании тяговых агрегатов тяговые расчеты производят с учетом вида тяги на данном участке железнодорожного пути.

2.7. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ РАСЧЕТ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Цель эксплуатационного расчета — определение инвентарного парка локомотивов и вагонов, а также экономических показателей работы локомотивного транспорта.

Для определения инвентарного парка подвижного состава пользуются следующей методикой.

Рассчитывают полное время рейса локомотивосостава, которое можно представить в виде суммы

$$T_p = t_{гр} + t_{пор} + t_{погр} + t_{разгр} + t_m,$$

где $t_{гр}$ и $t_{пор}$ — соответственно время движения состава с грузом и порожняком, ч; $t_{погр}$ и $t_{разгр}$ — соответственно продолжительность погрузки и разгрузки, ч; t_m — время, затраченное на маневры и ожидание, ч.

Продолжительность погрузки определяют по формуле

$$t_{погр} = nm_{гр} / Q_3 = nV_v / V_3,$$

где n — число вагонов в составе; $m_{гр}$ и V_v — соответственно грузоподъемность, т, и вместимость, m^3 , вагона; Q_3 и V_3 — соответственно техническая производительность экскаватора по массе, т/ч, и по объему, m^3 /ч.

Время, затраченное на ожидание и маневры, зависит от организации движения и погрузочных и разгрузочных работ. При выполнении предварительных расчетов его принимают равным 5—10 мин на один рейс. Продолжительность разгрузки каждого вагона равна 1,5—2 мин летом и 3—5 мин зимой. Меньшие значения принимают при разгрузке на породных отвалах, а большие — при разгрузке на обогатительных фабриках.

По известному грузопотоку на рассчитываемой трассе определяют необходимое число рейсов в сутки

$$R = Q_{сут} / (nm_{гр}),$$

где $Q_{сут}$ — суточный грузопоток, т; n , $m_{гр}$ — полезная грузоподъемность состава, т.

Число рейсов, которые может сделать один поезд за сутки, находят из выражения

$$r = T_{сут} k_n / T_p,$$

где $T_{сут}$ — время работы транспорта в течение суток, ч; k_n — коэффициент неравномерности движения локомотивосоставов, равный 1,1—1,2.

Число одновременно работающих локомотивов определяют по формуле

$$N_{раб} = R/r = Q_{сут} T_p k_n / (T_{сут} nm_{гр}).$$

Парк локомотивов, необходимый для перевозки заданного объема горной массы, определяют из выражения

$$N_{л.инв} = N_{раб} + N_{рем} + N_{рез} + N_{хоз},$$

где $N_{л.инв}$ — инвентарный парк локомотивов; $N_{раб}$ и $N_{рем}$ — соответственно число одновременно работающих локомотивов и локомотивов, находящихся в ремонте; $N_{рез}$ и $N_{хоз}$ — соответственно число резервных локомотивов и локомотивов, занятых на хозяйственных работах — перевозке балласта, перестилке путей, перевозке людей, вспомогательных грузов и т. д.

На основании опытных данных рекомендуют принимать $N_{рем} = 0,15 N_{раб}$; $N_{рез} = (0,05 \div 0,1) N_{раб}$; $N_{хоз} = 2 \div 3$.

Число одновременно работающих вагонов

$$N_{в.раб} = n N_{раб},$$

где n — число вагонов в составе.

Инвентарный парк вагонов

$$N_{в.инв} = N_{в.раб} k_3,$$

где k_3 — коэффициент, учитывающий вагоны, находящиеся в ремонте и в резерве.

Экономические показатели. При оценке эффективности работы карьерного железнодорожного транспорта пользуются показателем годовых приведенных затрат, которые определяют по формуле

$$П = C + EK,$$

где C — годовые эксплуатационные расходы, руб/год; $E = 0,15$ — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений; K — капитальные затраты, руб.

В капитальные затраты входят следующие слагаемые:

$$K = k_{з.п.} + k_{в.с.} + k_{СЦБ} + k_{ст} + k_{э.п.} + k_{э.т.} + k_{п.с.}$$

где $k_{з.п.}$ — затраты на сооружение земляного полотна, руб., отнесенные к 1 м³ грунта; $k_{в.с.}$ — затраты на сооружение верхнего строения пути, руб/м; $k_{СЦБ}$ — затраты на устройства сигнализации, централизации управления поездами и блокировкой (СЦБ), руб/км пути; $k_{ст}$ — затраты на строительство железнодорожных станций, руб.; $k_{э.п.}$ — затраты на строительство депо и экипировочных пунктов, руб., отнесенные к одному локомотиву и одному вагону; $k_{э.т.}$ — затраты на строительство устройств для электрификации, руб., отнесенные к 1 км контактной сети, к одной подстанции и на 1 кВ·А установленной мощности преобразующих устройств; $k_{п.с.}$ — стоимость подвижного состава, руб. Эти данные принимают по прейскурантам и нормативным справочникам.

Эксплуатационные расходы складываются из затрат на содержание постоянных сооружений, устройств СЦБ, подвижного состава и амортизационных отчислений

$$C = c_{п.} + c_{ст} + c_{СЦБ} + c_{р.х.} + c_{т.п.} + c_{к.с.} + c_{уп.} + c_{п.с.} + c_{ам.}$$

где $c_{п.}$ и $c_{ст}$ — соответственно затраты на содержание железнодорожных путей и станций, руб/год; $c_{СЦБ}$ — затраты на содержание устройств СЦБ и связи, руб/год; $c_{р.х.}$ и $c_{к.с.}$ — соответственно затраты на содержание ремонтного хозяйства и контактной сети, руб/год; $c_{т.п.}$ — затраты на содержание тяговой подстанции, руб/год; $c_{уп.}$ — заработная плата работников управления транспортом, руб/год; $c_{п.с.}$ — затраты на обслуживание подвижного состава, руб/год, отнесенные на один локомотив и на один вагон; $c_{ам.}$ — амортизационные отчисления на все виды оборудования, связанные с карьерным железнодорожным транспортом.

Все перечисленные данные принимают по соответствующим нормативным справочникам.

Расчеты показывают, что на современных карьерах стоимость 1 т·км груза при электровозной тяге составляет 0,9—1,3 коп. При этом 40—45% приходится на заработную плату, около 35% — на амортизационные отчисления и расходы на материалы, около 20% составляют затраты на ремонт.

2.8. АВТОМАТИЗАЦИЯ И ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ НА КАРЬЕРНОМ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

Одно из направлений повышения эффективности работы карьерного железнодорожного транспорта — организация его ритмичной работы, которая достигается использованием устройств сигнализации, централизации управления движением поездов и блокировкой (СЦБ), обеспечивающих бесперебойное и безопас-

ное движение поездов по перегонам, станционным и другим примыкающим путям.

Перегоном называют участок пути между двумя отдельными пунктами. К отдельным пунктам относят посты (место разветвления путей), разъезды и станции.

Ограничивающим называют перегон, по которому поезд движется наибольшее время. Обычно таким перегонем является выездная траншея.

Пропускная способность перегона определяется числом пар поездов (груженых и порожних), проходящих по нему за сутки или в течение смены.

На карьерном железнодорожном транспорте получили распространение такие виды управления движением локомотивосоставов по перегонам, как телефонная связь, радиосвязь, полуавтоматическая и автоматическая блокировки.

При первых трех видах управления движением подвижного состава пропускная способность перегона определяется по формуле

$$p = 60T_{см}i/(t_{гр} + t_{пор} + 2\tau),$$

где p — число пар поездов, проходящих по перегону в смену; $T_{см}$ — длительность смены, ч; $t_{гр}$ и $t_{пор}$ — соответственно время движения груженого и порожнего составов по перегону, мин; τ — время, затрачиваемое на связь между отдельными пунктами, мин.

При телефонной связи τ в среднем равно 4—6 мин для однопутных перегонов и 3—4 мин — для двухпутных.

При жезловой системе (выдача диспетчером машинисту жезла, разрешающего занятие перегона) при однопутном перегоне $\tau = 3—4$ мин, а при двухпутном — 2—3 мин.

При полуавтоматической блокировке τ уменьшается до 2—3 мин для однопутного перегона и до 1—2 мин для двухпутного.

При автоматической блокировке $\tau = 0$ и пропускную способность перегона определяют по формуле

$$p = 60T_{см}/\theta,$$

где $\theta = 60l_{м.п.}/v_{ср}$ — интервал времени между поездами, мин; $l_{м.п.}$ — безопасное расстояние между локомотивосостовами, км; $v_{ср}$ — средняя скорость движения локомотивосоставов по перегону, км/ч.

Расстояние между поездами зависит от принятой системы автоблокировки и длины блокоучастков.

При любом виде управления движением подвижного состава машинист управляет локомотивом, руководствуясь показаниями сигнальных устройств. На карьерном железнодорожном транспорте наибольшее распространение получила световая сигнализация.

По назначению светофоры разделяют на входные, запрещающие или разрешающие въезд локомотивосостава на раздельный пункт или на станцию с перегона; выходные, запрещающие или разрешающие выезд поезда со станции на перегон; проходные, запрещающие или разрешающие проезд локомотивосостава с одного участка пути на другой; светофоры прикрытия, ограждающие участки путей, опасные для движения; предупредительные, заранее предупреждающие о показаниях входного или проходного светофора; маневровые, запрещающие или разрешающие маневры; заградительные, применяемые для остановки поезда на переездах; повторительные, оповещающие о показаниях выходного или маршрутного светофора; групповые входные, устанавливаемые для группы отправочных путей, с которых поезда отправляются после остановки; совмещенные, выполняющие функции двух и более по назначению светофоров, например входного и выходного, входного и маршрутного, входного и предупредительного.

Для управления движением на перегонах используют огни трех цветов: красный, запрещающий проезд; желтый, требующий повышенного внимания, вслед за ним всегда загорается красный; зеленый, разрешающий движение с установленной скоростью. Маневровыми работами управляет лунно-белый свет, разрешающий маневры, и синий, запрещающий маневровые работы.

Светофоры устанавливают с правой стороны на расстоянии не менее 15 м от острейшей стрелки или предельного столбика по направлению движения поездов так, чтобы их нельзя было принять за светофоры, предназначенные для соседнего пути.

Устройства СЦБ. Одним из основных устройств СЦБ являются рельсовые цепи (рис. 2.43).

Рельсовая цепь работает следующим образом: если она свободна от подвижного состава, ток I_n протекает по обмотке путевого реле и оно находится в возбужденном состоянии. При наезде локомотивосостава на рельсовую цепь источник питания шунтируется колесными парами, поэтому основная часть тока будет протекать через скаты. Ток, проходящий через обмотку реле, уменьшится и якорь реле замкнет контакты сигнального реле входного светофора. При использовании рельсовых цепей можно получить информацию о занятости перегона, но не о месте нахождения локомотивосостава. Для этой цели применяют точечные путевые датчики.

В качестве точечных датчиков наиболее часто используют различные рельсовые педали. При помощи точечных датчиков можно получить информацию о скорости движения локомотивосостава, местонахождении состава, числе осей в составе и продолжительности загрузки или разгрузки состава.

На рис. 2.44 показана принципиальная схема трансформаторно-компенсационной педали, предназначенной для фиксиро-

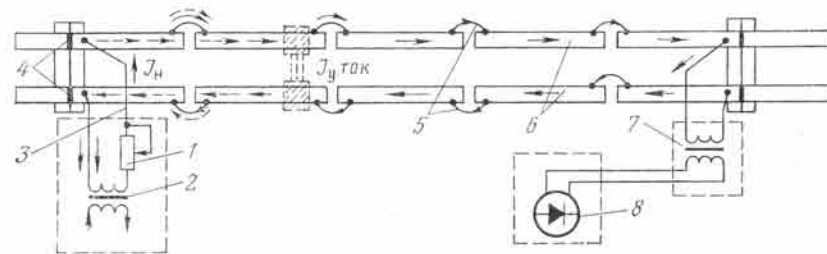


Рис. 2.43. Схема рельсовой цепи:

1 — ограничивающее сопротивление; 2 — источник питания — путевой трансформатор; 3 — соединительные провода; 4 — изолирующие стыки; 5 — стыковые соединители; 6 — рельсы; 7 — приемник тока — релейный трансформатор; 8 — путевое реле

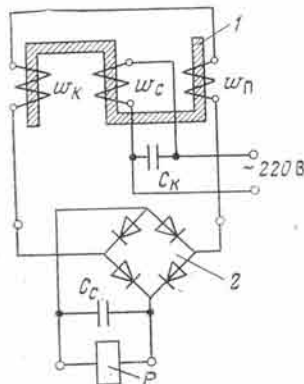


Рис. 2.44. Схема трансформаторно-компенсационной педали

вания прохождения колесных пар при скорости движения, изменяющейся от 0 до 60 км/ч. В корпусе педали укреплен трансформатор с незамкнутым магнитным сердечником S-образной формы 1 и первичной ω_n , компенсационной ω_k и сигнальной ω_c обмотками. Компенсационная и сигнальная обмотки имеют встречное включение. Емкость C_c используется как сглаживающая и повышающая эффективное значение тока в обмотке реле P . Питание обмотки трансформатора осуществляется током промышленной частоты 50 кГц и напряжением 220 В. Педаль с реле соединена четырехжильным кабелем. В невозбужденном состоянии при протекании тока по первичной обмотке ω_n трансформатора магнитные потоки в обмотках ω_k и ω_c одинаковы по величине и различны по направлению, поэтому к выпрямителю 2 ток не поступает и реле P не возбуждено. При прохождении колеса между педалью и рельсом уменьшается магнитное сопротивление магнитной цепи и нарушается равновесие магнитных потоков обмоток ω_c и ω_k . На зажимах выпрямителя 2 появляется переменный ток, возбуждающий реле P . После прохождения колеса равновесие магнитных потоков обмоток ω_k и ω_c восстанавливается и реле возвращается в исходное состояние.

В устройствах СЦБ используют также точечные датчики с рычажно-механическим приводом и воздушно-мембранные педали, однако они менее надежны, так как содержат значительное число шарнирных соединений.

Устройства СЦБ выбирают в зависимости от интенсивности движения поездов.

Телефонную связь используют при небольшой интенсивности движения поездов по перегону (до 10 пар поездов в смену). Получив по телефону согласие дежурного поста, дежурный по станции выдает письменное разрешение машинисту на занятие перегона и отправляет поезд.

Полуавтоматическую блокировку применяют на однопутных перегонах и соединительных путях между станциями или постами при интенсивности движения 12—15 пар поездов в смену. При полуавтоматической блокировке участок пути по концам ограждается светофорами, которые связаны между собой блокировочной системой, позволяющей открывать перегон только с одной стороны. Выходной или проходной сигнал светофора включает дежурный, однако сигнал может быть включен только при свободном перегоне. Управление путевой полуавтоматической блокировкой осуществляет диспетчер или дежурный с пульта управления при помощи релейных систем.

Автоматическая блокировка — система устройств СЦБ, при которой показания светофоров меняются автоматически при воздействии колесных пар поезда на рельсовые цепи и точечные датчики. При автоблокировке весь путь разбивают на изолированные блок-участки, представляющие собой рельсовые цепи, ограждаемые с двух сторон светофорами. При свободном блок-участке на входном светофоре горит зеленый или желтый разрешающий сигнал, а если рельсовая цепь неисправна или блок-участок занят, — красный свет.

На рис. 2.45 показана схема так называемой трехзначной путевой автоблокировки, получившей распространение на железнодорожных путях в карьерах. При нахождении поезда на участке 5П на светофоре Γ_5 горит красный свет, на светофоре Γ_3 — желтый, а на светофоре Γ_1 — зеленый. Цепь питания линейного реле 5Л разомкнута контактами путевого реле 5П, установленного в релейном шкафу светофора Γ_7 (на схеме не показано), и якорь реле 5Л находится в опущенном положении. Тыловым контактом реле 5Л замыкает цепь красного света в релейном шкафу 3 светофора Γ_5 . Линейное реле 3Л, установленное в релейном шкафу 2 светофора Γ_3 , получает питание обратной полярности и перебрасывает контакт, замыкающий цепь желтого света на светофоре Γ_3 .

Линейное реле 1Л, установленное в релейном шкафу 1 светофора Γ_1 , получает питание током прямой полярности и замыкает на светофоре Γ_1 цепь зеленого света. Таким образом, при трехзначной блокировке между движущимися составами всегда имеются два свободных блок-участка, если локомотивосостав въезжает на очередной блок-участок на зеленый огонь, и один свободный блок-участок, если въезд осуществляется на желтый свет.

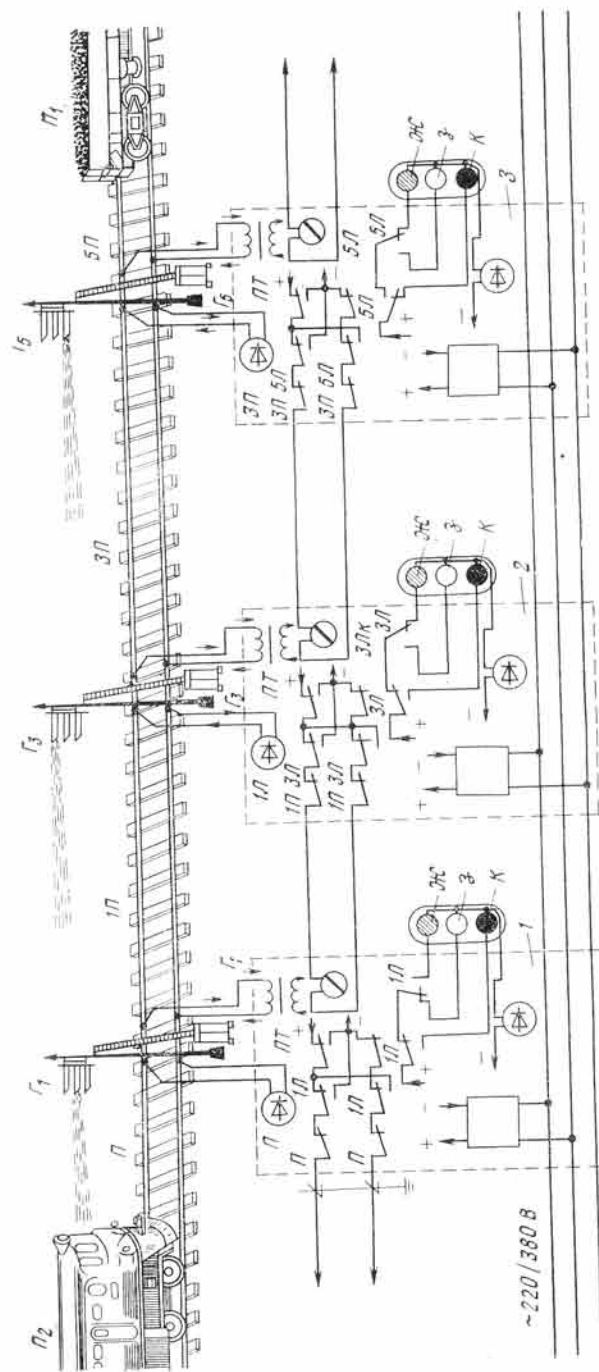


Рис. 2.45. Схема трехзначной двухпутной автоблокировки

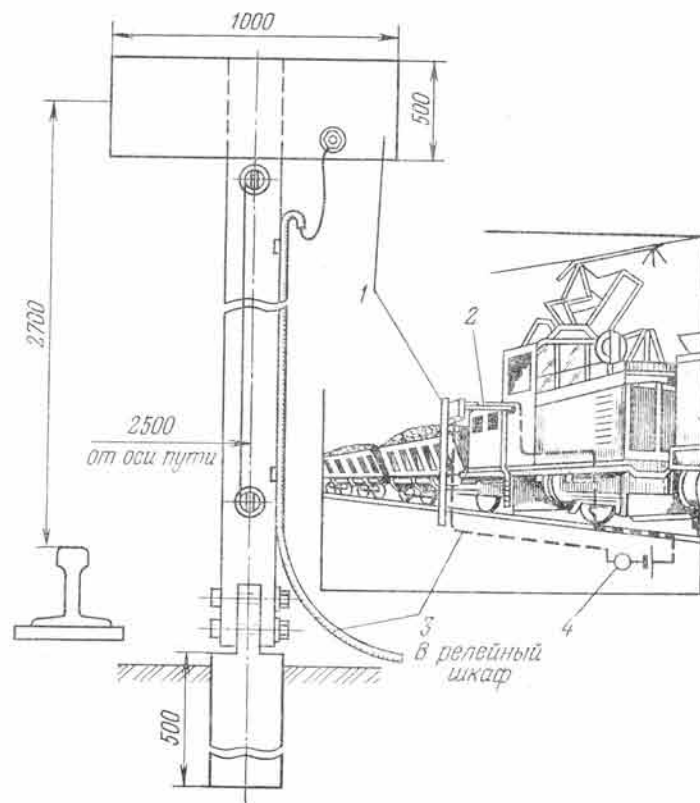


Рис. 2.46. Схема управления стрелками из кабины машиниста:
1 — напольный экран; 2 — контактный рычаг; 3 — соединительный проводник; 4 — приемник-реле

Система управления стрелками из кабины машиниста применяется на уступных путях и на других отдаленных от основных магистралей участках путей. На рис. 2.46 показана схема управления стрелками из кабины машиниста, получившая распространение на карьерах нашей страны. В этой схеме в качестве управляющего элемента используют датчик механического типа, состоящий из напольного и локомотивного устройств. Напольное устройство выполняют в виде экранного щита из нержавеющей стали, укрепленного на деревянной или металлической опоре. Опору устанавливают на расстоянии 2,5 м от оси пути, а щит укрепляют на уровне окна кабины машиниста локомотива (2700 мм). На внешней стенке кабины машиниста устанавливают локомотивное устройство в виде откидного рычага с контактной щеткой, которая при отжатии рычага контактирует с экраном.

Для управления стрелкой в релейном шкафу установлены специальные реле выбора направления движения, которые

включены по взаимноисключающей схеме. Стрелка оборудована стрелочным электроприводом типа СП2 с двигателем постоянного тока на напряжение 160 В.

Для перевода стрелки в нужное положение после получения согласия по радиосвязи от дежурного машинист отжимает рычаг с контактной щеткой, которая касается экрана напольного устройства и замыкает цепь исполнительного реле. Реле включает электропривод стрелочного перевода и стрелка переводится в нужное положение.

Привод стрелочного перевода СП2 (рис. 2.47) состоит из следующих основных частей: металлического корпуса 1; электродвигателя 4; редуктора 5; фрикционного сцепления 2; шиберной шестерни 10; шибера 11; контактов переключателя 9; контрольных линеек 12. При включении электродвигателя вращающий момент передается через плавающее соединение 3 входному валу редуктора, на котором закреплена шестерня 6, связанная с зубчатым колесом 14, передающим вращение колесу 15, жестко связанному с фрикционным сцеплением. При вращении вала подвижные чугунные диски фрикциона прижимаются пружиной к стальным дискам, жестко насаженным на вал с внешней шестерней 13, которая, в свою очередь, передает вращение шестерне 7 главного вала, выполненного как одно целое с шиберной шестерней 10 и связанного с рычагом 8 переключателя контактов. Вращательное движение вала через шиберную шестерню передается на рабочий шибер 11 и преобразуется в поступательное движение. Рабочие шиберы с помощью гибких тяг передают движение острым стрелки, устанавливая их в нужное положение.

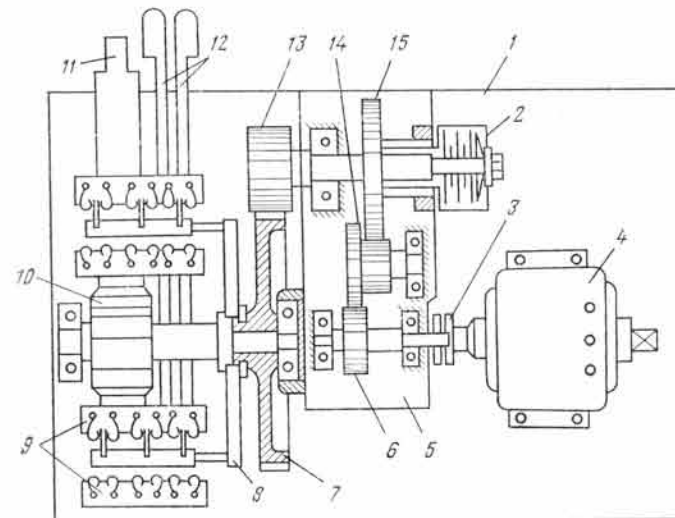


Рис. 2.47. Привод стрелочного перевода СП2
7—335

3. АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

3.1. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ АВТОТРАНСПОРТА НА КАРЬЕРАХ

В последнее время автомобильный транспорт на карьерах нашей страны получил довольно широкое распространение. По объемам грузоперевозок он превосходит железнодорожный. Особенно широко автомобильный транспорт используют на карьерах, где добывают руды цветных металлов, железную руду, горно-химическое сырье и сырье для строительных материалов.

Причинами такого распространения автотранспорта являются его высокая маневренность, способность работать на дорогах со сравнительно высокими уклонами (с грузом) — до 70—100%, а порожняком — до 120%. Автомобильный транспорт наиболее приемлем по сравнению с другими видами карьерного транспорта при селективной выемке полезного ископаемого. Автомобилями можно перевозить грузы с любыми физико-механическими свойствами и различной крупности. Вследствие малых радиусов кривых и сравнительно небольших площадок, предназначенных для маневровых операций автомобилей около экскаваторов, значительно снижаются затраты на подготовку карьера к эксплуатации.

Вместе с тем автотранспорту присущи следующие основные недостатки: затраты на перевозку грузов автотранспортом, как правило, выше, чем при использовании железнодорожного и конвейерного транспортов; автотранспорт характеризуется весьма высокими эксплуатационными расходами, связанными с большим числом водителей и обслуживающего персонала, и значительным расходом шин, являющихся дорогостоящим элементом автомобиля, а также наличием выхлопных газов, особенно в глубоких карьерах, часто приводящим к вынужденным простоям вследствие загазованности атмосферы. Например, автосамосвал БелАЗ-540 с дизелем мощностью 270 кВт под полной нагрузкой выбрасывает в атмосферу за 1 мин 132 г окиси углерода и до 24 г окислов азота, являющихся предельно допустимыми величинами по нормам концентрации этих вредных примесей в объеме воздуха 5000 м³.

Эффективность автотранспорта существенно зависит от климатических условий. По условиям эксплуатации автотранспорта на территории нашей страны можно выделить северную — холодную, среднюю — умеренную и южную — жаркую климатические зоны. В северную зону входят районы с наиболее низкими температурами (до —40 — —70 °C) и продолжительной зимой (180—300 дней в году). Сложность эксплуатации автомобильного транспорта в зимнее время на карьерах Севера СССР обусловлена ограниченной видимостью в условиях полярной ночи с туманами, снегопадами и метелями; обледенением авто-

мобильных дорог; резким снеготаянием; трудностью запуска сильно охлажденных двигателей; необходимостью поддержания соответствующего температурного режима для обеспечения требуемой консистенции смазки; необходимостью предохранения от замерзания жидкости в системе охлаждения, аккумуляторных батареях и т. д.; возможностью намерзания горной массы на внутренние стенки кузова; требованиями хладостойкости к металлу, из которого выполнены узлы автомобиля; требованиями морозостойкости резинотехнических изделий и электротехнических материалов; высокой относительной влажностью воздуха (до 90—100%), снижающей надежность электрооборудования и требующей применения коррозионноустойчивых покрытий металлических частей и влагостойкой электроизоляции.

Для южных районов страны характерны высокие летние температуры (до 40—50 °C). Работа автомобилей в этих условиях осложняется вследствие снижения мощности двигателей внутреннего сгорания, ухудшения условий охлаждения тягового электрооборудования, снижения надежности электронных элементов силовых цепей (схем управления, контроля и защиты).

При эксплуатации автомобилей, особенно с электрической трансмиссией, в условиях высокогорья (более 1000 м над уровнем моря) на их работу наряду с уменьшением мощности двигателя внутреннего сгорания и ухудшением условий охлаждения электродвигателей существенное влияние оказывает снижение надежности электроизоляционных материалов из-за ускоренного старения их под действием ионизационных процессов в разреженном воздухе.

3.2. АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ

Схемы автотранспорта выбирают с учетом горно-технических условий, горно-геологических условий залегания месторождений, конфигурации и размеров карьера. При использовании автотранспорта связь рабочих горизонтов карьера с поверхностью осуществляется посредством прямых, спиральных, петлевых и комбинированных съездов.

Прямые съезды (рис. 3.1, а) используют при разработке пологих или наклонных пластов полезного ископаемого (в этом случае карьеры характеризуются значительной длиной при сравнительно небольшой глубине), а также на нагорных карьерах. При прямых съездах из-за небольшого числа поворота длина дорог, ведущих к нужной отметке в карьере, минимальна.

Спиральные съезды (рис. 3.1, б) применяют на карьерах большой глубины и с ограниченными размерами в плане. Так как спиральные съезды характеризуются большими радиусами кривых, возможно движение автомобилей со значительными скоростями.

Петлевые съезды (рис. 3.1, в) используют в карьерах большой глубины, а также в карьерах, расположенных на

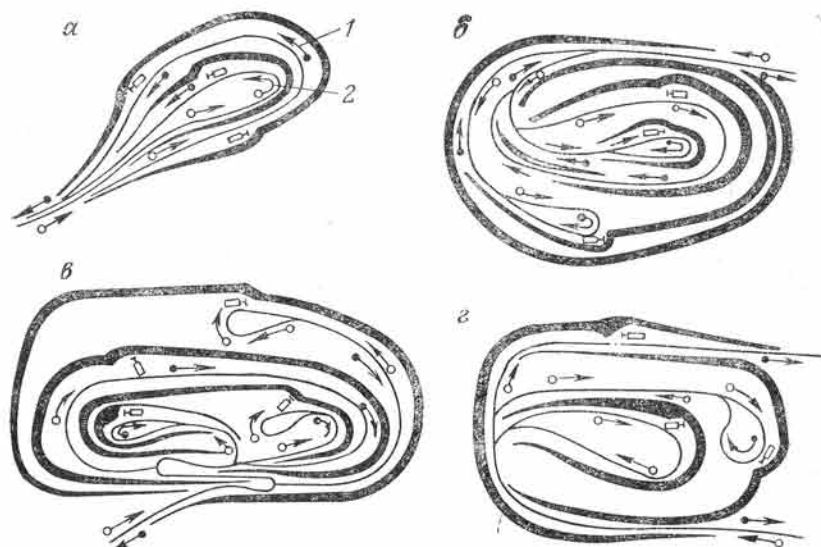


Рис. 3.1. Схемы автомобильных карьерных дорог:

1 и 2 — соответственно направление движения груженых и порожних грузовиков

склонах гор, так как в этом случае устройство прямых съездов невозможно из-за их недопустимо больших уклонов.

Комбинированные съезды (рис. 3.1, г) являются самыми распространенными, так как они наиболее приспособлены для разнообразных горно-технических и горно-геологических условий залегания месторождения.

Трасса дороги на чертежах изображается в плане и продольным профилем.

План состоит из прямолинейных участков, сопряженных кривыми различного радиуса и длины. Выделяют круговые соединения (рис. 3.2, а) и серпентинные (рис. 3.2, б). Несмотря на более сложную трассировку дороги при серпентинном соединении прямых участков, его часто приходится сооружать на крутых бортах карьера. Минимальные радиусы $R_{\min}$ поворота дорог (кривых) для автомобилей различной грузоподъемности приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Тип дороги	Минимальный радиус $R_{\min}$, м, поворота дорог для автосамосвалов различной грузоподъемности, т				
	25—30	40—45	70—80	110—120	170—180
Постоянные	50—60	50—60	50—60	50—60	50—60
Серпентинные и круговые соединения	20—30	30—35	35—40	35—40	40—45
Временные	12—15	12—15	15—20	17—20	20—25
Петлевые заезды под погрузку	10—11	12—13	12—14	14—15	18—20

Продольный профиль автодороги изображается в виде плавной кривой, состоящей из площадок горизонтальных участков, наклонных участков и кривых, соединяющих участки с различными уклонами. Руководящий уклон для современных карьерных автомобилей принимают от 70 до 100‰. На затяжных уклонах (более 100 м) предусматривают участки длиной 50—60 м с уклоном не более 20‰ через каждые 500—600 м.

В зависимости от перевозимого груза автодороги на карьерах разделяют на производственные, по которым транспортируют вскрышные породы и полезное ископаемое, и хозяйственные, служащие для перевозки хозяйственных и вспомогательных грузов.

По сроку службы автодороги разделяют на постоянные и временные.

Производственные автодороги отличаются от хозяйственных значительно большими нагрузками на покрытие, постоянным интенсивным движением с меньшими скоростями движения.

К постоянным дорогам относят главные дороги, связывающие карьер со складом полезного ископаемого, с перегрузочным пунктом на поверхности карьера или с обогатительной фабрикой. Эти дороги используют на протяжении всего срока службы карьера, средняя скорость движения на них достигает 40—50 км/ч, интенсивность движения может превышать 6000 автомобилей в сутки. К постоянным дорогам относят съезды и заезды в карьер, на которых скорость движения автомобилей снижается из-за больших уклонов до 20—25 км/ч, а интенсивность движения также может превышать 6000 автомобилей в сутки. Постоянными являются дороги от главных заездов в карьер до отвалов, срок службы которых равен продолжительности перемещения вскрышных пород в отвалы (8—10 лет). Скорость движения на этих дорогах принимают до 40 км/ч, интенсивность движения достигает 10 000 и более автомобилей в сутки. К постоянным дорогам относят заезды на отвалы со сроком службы, равным сроку службы отвала, и с интенсивностью движения более 2000 автомобилей в сутки, но

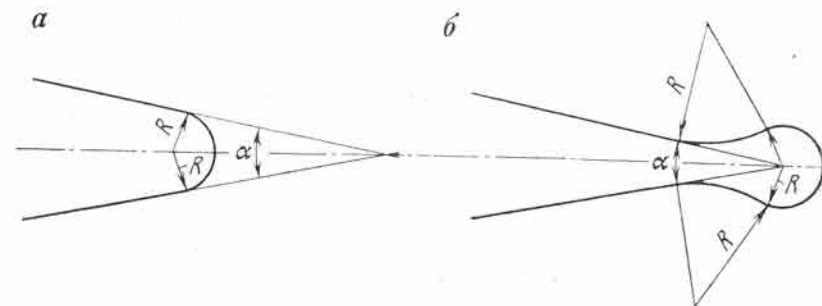


Рис. 3.2. Сопряжения автомобильных дорог в плане

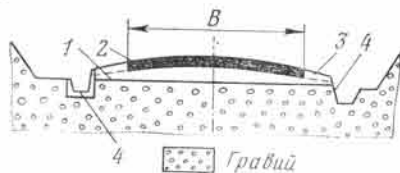


Рис. 3.3. Поперечное сечение автодороги:

1 — земляное полотно; 2 — дорожная одежда; 3 — обочина; 4 — водоотводные кюветы; B — ширина проезжей части

со скоростью движения до 20 км/ч. В качестве постоянных принимают дороги на поверхности отвала, связывающие отдельные участки отсыпки породы. Скорость движения на них не более 20 км/ч, интенсивность движения может превышать 2000 автомобилей в сутки, срок службы равен сроку службы отвала или участка, т. е. 8—10 лет. И наконец, к постоянным относят дороги на отработанных вышележащих горизонтах со сроком службы от 3 до 5 лет, скорость движения на которых составляет 20—25 км/ч и интенсивность движения — до 1500 автомобилей в сутки.

Временными дорогами являются проезды по уступам и заезды к экскаваторам со сроком службы 1—2 года, с допустимой скоростью движения 10—15 км/ч и интенсивностью движения 1000—1200 автомобилей в час, а также проезды на отвалах и дороги на отсыпаемых участках со сроком службы 1—2 года, скоростью движения 10—15 км/ч и интенсивностью движения 1000—1200 автомашин в сутки.

Устройство автомобильных дорог. Наиболее сложное устройство имеют постоянные карьерные дороги. Они состоят из земляного полотна с защитными устройствами и проезжей части, расположенной на верхней площадке земляного полотна (рис. 3.3). С обеих сторон дороги устраивают водоотводные кюветы и другие защитные устройства. Земляное полотно должно противостоять температурным колебаниям, атмосферным осадкам и быть устойчивым к нагрузкам от проходящих по проезжей части автомобилей.

Земляное полотно возводят из гравия или щебня. Оно включает в себя проезжую часть и две обочины (см. рис. 3.3). Наиболее интенсивное движение автомобилей происходит по проезжей части, а обочины служат для предохранения краев проезжей части от разрушения, складирования строительных материалов при ремонте дороги, для объезда и вынужденных остановок.

Земляное полотно выполняют в виде насыпей, выемок или нулевых мест. Крутизну откосов насыпей принимают от 34 до 18° при высоте до 1 м и 34° при высоте более 1 м.

На карьерах применяют дороги с однополосным и двухполосным движением. Ширину проезжей части определяют по следующим формулам:

при однополосном движении

$$B_1 = c + 2y,$$

при двухполосном движении

$$B_2 = 2c + 2x + 2y,$$

где B_1 и B_2 — соответственно ширина проезжей дороги при однополосном и двухполосном движении; c — ширина автосамосвала; y — запас по ширине между скатом автомобиля и обочиной; $2x$ — безопасное расстояние между встречными автосамосвалами. Значения x и y определяют в зависимости от скорости движения автосамосвалов по эмпирической формуле

$$x = y = 0,5 + 0,005v,$$

где v — максимальная допустимая скорость движения автомашины на данной дороге, км/ч.

Ширину проезжей части постоянных дорог принимают равной $3c$.

Закругления дорог выполняют с уширением, которое можно определить также по эмпирической формуле

$$b = l^2/R + 0,1v/\sqrt{R},$$

где R — радиус округлений, м; l — колесная база автомобиля, м; v — максимальная скорость автомобиля, км/ч.

Дорожное покрытие проезжей части должно обеспечить высокие скорости движения и защиту дороги от разрушения под действием нагрузок от проезжающих автомобилей, температурных колебаний и атмосферных осадков. Поперечное сечение дорожного покрытия называют поперечным профилем. Поперечный профиль может быть двухскатным и односкатным. Скатy обеспечивают быстрый отвод влаги с проезжей части в кюветы. Прямые участки дорог выполняют с двухскатным поперечным профилем, а округления (виражи) — с односкатным профилем для компенсации центробежной силы, действующей на автомобиль при движении на криволинейных участках дороги.

Дорожное покрытие состоит из одного или нескольких слоев. Верхний, так называемый слой износа, выполняют ровным для обеспечения необходимой скорости движения и достаточно шероховатым для получения хорошего сцепления дороги с колесами автомобиля.

Нижний, так называемый несущий слой, предназначен для передачи нагрузки от верхнего слоя на дорожное основание, расположенное на площадке земляного полотна.

Дорожные покрытия могут быть усовершенствованные (капитальные и облегченные), переходные и низшего качества. К усовершенствованным относятся асфальтобетонные и цементобетонные покрытия. Основания под такие покрытия делают щебеночные, щебеночно-гравийные или цементобетонные. На

усовершенствованных дорогах толщину слоя износа принимают не менее 5 см. Цементобетонное покрытие выполняют в виде отдельных плит, уложенных на песчаное или щебеночное основание.

Временные дороги имеют более простое устройство. Их выполняют, как правило, с однослойным дорожным покрытием из выровненной горной породы с подсыпкой щебня или гравия. Дорожное основание на внутрикарьерных временных дорогах делают только при вязких глинистых основных породах. На временных дорогах улучшенного качества применяют сборные железобетонные покрытия из плит, укладываемых на подготовленное основание. Наиболее долговечны железобетонные плиты с напряженной арматурой. Такие плиты могут использоваться многократно. Дороги из сборных железобетонных плит выполняют со сплошным покрытием или в виде параллельных полос под колеса автомобиля.

К усовершенствованным облегченным покрытиям относят черные щебеночные или гравийные покрытия, получаемые смешиванием щебня или гравия с асфальтом либо введением битума после укладки покрытия из щебня или гравия на дорожном основании.

К покрытиям низшего качества относят грунтовые с добавками песка, гравия или щебня и с последующим профилированием и укатыванием поверхности покрытия.

Из опыта эксплуатации карьерного автотранспорта установлено, что его эффективность в значительной степени зависит от качества дорожного покрытия. Это особенно отчетливо проявляется при эксплуатации большегрузных автомобилей грузоподъемностью 120 т и более. При качественном дорожном покрытии срок службы автомобильных шин повышается в 1,5—2 раза, что значительно снижает себестоимость 1 т автотранспортных перевозок.

Содержание и ремонт автодорог. Карьерные автомобильные дороги постоянно находятся под воздействием атмосферных осадков, температурных колебаний, вертикальных нагрузок от веса автосамосвалов и касательных нагрузок при разгоне и торможении автомашин.

Наиболее характерны повреждения дорожного покрытия в виде колеи, трещин, выбоин, сдвигов, вмятин и волн. Кроме того, износ дорожного покрытия выражается в ухудшении его качества.

Для поддержания дорожного покрытия в рабочем состоянии постоянно проводятся работы по уходу за дорогой, а также ремонтные работы. Для этой цели при карьерах организуют дорожную службу. Дорожные работы разделяют на работы по содержанию дороги, текущий, средний и капитальный ремонты.

Работы по содержанию дорог проводят в течение всего периода работы автотранспорта. К ним относят уборку и полив-

ку дорог, очистку от грязи, удаление излишней влаги, уборку снега, льда, посыпку песком и поливку растворами хлористого кальция или отходами нефтепродуктов для устранения пылеобразования.

К текущему ремонту относят работы по предупреждению и немедленному исправлению мелких повреждений, например; заделка трещин и выбоин, выравнивание просадок, исправление мелких повреждений земляного полотна.

Средний ремонт заключается в исправлении повреждений дороги через 1—2 года. К этим работам относят поверхностную обработку асфальтобетонных, черных щебеночных и гравийных покрытий, замену отдельных плит, выравнивание покрытий при их большой просадке, которая не была устранена при текущем ремонте.

Капитальный ремонт осуществляют 1 раз в 10—12 лет. При капитальном ремонте устраняют все дефекты, появившиеся при эксплуатации дороги. После капитального ремонта все элементы дороги должны быть приведены в соответствие с требованиями к дорогам соответствующего назначения.

Для строительства, содержания и ремонта автомобильных карьерных дорог применяют разнообразные средства малой механизации.

Для выполнения земляных работ используют экскаваторы небольшой мощности с ковшом вместимостью 0,5—1 м³, автоскреперы вместимостью 6—10 м³ и бульдозеры мощностью 70—10 кВт на пневмоходу. Бульдозеры оборудуют навесными рыхлителями, при помощи которых осуществляется выравнивание дорог. Кроме того, применяют специальные дорожные машины: прицепные грейдеры и автогрейдеры для профилирования площадки земляного полотна и дорожного покрытия; катки и трамбовки для уплотнения дорожного полотна и покрытия. Применяют также специальные механизмы для перемешивания и измельчения грунта, укладываемого в основание дороги, например: дисковые бороны, дорожные фрезы, дозирующие и кирковщики. Для пропитки щебеночных и гравийных покрытий жидкими и вяжущими материалами используют передвижные цистерны с насосом и подогревателями, так называемые автогудронаторы.

Строительство цементобетонных покрытий выполняют комплектом бетоноукладочных машин. Комплект состоит из профилировщика основания, распределителя цементобетона, бетоноотделочной машины, нарезчика и заливщика швов, рельс-форм, платформ для перевозки комплекта машин цементобетонных покрытий, цилиндрической и дисковой электрошесток.

При строительстве сборно-разборных железобетонных покрытий применяют автокраны грузоподъемностью 3 и 5 т.

Пылеподавление и поливку асфальтовых и бетонных дорог осуществляют при помощи поливомоечных машин, снабженных насосом для разбрызгивания воды.

Для очистки дорог от снега используют бульдозеры, плужные тракторные снегоочистители или шнекороторные снегоочистители.

Примятый снег на проезжей части дороги счищают дорожными щетками, прицепляемыми к машине.

При гололеде дороги посыпают шлаком, золой, песком, для чего используют пескорозбрызгивающие машины.

3.3. ТИПЫ И УСТРОЙСТВО КАРЬЕРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

При разработке месторождений открытым способом применяют специальные карьерные автомобили и автомобили общего назначения.

К карьерным автомобилям относят автосамосвалы, автопоезда и дизель-троллейбусы.

Автосамосвалом называют автомобиль с усиленной грузовой платформой и кузовом, разгружающимся посредством опрокидывания назад или набок.

Автопоезд — автомобиль-тягач с одним полуприцепом или с одним или несколькими прицепами. Кузов прицепа или полуприцепа разгружается через дно, а также посредством опрокидывания назад или набок.

Условия эксплуатации карьерных автомобилей весьма тяжелые, поэтому к ним предъявляют ряд специфических требований. Карьерные автомобили должны обеспечивать минимальную продолжительность погрузки и разгрузки; обладать высокими маневренностью, устойчивостью и проходимостью при движении по дорогам низшего качества, высокой удельной мощностью и способностью преодолевать затяжные уклоны с необходимой скоростью. Кроме того, они должны иметь высокоэффективную тормозную систему, комфортные условия для работы водителя, выдерживать большие динамические нагрузки при погрузке экскаватором и при движении по неровным внутрикарьерным дорогам, должны быть легкоуправляемыми. Все эти требования обусловили рациональное конструктивное исполнение автосамосвалов.

В настоящее время основным типом карьерного автомобиля является двухосный самосвал с задней разгрузкой, так как он соответствует почти всем перечисленным выше требованиям. Если же необходима повышенная грузоподъемность, а другие требования менее значительны, то используют автопоезда.

К основным параметрам автосамосвалов относятся: грузоподъемность — максимальная масса груза, перевозимая автосамосвалом, вместимость кузова — максимальный полезный объем кузова, мощность двигателя, удельная мощность — мощность двигателя, отнесенная к 1 кг массы автосамосвала, мощность тяговых электродвигателей автосамосвалов с электромеханической трансмиссией, колесная формула — числовое выражение, показывающее общее число колес и

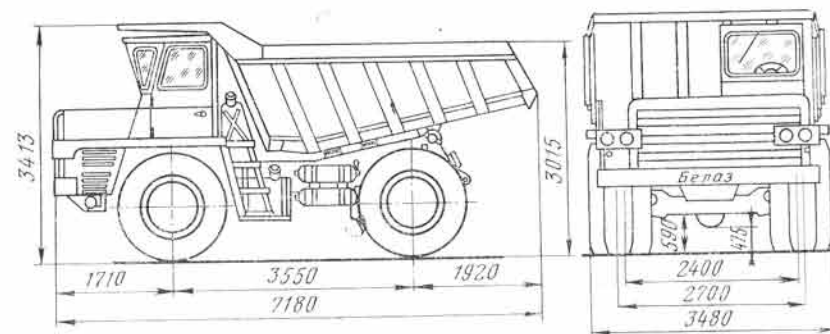


Рис. 3.4. Автосамосвал БелАЗ-540

число ведущих колес. Например, колесная формула 4×2 означает, что автосамосвал имеет четыре колеса, причем два из них ведущие. Технические характеристики современных карьерных автосамосвалов, выпускаемых в СССР, приведены в табл. 3.2.

Автосамосвал КрАЗ-256 широко используется на карьерах небольшой производительности и на вспомогательных работах в мощных карьерах. Автосамосвалы КрАЗ-256 целесообразно использовать в комплексе с экскаваторами, у которых вместимость ковша не превышает 2 м^3 . Автосамосвал КрАЗ-256 обладает высокой проходимостью, но имеет значительную длину и большой радиус поворота при относительно небольшой грузоподъемности.

Автосамосвалы серии БелАЗ обладают значительной грузоподъемностью при относительно небольшой длине и малом радиусе поворота, что обеспечивает им хорошую маневренность.

Автосамосвал БелАЗ-540 (рис. 3.4) предназначен для работы с экскаватором ЭКГ-5. На базе этого автосамосвала создан углевоз БелАЗ-7510 с увеличенной до 19 м^3 вместимостью кузова, что позволяет грузить в него до 25 т угля при погрузке с «шапкой».

Автосамосвал БелАЗ-548 оборудован дизелем и гидромеханической трансмиссией. Исходя из вместимости кузова автосамосвала БелАЗ-548 целесообразно использовать в комплексе с экскаваторами ЭКГ-5 и ЭКГ-8. Автосамосвал БелАЗ-548 намечено модернизировать и довести мощность дизеля до 480 кВт и грузоподъемность до 45 т.

На базе автосамосвала БелАЗ-548 создан углевоз БелАЗ-7525 грузоподъемностью 40 т с кузовом вместимостью 33 м^3 .

Автосамосвал БелАЗ-549 отличается от предыдущих наличием электромеханической трансмиссии от дизеля к тяговым колесам, оборудованным электродвигателями. Автосамосвал БелАЗ-549 предназначен для работы в комплексе с экскаваторами ЭКГ-8 и ЭКГ-12,5.

Следующим типоразмером автосамосвалов серии БелАЗ является 110-тонный автосамосвал БелАЗ-7519, унифицированный

Таблица 3.2

Автосамосвал	КрАЗ-256	БелАЗ-540	БелАЗ-548	БелАЗ-549	БелАЗ-7519	БелАЗ-7521
Колесная формула	6×4	4×2	4×2	4×2	4×2	4×2
Грузоподъемность, т	12	30	45	80	110	180
Мощность двигателя, кВт	175	265	367	770	955	1690
Вместимость кузова, м³	10	15	21	35	44	70
База, мм	4780	3550	4200	4450	5300	6500
Радиус поворота по колесам переднего колеса, м	11	8,5	10	11	12	15
Максимальная скорость, км/ч	62	55	50	50	52	50
Размер шин, дюйм	12.00-20	18.00-25	20.00-34	27.00-49	33.00-51	40.00-57
Тип трансмиссии	Гидромеханическая			Электромеханическая		
Удельная мощность, кВт/ч	15,35	12,6	12,6	11,67	11,24	11,65
Время подъема и опускания кузова, с	20	20	30	30	40	40
Габариты, мм	8190×2650×2760	7250×3480×3580	8120×3790×3800	10250×5360×4750	11250×6100×5130	13580×7640×6100
Масса, т	11,4	21	29	66	85	145

с автосамосвалом БелАЗ-549. Так же как и БелАЗ-549, он оборудован электромеханической трансмиссией. Автосамосвал БелАЗ-7519 предназначен для работы с экскаваторами ЭКГ-10 и ЭКГ-15.

Самым мощным автосамосвалом отечественного производства является БелАЗ-7521 грузоподъемностью 180 т. Он оборудован электромеханической трансмиссией и рассчитан на работу с экскаваторами ЭКГ-15 и ЭКГ-20.

Ведут работы по созданию карьерного автосамосвала грузоподъемностью 230 и 280 т.

Автопоезда, созданные на базе серийных автосамосвалов типа БелАЗ, при высокой грузоподъемности имеют несколько меньшую удельную мощность, поэтому при движении с грузом они не могут преодолевать большие уклоны и используются на горизонтальных или слабонаклонных трассах.

Карьерные автопоезда выполняют с разгрузкой посредством опрокидывания назад и через дно. При разгрузке кузова посредством опрокидывания назад задние колеса полуприцепа подкатываются к ведущим колесам тягача и при этом происходит наклон и разгрузка кузова. Автопоезда с донной разгрузкой используют для перевозки сравнительно легких полезных ископаемых, чаще всего угля, поэтому они и получили название углевозов.

Технические характеристики автопоездов-углевозов

	БелАЗ-7425-9490	БелАЗ-7420-9590
Автопоезд-углевоз	6×2	6×4
Колесная формула	65	120
Грузоподъемность, т	4200	1450
База тягача, мм	10	15
Минимальный радиус поворота, м	50	50
Максимальная скорость, км/ч	367	955
Мощность дизеля, кВт	59	112,5
Вместимость кузова, м³	20.00—33	27.00—49
Размер шин, дюйм	12465×3770×4400	20130×5360×4450
Габариты, мм	42,8	106
Масса прицепа, т		

Автопоезд-углевоз БелАЗ-7426-9490, созданный на базе автосамосвала БелАЗ-548, имеет два ведущих колеса из шести, поэтому с грузом может преодолевать затяжные уклоны не более 50‰.

Автопоезд-углевоз БелАЗ-7420-9590, созданный на базе автосамосвала БелАЗ-549, имеет четыре ведущих колеса из шести и в загруженном состоянии преодолевает уклоны до 80‰.

Основные конструктивные элементы автосамосвалов. На карьерных автосамосвалах применяют карбюраторные и дизельные двигатели внутреннего сгорания.

Принцип действия карбюраторных двигателей следующий: в специальном устройстве-карбюраторе воздух смешивается с легким горючим (газом или бензином), затем смесь засасывается в камеру сгорания рабочих цилиндров, где

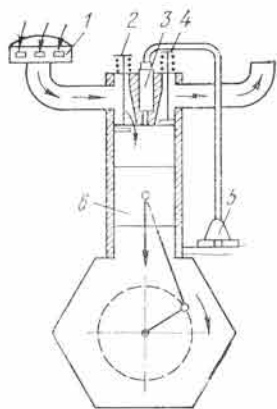


Рис. 3.5. Схема цилиндра дизеля

сжимается при помощи поршня и воспламеняется от электрической искры. Необходимо отметить, что экономичность карбюраторного двигателя внутреннего сгорания зависит от степени сжатия горючей смеси, которая составляет 9—10.

В дизельных двигателях внутреннего сгорания воспламенение смеси из воздуха и тяжелого топлива (соляркового масла) происходит вследствие повышения температуры при сжатии. Топливо впрыскивается в рабочий цилиндр под давлением из форсунок. Степень сжатия рабочей смеси в дизельных двигателях принимают от 16 до 20. Дизельные двигатели обладают большей экономичностью, чем карбюраторные, так как расход топлива в них на 35—40%

меньше на единицу мощности. Кроме того, для дизельных двигателей используют более дешевое топливо, поэтому, несмотря на более сложную конструкцию, они устанавливаются почти на всех карьерных автосамосвалах.

На карьерных отечественных автосамосвалах используют четырехтактные 6-, 8- и 12-цилиндровые двигатели с V-образным расположением рабочих цилиндров и с частотой вращения коленчатого вала 1500—2000 мин⁻¹.

Дизельные двигатели состоят из остова, включающего в себя раму, блок цилиндров и масляный картер; шатунно-кривошипного механизма, преобразующего возвратно-поступательное движение поршней во вращательное движение коленчатого вала; газораспределительного механизма, обеспечивающего впуск воздуха и выпуск выхлопных газов; топливной и регулировочной систем, необходимых для подвода топлива в цилиндры в определенных моменты и в строго определенном количестве в зависимости от того, какую мощность должен развивать в данный момент дизель.

Дизели, устанавливаемые на карьерных автосамосвалах, работают по четырехтактному циклу (рис. 3.5). Первый такт — впуск воздуха через открытый впускной клапан 2. Воздух засасывается, так как поршень 6 опускается из верхней мертвой точки к нижней и при этом давление падает до 85—95 кПа. Второй такт — сжатие, при котором оба клапана (впускной и выпускной) закрыты, поршень поднимается вверх и сжимает воздух до 3,5—5 МПа, при этом его температура возрастает до 550—700 °С. В это мгновение топливным насосом 5 через форсунку 3 впрыскивается дизельное горючее. В камере сгорания над поршнем образуется воздушно-топливная смесь, которая самовоспламеняется от высокой температуры. При сгорании рабочей смеси температура в камере повышается до 2000 °С,

а давление — до 7—8 МПа. Третий такт — расширение или рабочий ход, при котором нагретые расширяющиеся газы перемещают поршень к нижней мертвой точке, совершая механическую работу. Давление в цилиндре падает до 0,25—0,4 МПа. Четвертый такт — выпуск — заключается в выталкивании отработанных газов поршнем через выпускной открытый клапан 4. Рабочий ход одновременно совершают один или несколько поршней, в то время как остальные выполняют другие такты цикла. Работа, совершаемая двигателем внутреннего сгорания, зависит от размеров цилиндров и от количества одновременно впрыскиваемого топлива в камеру сгорания, а следовательно, и от количества засасываемого воздуха, необходимого для полного сгорания топлива. Для повышения мощности дизеля при данных размерах цилиндра используют наддув, т. е. подачу воздуха в цилиндры под давлением, которое создается центробежным турбокомпрессором 1. Вследствие турбонаддува давление воздуха в камере сгорания в начале цикла сжатия повышается в 1,7—2 раза, мощность двигателя возрастает при неизменном объеме камеры сгорания на 40—50%, а удельный расход топлива за счет его лучшего сгорания снижается на 10—20%.

Мощность дизеля зависит не только от массы воздуха, впускаемого в цилиндры, но и от вязкости топлива, смазочных масел и температуры охлаждающей жидкости. Все эти факторы, в свою очередь, зависят от температуры воздуха и атмосферного давления. При увеличении температуры воздуха от —15 до +45 °С мощность снижается на 7—9%. Значительное число карьеров располагается в горной местности с отметками 1000—2000 м над уровнем моря. Разреженность воздуха в этих условиях приводит к недостаточной зарядке цилиндров дизеля воздухом, неполному сгоранию топлива, ухудшению охлаждения и, как следствие, к значительному снижению мощности. Так, на отметке 1000 м над уровнем моря мощность дизеля составляет 92—96% от номинальной, на отметке 2000 м — 84—86%.

Для определения мощности дизельного двигателя при эксплуатации в различных условиях в паспорте приводятся данные, соответствующие стандартным атмосферным условиям: температура воздуха $T_0 = 288,5$ К (15,5 °С), барометрическое давление $p_0 = 101,52$ кПа. Связь между номинальной мощностью дизеля (при стандартных атмосферных условиях) и мощностью при данных атмосферных условиях приближенно определяют, используя зависимость

$$N = N_n p T_0 / (p_0 T), \quad (3.1)$$

где N — мощность дизеля при данных атмосферных условиях, кВт; N_n — номинальная мощность дизеля, кВт; p и T — соответственно барометрическое давление, кПа, и температура воздуха, К, для данных условий.

Из выражения (3.1) видно, что при повышении температуры воздуха и понижении атмосферного давления мощность, развиваемая дизельным двигателем, уменьшается.

В дальнейшем развитие дизелестроения намечается в направлении увеличения мощности дизелей на единицу массы, для чего необходимо повышение частоты коленчатого вала и давления турбонаддува.

Применение газотурбинных двигателей (ГТД) для будущих большегрузных автосамосвалов весьма перспективно.

ГТД обладают по сравнению с дизельными поршневыми двигателями следующими преимуществами: высокой надежностью в эксплуатации и большим сроком службы, достигающим 40 тыс. ч по сравнению с 10 тыс. ч службы поршневого двигателя, меньшими размерами и вдвое меньшей массой; способностью работать на любом виде жидкого топлива (дизельное топливо, керосин, бензин прямой гонки и т. д.), незначительным расходом масла (в 10 раз меньше, чем у дизельного поршневого); хорошими пусковыми качествами при низких температурах (до -50°C); незначительным уровнем шума и газовыделений при работе. Однако высокая стоимость (в 1,5 раза большая, чем у дизельного двигателя) и низкий к.п.д. вследствие значительного расхода топлива не позволяют использовать ГТД на карьерных автосамосвалах.

Вместе с тем создание ГТД повышенной экономичности будет способствовать его применению для большегрузных автомобилей, поэтому на автомобильных заводах ведутся работы в этом направлении.

На большегрузных карьерных автомобилях можно использовать одно- и многовальные ГТД. Схема простейшего одновального ГТД показана на рис. 3.6, а. От вала ГТД приводится во вращение топливный насос, подающий топливо в камеру сгорания, и тяговый генератор, который через редуктор или напрямую связан с ГТД. В одновальном ГТД уменьшение частоты вращения вала ведет к снижению частоты вращения компрессора. При этом мощность и крутящий момент резко уменьшаются,

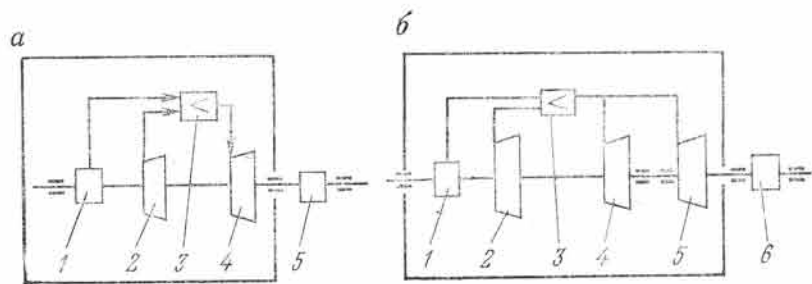


Рис. 3.6. Схемы одновального (а) и двухвального (б) газотурбинных двигателей:

1 — топливный насос; 2 — компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — компрессорная турбина; 5 — турбина тягового генератора; 6 — тяговый генератор

поэтому кратность рабочих скоростей одновального ГТД невелика и определяется по формуле

$$k_c = \omega_n / \omega_{\min},$$

где k_c — кратность вращения вала ГТД, равная 1,3—1,4; ω_n и $\omega_{\min}$ — соответственно номинальная и минимальная частоты вращения вала ГТД, с^{-1} .

Хорошие тяговые характеристики имеют ГТД с турбинами, разделенными на две части (рис. 3.6, б), из которых одна — компрессорная турбина — служит только для привода компрессора, а вторая — тяговая — используется для привода тягового генератора.

В таком двухвальном ГТД частоту вращения тяговой турбины можно изменять от нуля до максимума при неизменном режиме работы компрессора.

В современных ГТД мощность, затрачиваемая на привод компрессора, топливного насоса и других вспомогательных механизмов, составляет 60—70% мощности турбины. Остальная часть мощности за вычетом мощности, расходуемой на вспомогательные нужды, передается через трансмиссию к ведущим колесам автомобиля. Кроме того, к.п.д. ГТД зависит от температуры газов на выходе из камеры сгорания. Эта температура ограничивается термостойкостью и механической прочностью турбинных лопаток. Турбины, разработанные для транспортных машин, работают при температурах $750\text{--}800^{\circ}\text{C}$ и имеют к.п.д. 0,2—0,25.

Различают индикаторную (идеальную) и эффективную мощность дизеля. Под индикаторной понимают теоретическую мощность, которую можно получить при сгорании рабочей смеси в объеме камеры сгорания. Однако вследствие тепловых и гидравлических потерь фактическая индикаторная мощность будет меньше теоретической. Индикаторную мощность (кВт) дизеля принято определять по формуле

$$N_i = \frac{p_i V_d n n_d}{75 \cdot 60 m / (2\pi)}$$

или

$$N_i = p_i V_d n n_d / (4500 m),$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Па; V_d — объем цилиндра, м^3 ; n_d — число цилиндров дизеля; m — число тактов дизеля; n — частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Мощность, передаваемую на трансмиссию от дизеля, называют эффективной мощностью $N_{\text{эф}}$. Она равна индикаторной за вычетом мощности, затрачиваемой на привод вспомогательных механизмов и преодоление сопротивлений в трущихся элементах механизмов.

Трансмиссиями карьерных автосамосвалов называют систему механизмов, служащих для передачи вращающего мо-

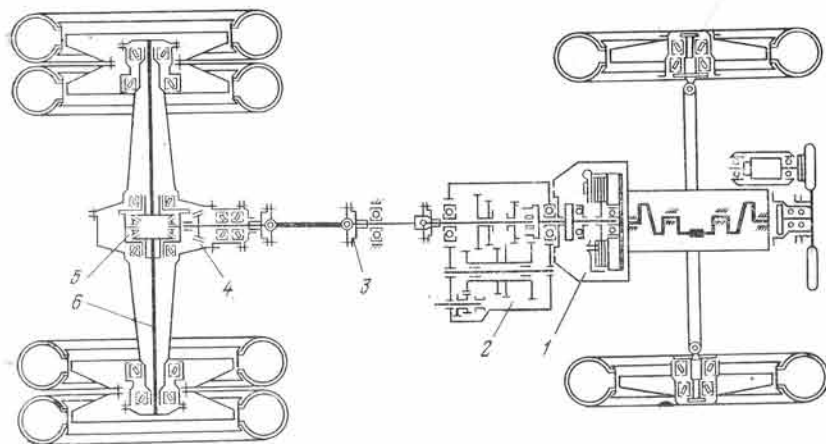


Рис. 3.7. Схема механической трансмиссии автосамосвала

мента от коленчатого вала дизеля к ведущим колесам. На автосамосвалах применяют механические, гидромеханические и электрические трансмиссии.

Механическая трансмиссия (рис. 3.7) состоит из фрикционного механизма сцепления 1, шестеренчатой коробки передач 2, карданной 3 и главной 4 передач, дифференциального редуктора 5 и полуосей 6 с ведущими колесами. Из практики эксплуатации автосамосвалов и проведенных исследований установлено, что наибольшая эффективность достигается при использовании механических трансмиссий в самосвалах небольшой грузоподъемности (до 12—15 т). Этим типом трансмиссии оборудованы автосамосвалы КрАЗ. Основным недостатком механической трансмиссии — необходимость ручного переключения ступеней передач, поэтому экономичность работы автосамосвала и скорость его движения зависят от индивидуальных качеств водителя и его квалификации. Кроме того, сам процесс переключения может явиться причиной травматизма.

Гидромеханическая трансмиссия (рис. 3.8) включает в себя: согласующий редуктор, соединенный с двигателем, гидротрансформатор (гидроредуктор), механическую коробку передач, карданный вал, задний мост, от которого вращающий момент передается на ведущие колеса. Гидромеханической трансмиссией оборудуют автосамосвалы грузоподъемностью от 15 до 60 т. Основным элементом гидромеханической трансмиссии — гидротрансформатор, служащий для автоматического и бесступенчатого изменения крутящего момента, передаваемого от дизеля на ведущие колеса.

Гидротрансформатор (см. рис. 3.8) состоит из насосного колеса 6, турбинного колеса 5, двух реакторов 4 и двух муфт 3 свободного хода. Принцип работы гидротрансформато-

ра следующий. Насосное колесо жестко связано с ведомым валом согласующего редуктора, а турбинное колесо — с ведущим валом коробки передач. Насосное, турбинное и реакторное колеса образуют кольцевую рабочую полость гидротрансформатора, заполненную маслом под давлением 0,35—0,45 МПа. Масло, пройдя лопатки второго реактора, поступает к лопаткам насосного колеса, увлекается ими и под действием центробежных сил отбрасывается к периферии, попадая на лопатки турбинного колеса. Затем масло попадает в зависимости от режима работы гидротрансформатора на вогнутые или выпуклые стороны лопаток реактора. Реакторы представляют собой изогнутые лопатки, установленные на муфтах свободного хода, и могут поворачиваться в сторону вращения как насосного, так и турбинного колеса. При вращении в разные стороны происходит заклинивание муфт свободного хода и реакторы останавливаются.

Возможны два режима работы гидротрансформатора. Если оба или один реактор заклинены и момент на турбинном колесе M_t больше, чем на насосном M_n , то такой режим называют гидротрансформаторным. Если реакторы расклинены и увеличения крутящего момента не происходит, то режим называют режимом гидромуфты.

При трогании автосамосвала с места или при движении по плохой дороге с большим сопротивлением частота вращения

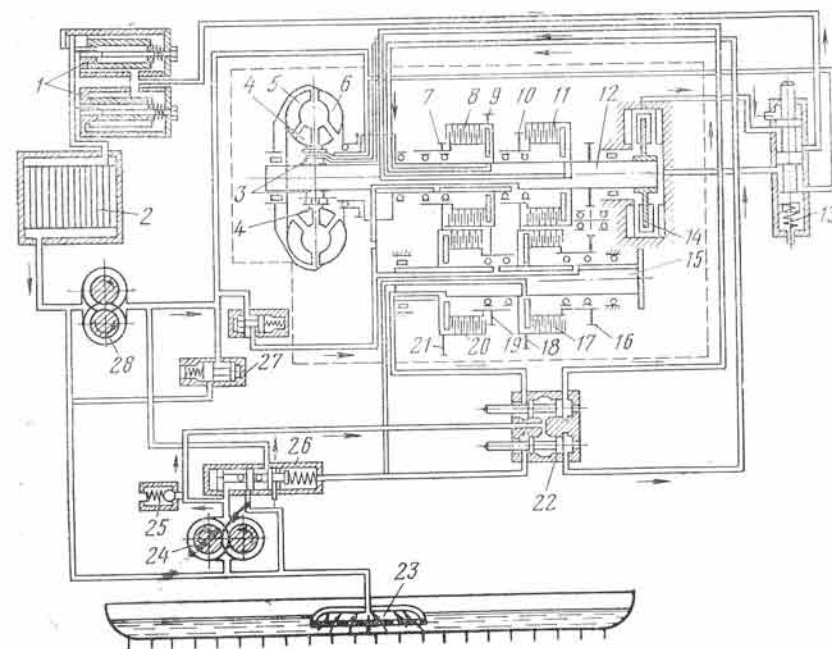


Рис. 3.8. Схема гидромеханической трансмиссии автосамосвала

турбинного колеса n_t значительно меньше частоты вращения насосного колеса n_n . Поток масла, выходя из турбинного колеса, попадает на вогнутую часть лопаток реакторов и заклинивает их. В этом случае суммарная сила действия потока на лопатки турбины будет равна силе, передаваемой через жидкость насосным колесам, и силе реакции взаимодействия потока с лопатками неподвижного реактора, так как турбина развивает наибольший момент. С увеличением частоты вращения турбинного колеса крутящий момент, создаваемый турбиной, уменьшается. При этом поток жидкости будет давить на обратную (выпуклую) сторону лопаток реактора и расклинит сначала первый реактор (при $n_t = 1/2 - n_n$), а затем второй и гидротрансформатор перейдет в режим гидромукты.

Гидротрансформатор может обеспечить максимальное соотношение моментов вращения турбинного и насосного колес M_t/M_n , равное 3,5 и называемое коэффициентом гидротрансформации.

Момент от турбинного колеса передается на ведущий (турбинный) вал 12 коробки передач, на котором расположены фрикционы первой 8 и второй 11 передач и ведущие шестерни 7, 10 и 9, установленные на шарикоподшипниках. На ведомом валу 15 размещены фрикционы 20 третьей передачи и 17 заднего хода, а также ведомые шестерни 16, 18, 19 и 21. Включение передач осуществляют посредством блокировки шестерен с валом при помощи фрикционов, представляющих собой многодисковые муфты.

Все гидромеханические передачи оборудуют гидромеханическим тормозом-замедлителем 14 лопастного типа. Тормозной эффект гидротормоза возникает при заполнении рабочей полости гидротрансформатора маслом, поступающим из гидравлической системы передачи. Эффект торможения происходит за счет перехода кинетической энергии в энергию тепла, отдаваемую маслу. Масло, циркулируя через радиатор 2, охлаждается.

Гидравлическая система гидромеханической передачи имеет главную и вспомогательную магистрали питания гидротрансформатора и тормоза-замедлителя. К этим магистралям подключена магистраль смазки коробки передач и согласующего редуктора. Главная масляная магистраль предназначена для подачи масла в бустеры фрикционов при включении передач. В нее входят маслоприемник 23, главный насос 24, редукционный клапан 26, предохранительный клапан 25, золотники переключения 22 фрикционов и коробки передач.

Вспомогательная магистраль питания гидротрансформатора и тормоза-замедлителя включает в себя насос гидротрансформатора 28, гидротрансформатор, тормоз-замедлитель, клапан гидротрансформатора 27, клапан включения тормоза-замедлителя 13, масляный фильтр 1 и масляный радиатор 2.

Управление коробкой передач осуществляется установлен-

ным на рулевой колонке в специальном направляющем секторе рычажком, при повороте которого через систему тяг перемещаются золотники и включается необходимая передача.

Обязательный элемент механической и гидромеханической передач — карданная передача, предназначенная для сообщения крутящего момента от одного силового агрегата автомобиля к другому при насосном расположении выходных валов агрегатов.

Карданная передача может быть одинарной или двойной. Первая состоит из одного длинного вала, снабженного по концам шарнирным (карданным) механизмом, способным передавать вращающий момент под некоторым углом. Одинарными карданными передачами обычно оборудуют автосамосвалы с механической трансмиссией. Карданная передача самосвалов с гидромеханической трансмиссией состоит из двух карданных валов — карданного вала (промежуточного), соединяющего двигатель с гидромеханической передачей, и карданного вала заднего моста, соединяющего гидромеханическую передачу с задним мостом.

На рис. 3.9 показан промежуточный карданный вал. Он состоит из эластичного и жесткого шарниров, соединенных скользящими фланцами. Эластичный шарнир включает в себя фланцы, соединенные между собой болтами через четыре обоймы. Каждая обойма состоит из двух чашек, внутри которых помещены резиновые втулки. Жесткий шарнир представляет собой конструкцию, состоящую из двух фланцев-вилок, крестовины и четырех игольчатых подшипников.

Карданный вал заднего моста (см. рис. 3.9) включает в себя два жестких шарнира, связанных между собой сварным трубчатым валом и скользящими вилками. Такое соединение обеспечивает возможность изменения расстояния между гидромеханической передачей и задним мостом при движении автомобиля. Оба шарнира карданного вала имеют одинаковую конструкцию.

Задний мост представляет собой агрегат, состоящий из дифференциального редуктора, полуосей ведущих колес и корпуса, в котором размещаются все детали заднего моста. Корпус заднего моста выполнен в виде пустотелой балки, в которой расположены центральный редуктор, полуоси и две колесные передачи планетарного типа. Центральный редуктор (рис. 3.10, а) представляет собой одноступенчатую передачу, связанную с дифференциальным редуктором, служащим для изменения направления крутящего момента на 90° с одновременным увеличением и равномерным распределением момента между правым и левым ведущими колесами при различной частоте их вращения, например на поворотах и в некоторых других случаях.

Принцип работы дифференциального редуктора следующий: от вала 3 двигателя через карданную малую 4 и большую 9 и конические 10 шестерни приводится во вращение кор-

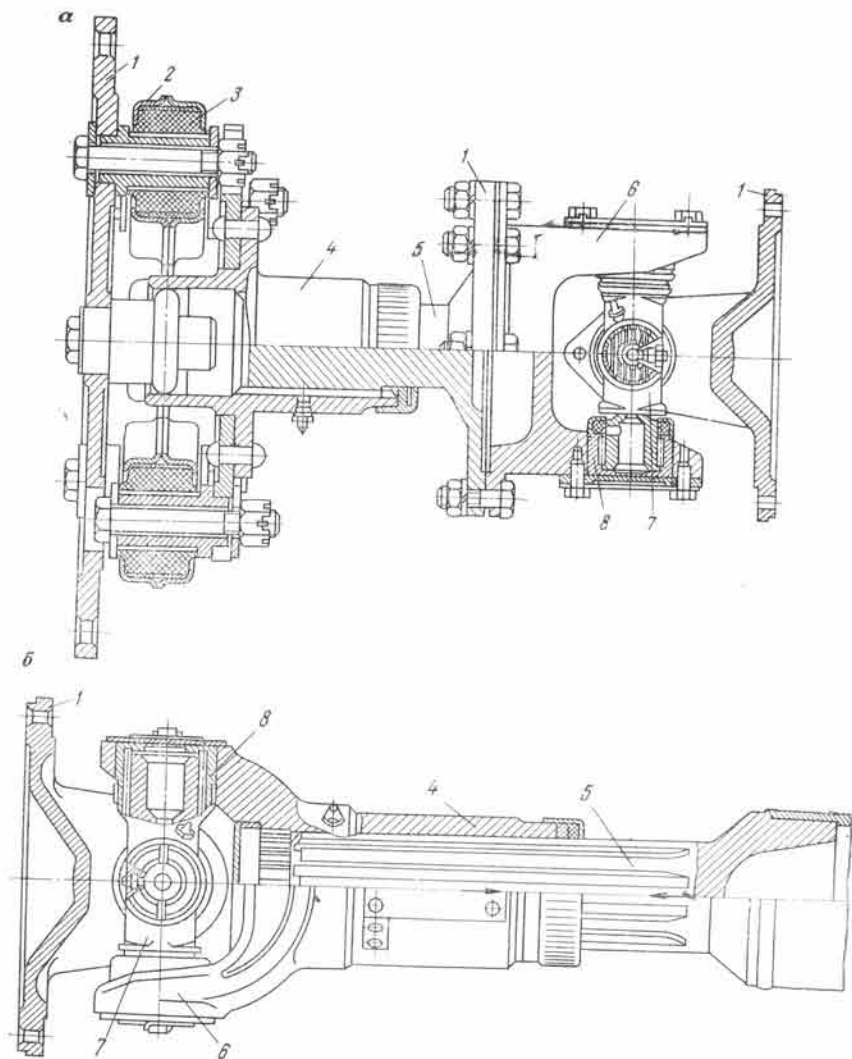


Рис. 3.9. Карданная передача автосамосвала БелАЗ-548:
 а — промежуточный карданный вал; б — карданный вал заднего моста; 1 — фланцы; 2 — обойма; 3 — эластичный элемент; 4 — карданный вал; 5 — шлицевой вал; 6 — карданный шарнир; 7 — крестовина; 8 — игольчатый подшипник

пус 6 дифференциального редуктора. Сателлиты 5 вращаются на осях, закрепленных в корпусе дифференциального редуктора, и сцепляются с полуосями зубчатыми колесами 7 и 10, откуда вращение через полуоси 2 передается задним колесам 1. При движении автосамосвала по прямой его ведущие колеса не проскальзывают, так как частота их вращения одинакова. Относительное движение сателлитов 5 при этом отсутствует.

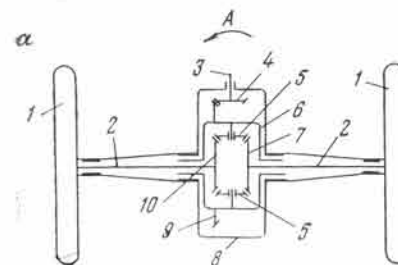
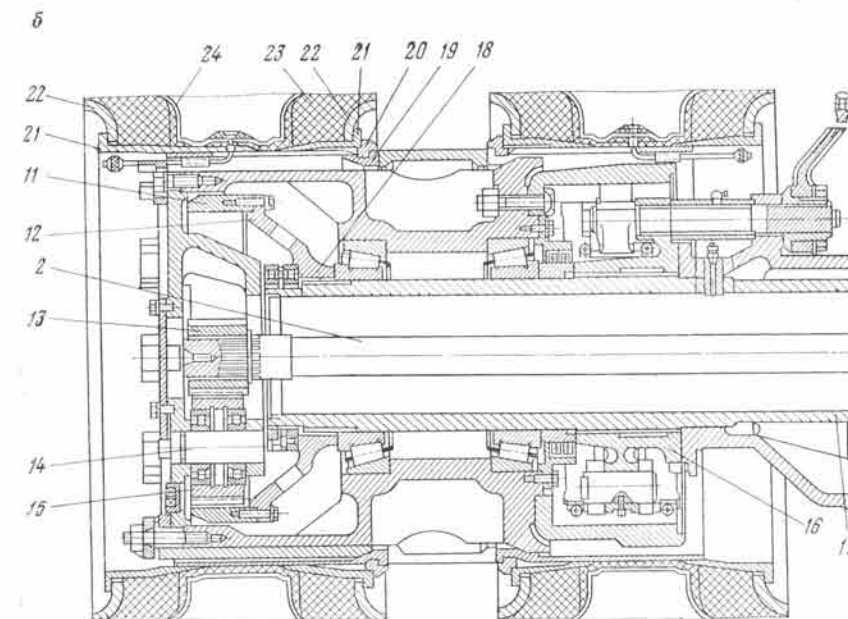


Рис. 3.10. Задний мост автосамосвала с механической или гидромеханической трансмиссией:

а — схема дифференциального редуктора; б — редуктор ведущих колес автосамосвала БелАЗ-540



Если автомобиль поворачивает, то внешнее колесо проходит больший путь и, следовательно, должно вращаться быстрее, чем внутреннее, что обеспечивается вращением зубчатого колеса 7 внешнего ведущего колеса автомобиля с большей частотой, чем зубчатого колеса 10. Эта разность частот вращения зубчатых колес 7 и 10 приводит к относительному движению сателлитов. Если одно из колес автомобиля остановится, то второе начнет вращаться с вдвое большей скоростью. Все части дифференциального редуктора заключены в масляный картер 8.

Рассмотрим, как распределяются вращающие моменты, передаваемые дифференциальным редукторам на полуоси тяговых колес. При установившемся движении можно считать, что

$$M_K = M_2 + M_8,$$

где M_K — момент, подведенный к корпусу дифференциального редуктора, Н·м; M_2 и M_8 — моменты на соответствующих по-

луосях, Н·м. Моментом сопротивления в подшипниках корпуса дифференциального редуктора пренебрегаем из-за его малой величины.

Внутренние потери мощности на трение в дифференциальном редукторе определяем по формуле

$$N_{тр} = M_{тр} (\omega_2 - \omega_8),$$

где $M_{тр}$ — момент трения при неодинаковой частоте вращения полуосей, Н·м; ω_2 и ω_8 — угловые частоты вращения полуосей, с⁻¹, причем $\omega_2 > \omega_8$.

Сумма мощностей, развиваемых на полуосях

$$N_2 + N_8 = N_K - N_{тр}$$

или

$$M_2 \omega_2 + M_8 \omega_8 = M_K \omega_K - M_{тр} (\omega_2 - \omega_8),$$

где ω_K — угловая частота вращения корпуса дифференциального редуктора, с⁻¹, но если учесть, что

$$2\omega_K = (\omega_2 + \omega_8),$$

то получим

$$M_K = M_2 + M_8; \quad M_2 = M_K/2 - M_{тр}; \quad M_8 = M_K/2 + M_{тр}.$$

Из этой системы уравнений видно, что соотношение моментов на полуосях зависит от момента трения $M_{тр}$ в дифференциальном редукторе, который вызывает увеличение момента на полуоси ведущего колеса, вращающегося с меньшей частотой, и уменьшение момента на полуоси колеса, вращающегося с большей частотой.

На большегрузных автосамосвалах (грузоподъемность более 25 т) ведущие колеса оборудуют планетарными редукторами, расположенными в их ступицах, что обеспечивает дополнительное увеличение крутящего момента. На рис. 3.10, б показан разрез колеса с таким редуктором. Редуктор состоит из ведущей шестерни 13, насаженной на шлицевом соединении на полуоси 2, входящей в зацепление с тремя сателлитами 15, вращающимися на осях 14 и водиле 11, которое крепится к ступице 12, посаженной на кожух полуоси 2. Водило прикреплено к ступице 18 колеса. Таким образом, крутящий момент передается от ведущей шестерни к сателлитам, которые, перекачиваясь по неподвижной шестерне, приводят во вращение водило, связанное со ступицей колеса. Нижняя часть корпуса заднего моста выполнена в виде картера 8. Снаружи на картере имеются проушины, являющиеся опорами для задней части автосамосвала. В картере запрессован кожух 17 полуосей, на которых на шлицах установлен опорный диск 16 колесных тормозов.

На карьерных автосамосвалах грузоподъемностью свыше 60 т используют электромеханическую трансмиссию. Электро-механической трансмиссией оборудованы отечественные автосамосвалы БелАЗ-549, БелАЗ-7519, БелАЗ-7521.

Электрическая трансмиссия состоит из дизель-генераторного блока, тяговых электродвигателей, аппаратуры управления тяговыми двигателями и механической передачи.

В автомобилях применяют следующие компоновочные схемы тяговых электродвигателей: мотор-колесо, при которой каждое ведущее колесо приводится во вращение тяговым электродвигателем, установленным в ступице колеса, и локомотивная. В последнем случае крутящий момент передается ведущему колесу через многоступенчатую шестеренчатую передачу от тягового электродвигателя, расположенного в картере заднего моста. Наибольшее распространение получила схема с индивидуальным мотор-колесом.

На рис. 3.11 показана схема мотор-колеса, состоящего из тягового электродвигателя 1, расположенного в ступице 2 колеса, и планетарного редуктора 3, через который передается вращающий момент от электродвигателя к колесу.

Применяют две схемы мотор-колес, в одной из которых электродвигатель и большая часть планетарного редуктора размещены внутри ступицы колеса, в другой — электродвигатель находится внутри ступицы колеса, а редуктор частично или полностью вынесен наружу. В первом случае одним из основных достоинств являются хорошие условия для охлаждения электродвигателя, во втором — облегчен доступ к редуктору при его ремонте. В последнее время наблюдается тенденция выноса возможно большего числа элементов электро-механической системы мотор-колеса из ступицы, так как в этом случае улучшаются условия охлаждения электродвигателя и редуктора и обеспечивается доступ к ним при ремонте и осмотре.

Электрическая трансмиссия позволяет существенно упростить кинематическую схему, так как исключается необходимость в коробке передач, муфте сцепления, карданных валах и других узлах, используемых в механической и гидромеханической трансмиссиях. Индивидуальный мотор-колесный привод упрощает конструкцию ходовой части, позволяет создавать на основе высокой унификации автомобили различного назначения и различной грузоподъемности.

В тяговом режиме работы электрическая трансмиссия обеспечивает бесступенчатое регулирование скорости с реализацией полной мощности дизеля или газотурбинного двигателя во всем рабочем диапазоне скоростей; реализацию оптимального по условиям движения тягового усилия на каждом колесе и его плавную регулировку; полное исключение операций переключения передач, что существенно упрощает и облегчает работу водителя.

Рис. 3.11. Схема мотор-колеса

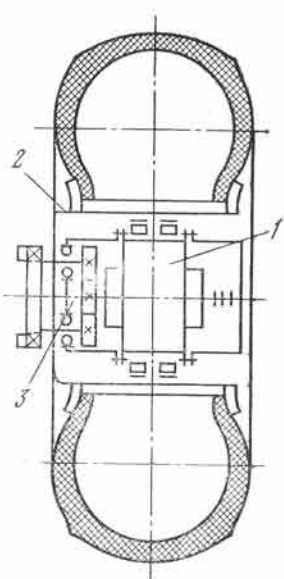
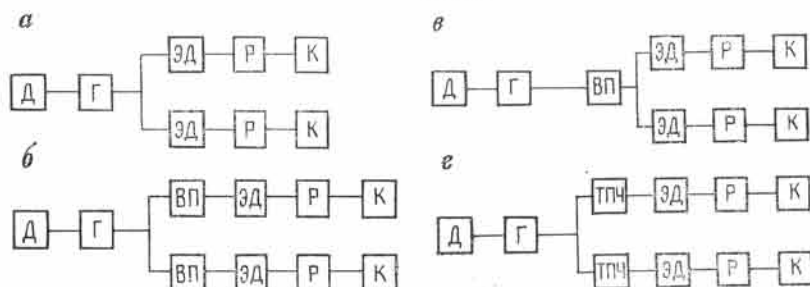


Рис. 3.12. Структурные схемы электрических трансмиссий постоянного (а), переменного (б, в) и переменного тока (г):

Д — дизель; Г — генератор; ВП — полупроводниковый выпрямитель; ЭД — электродвигатель; ТПЧ — тиристорный преобразователь частоты тока; Р — редуктор; К — колесо



В режиме торможения электрическая трансмиссия поддерживает необходимое тормозное усилие на каждом ведущем колесе.

На карьерных автосамосвалах применяют электрические трансмиссии постоянного и переменного тока, ведутся работы по созданию трансмиссии переменного тока.

Электрическая трансмиссия постоянного тока (рис. 3.12, а) состоит из генератора, тяговых электродвигателей постоянного тока и системы управления. Она используется в автосамосвалах БелАЗ-549 и БелАЗ-7519. Трансмиссия постоянного тока является наиболее простой, так как двигатели соединены с генератором без промежуточных силовых преобразователей и регулирование электропривода осуществляется посредством изменения тока возбуждения генератора и тяговых электродвигателей. Так как мощность возбуждения составляет 1—2,5% от номинальной мощности электрической машины, то потери мощности в регулировочных устройствах незначительны.

В трансмиссиях переменного тока тяговые электродвигатели постоянного тока питаются от синхронного генератора переменного тока через управляемые или неуправляемые полупроводниковые выпрямители. Электродвигатели могут иметь общий (автосамосвал БелАЗ-7521) (рис. 3.12, б) или индивидуальные (рис. 3.12, в) выпрямители. Наличие индивидуальных выпрямителей позволяет сохранить подвижность автомобиля при отказе одного из них.

В трансмиссиях переменного тока (рис. 3.12, г) используют бесконтактные электрические машины, что является большим преимуществом такого типа трансмиссий. Бесконтактные двигатели могут быть высокоскоростными с небольшой массой и габаритами, а также с повышенной надежностью при эксплуатации. Недостаток трансмиссий переменного тока — необходимость применения тиристорного преобразователя частоты для управления двигателями, что значительно усложняет трансмиссию. Трансмиссии переменного тока в настоящее время еще не вышли из стадии исследований и испытаний опытных образцов.

Генераторы постоянного тока, используемые на карьерных автосамосвалах, мало отличаются от электрических машин, применяемых в стационарных установках, однако к ним предъявляют более жесткие требования, важнейшими из которых являются малые габариты, определяемые условиями размещения на автомобиле, и высокая надежность, необходимая в условиях значительных перегрузок, вибраций, изменений температуры и влажности.

Для уменьшения размеров генераторов необходимо повысить номинальную частоту вращения якоря. Однако ее величина ограничена максимальной окружной скоростью, не превышающей, как правило, 60—70 м/с по условиям прочности коллектора, крепления обмоток якоря и ухудшения коммутации.

Другое мероприятие, направленное на уменьшение размеров и повышение надежности тяговых генераторов, заключается в применении наиболее качественных материалов для их изготовления (электротехническая сталь, изоляция и т. п.) и высокой степени их использования.

Для обеспечения реализации полной мощности дизеля при всех рабочих скоростях движения и соответствующих силах тяги автомобиля, которые могут иметь место при эксплуатации, мощность генератора (кВт) определяют по формуле

$$N_{г} = N_{д.г} \cdot \eta_{г} = 10^{-3} U_{г} I_{г},$$

где $N_{д.г}$ — мощность дизеля, передаваемая генератору, кВт; $\eta_{г} = 0,9 \div 0,95$ — к. п. д. генератора; $U_{г}$ — напряжение на клеммах генератора, В; $I_{г}$ — ток генератора, А.

В трансмиссиях с генератором переменного тока применяют синхронные генераторы, основными преимуществами которых являются отсутствие коллектора, вследствие чего они надежны.

нее в работе и проще в эксплуатации (например, по сравнению с генератором постоянного тока такой же мощности и с такой же частотой вращения они имеют массу на 15—25% меньше); высокая допустимая линейная скорость на поверхности ротора (160—180 м/с), позволяющая осуществить непосредственный привод от перспективного газотурбинного двигателя.

Номинальную мощность (кВт) синхронного генератора определяют по формуле

$$N_{г.с} = N_{д.г} \eta_{г} = 3U_{г} I_{г} \cos \varphi,$$

где $U_{г}$ — напряжение в фазе, В; $I_{г}$ — ток в фазе статорной обмотки, А; φ — угол сдвига между векторами напряжения и тока, градус.

Техническая характеристика тяговых генераторов большегрузных автосамосвалов с электрической трансмиссией

Генератор	ГПА-600	ГПА-800	ГСА-1250
Автосамосвал	БелАЗ-549	БелАЗ-7519	БелАЗ-1250
Ток	Постоянный		Переменный
Частота тока	—	—	125 Гц
Возбуждение	Независимое		От возбуждителя
Длительная мощность, кВт	630	800	1250
Напряжение, В:			
номинальное	650	570	600
максимальное	800	800	800
Ток, А:			
длительный	970	1400	1450
максимальный	2400	4000	3600
Частота вращения, мин ⁻¹	1500	1500	1500
К. п. д.	0,933	0,933	0,931
Коэффициент мощности	—	—	0,83
Масса, кг	2480	3170	3000

В выпускаемых в настоящее время автосамосвалах с электрической трансмиссией применяют исключительно электродвигатели постоянного тока. По условиям эксплуатации тяговые электродвигатели в наибольшей степени подвергаются воздействию внешней среды (влаги, пыли, грязи и т. д.), а также механическим воздействиям (тряске, толчкам, вибрации), возникающим при движении автомобиля. Поэтому для повышения надежности электродвигателя его обмотки выполняют с высококачественной изоляцией и пропитывают специальными составами.

Ток, мощность, напряжение и частота вращения тягового электродвигателя в условиях эксплуатации часто значительно отличается от своих номинальных значений. Поэтому, кроме номинальных, для тяговых двигателей установлены также предельно допустимые значения этих величин, т. е. значения, достижения которых завод-изготовитель гарантирует их безот-

казную работу при соблюдении правил эксплуатации и норм обслуживания машин.

Ниже приводятся номинальные и предельно допустимые параметры тяговых электродвигателей карьерных автосамосвалов.

Электродвигатель	ДК-717А	ДК-722А	ДК-724А
Автосамосвал	БелАЗ-549	БелАЗ-7519	БелАЗ-7521
Возбуждение	Последовательное 85%		Независимое 15%
Вентиляция	Принудительная		
Длительная мощность, кВт	230	360	560
Напряжение, В:			
номинальное	550	750	700
максимальное	800	850	1000
Ток, А:			
длительный	400	520	800
максимальный	1200	2000	2000
Частота вращения, мин ⁻¹ :			
номинальная	780	1040	560
максимальная	2850	2850	1850
Вращающий момент, Н·м:			
номинальный	3300	3300	9550
максимальный	7200	7600	23000
К. п. д. номинального режима	0,885	0,92	0,905
Масса, кг	1900	1960	3800

При разработке месторождения открытым способом на транспортирование горной массы расходуется, как правило, 60—70% энергии при движении автомобиля из карьера на поверхность по руководящему уклону. Поэтому до настоящего времени в нашей стране и за рубежом предпринимаются попытки подводить питание к тяговому электродвигателю автосамосвала от внешней троллейной контактной сети. Такие электрифицированные самосвалы получили название троллейвозов. Кроме того, проводятся работы по созданию универсальных машин, так называемых дизель-троллейвозов, у которых на внутрикарьерных дорогах энергия к тяговому электродвигателю поступает от дизель-генераторной установки, а на постоянных дорогах — от контактной троллейной сети.

При применении дизель-троллейвозов расход дизельного топлива сокращается в 1,5—2,2 раза, но соответственно увеличивается расход электроэнергии. Однако если учесть, что стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, полученной от дизель-генераторной установки, примерно в два раза дороже, чем от тяговой сети, то стоимость энергии уменьшится на 10—20%.

Рама автосамосвала служит основанием автомобиля, на котором размещаются основные узлы и агрегаты. Главное требование, предъявляемое к раме, — ее высокая прочность, так как она должна выдерживать большие статические нагрузки

от веса агрегатов и узлов, а также динамические нагрузки, возникающие при движении автомобиля по неровной дороге и при погрузке экскаватором.

Рама (рис. 3.13) состоит из двух продольных балок 1 (лонжеронов), связанных между собой поперечинами 2. Лонжероны и поперечины имеют коробчатое сечение, что обеспечивает при относительно небольшом их весе высокую прочность на изгиб и кручение. Лонжероны имеют переменный продольный профиль, но общий вид их напоминает балку равного сопротивления. На лонжеронах имеются кронштейны 3, проушины 4 и другие элементы для крепления передней подвески, картера рулевого управления, двигателя, кабины водителя, гидроусилителя, топливных и масляных баков, коробки передач, аккумулятора, воздушных баллонов, цилиндров опрокидывающего механизма, задней подвески и кузова.

Грузонесущий элемент автосамосвала — кузов. К кузову предъявляют требования, некоторые из которых противоречат друг другу. Например, кузов должен быть легким и вместе с тем весьма прочным. Он должен легко загружаться и быстро разгружаться при опрокидывании, выдерживать значительные ударные нагрузки при погрузке экскаваторами. Этим требованиям в наибольшей степени отвечает кузов совкового типа в виде широкой, несимметричной воронки, имеющей прямоугольное поперечное и треугольное продольное сечения (рис. 3.14). Передний крутой скос 3 кузова обращен к кабине, а задний 1 — наклонен к горизонту под углом 15° . Кузов снабжен козырьком 4, защищающим кабину водителя. Борта кузова 5 снабжены полыми ребрами жесткости 2, через которые пропускают выхлопные газы, обогревающие кузов, и предотвращающие примерзание к внутренним стенкам кузова влажных грузов в холодное время.

Задняя часть кузова крепится к раме посредством проушин и цилиндрических пальцев, а передняя — опирается на раму че-

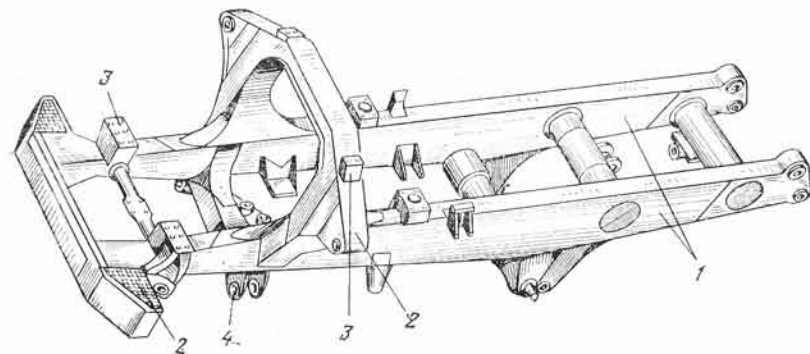


Рис. 3.13. Рама автосамосвала

рез резиновые амортизаторы.

Передняя часть кузова при разгрузке поднимается при помощи механизма подъема платформы кузова. Для уменьшения работы, совершаемой при подъеме кузова, ось поворота платформы располагают как можно ближе к вертикальной оси, проходящей через центр тяжести кузова.

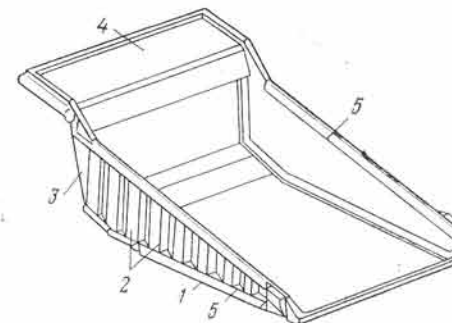


Рис. 3.14. Кузов автосамосвала

На большегрузных автосамосвалах наибольшее распространение получили качающиеся гидropодъемники с шарнирным креплением штока гидроцилиндра к платформе. В систему опрокидывающего механизма входят два гидроцилиндра, гидрораспределитель, кран управления, масляный бак, система насосов и трубопроводов. Применяют телескопические цилиндры с числом звеньев от 3 до 5. Максимальное давление в гидросистеме опрокидывающего механизма равно 8—9 МПа. Самосвал БелАЗ-549 снабжен пятизвенными гидроцилиндрами двойного действия, что позволяет на последней ступени затормаживать подъем кузова.

Так как давление масла в цилиндре изменяется с переходом на меньшую площадь поперечного сечения, то в момент выдвигания очередного звена телескопического гидроцилиндра давление резко повышается, поэтому гидросистема должна быть рассчитана на возможные перегрузки при пиковых всплесках давления.

Подвеска — система, при помощи которой осуществляют связь полуосей колес с рамой автосамосвала. Конструкция подвески колес должна обеспечивать снижение динамических нагрузок на узлы и системы автосамосвала, смонтированные на раме.

На карьерных автосамосвалах применяют несколько видов подвесок. На автомобилях средней грузоподъемности (до 25 т) получила распространение подвеска, в которой связь колес с рамой осуществляется посредством листовых рессор, а для уменьшения колебаний наддрессорной части автомобиля используют гидравлические амортизаторы. Рессорная подвеска задних ведущих колес, кроме основных рессор, включает в себя поддрессорники, которые вступают в работу при полной загрузке автосамосвала.

В автосамосвалах грузоподъемностью более 25 т применяют пневмогидравлическую подвеску, так как она обладает хорошей демпфирующей характеристикой при различной степени загрузки самосвала.

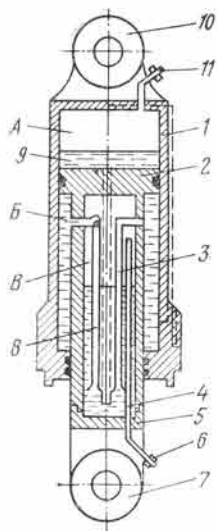


Рис. 3.15. Схема пневмогидравлического цилиндра

Основным рабочим элементом пневмогидравлической подвески является пневматический цилиндр с поршнем, объединенный в одном узле с гидравлическим амортизатором, так называемый пневмогидравлический цилиндр. Пневматический цилиндр заполнен сжатым азотом, а для передачи давления на газ служит масло, которое одновременно играет роль гасителя колебаний.

Конструкция пневмогидравлического цилиндра показана на рис. 3.15. Поршень 2 разделяет цилиндр на полость основного давления А и полость противодействия В. Грузоподъемность цилиндра определяется давлением газа в полости А. Полость В, заполненная маслом, служит для улучшения упругой характеристики цилиндра, а также выполняет роль упругого ограничителя хода и одновременно гидравлического амортизатора.

Принцип действия пневмогидроцилиндра следующий: в цилиндре 1 перемещается поршень 2 с пустотелым цилиндрическим штоком 5, который выполняет роль цилиндра противодействия. Рама самосвала опирается на верхнюю крышку 10 пневмогидроцилиндра и соединяется с ней при помощи проушины. В нижней части основного цилиндра расположена направляющая букса с уплотнением для штока, на конце которого укреплен крышка 7, являющаяся нижней опорой пневмогидроцилиндра. Полость А заполняют сжатым азотом через зарядный клапан 11. Слой масла 9 над поршнем служит для смазки рабочих поверхностей и уплотнителем, препятствующим утечке газа. Кольцевая полость В и нижняя часть полости В штока заполнены маслом. Полость В соединена с полостью В трубами 8 и 3, нижние концы которых расположены ниже уровня масла в полости В. Верхняя часть полости В через нижний зарядный клапан 6 и трубку 4 заполняется сжатым азотом, давление от которого через масло по трубкам 8 и 3 передается на кольцевую площадку поршня в полости В.

Таким образом, поршень находится под действием сжатого газа как сверху (основное давление), так и снизу (противодавление). При ходе поршня вверх газ сжимается в полости А, а в полости В вследствие перетекания масла по трубкам 8 и 3 давление газа уменьшается. При ходе отдачи поршень перемещается вниз и давление над ним уменьшается, а под поршнем — увеличивается. При этом происходит гашение возникающих колебаний, так как масло перетекает по тонким соединительным трубкам с большим сопротивлением.

Передняя ось служит для восприятия нагрузки от передней части автомобиля, а также для обеспечения устойчивого движения. Передняя ось состоит из балки переднего моста, двух поворотных цапф и двух шкворней, шарнирно соединяющих балку моста с цапфами.

Устойчивое движение автомобиля достигается посредством определенной установки передних колес. Правильно установленные колеса при нахождении автомобиля на ровной горизонтальной площадке должны иметь развал, т. е. устанавливаться под некоторым углом к вертикальной плоскости так, чтобы расстояние между колесами сверху было несколько большим, чем снизу. Кроме того, они должны иметь схождение, т. е. устанавливаться так, чтобы расстояние между колесами спереди было несколько меньшим, чем сзади. Соответствующие углы называют углами развала α и схождения δ . При правильно установленных передних колесах автомобиль даже без управления рулем должен двигаться по ровной дороге прямо.

Колеса автосамосвалов состоят из обода 19, двух посадочных 21, двух бортовых 22 и одного замочного 20 колец (см. рис. 3.10). Посадочные кольца имеют на внешней окружности кольцевые уступы для посадки шин. Пневматическая шина собирается из покрышки 23 и герметического пневматического баллона 24, закладываемого внутрь покрышки. Резиновый баллон вкладывается в шину и накачивается сжатым воздухом под давлением 0,17—0,55 МПа. Покрышку изготовляют из резины и армируют текстильным или металлическим кордом. Внутренние кромки шины имеют утолщения из более мягкой резины, называемые подушечным слоем. Подушечный слой плотно прилегает к полкам посадочных дисков и препятствует проникновению внутрь грязи и пыли. Боковые стенки покрышек называют бортами. На периферийной поверхности покрышек имеются выступы, называемые протектором, который обеспечивает хорошее сцепление колес с дорожным покрытием.

Параметры шины — ширина профиля покрышки и посадочный диаметр обода в дюймах. Эти параметры входят в обозначение шин. Например, обозначение 20.00-33 соответствует шине с шириной профиля 20 и диаметром обода 33. На большегрузных самосвалах в последнее время применяют шины, усиленные радиальным кордом и обладающие повышенной ходимостью.

Рулевое управление (рис. 3.16) служит для обеспечения направленного движения автомобиля. Оно включает в себя рулевой механизм 3, гидроусилитель 5 и рулевой привод, состоящий из продольной 6, поперечной 9 рулевых тяг и рычагов 7 поворотных цапф. Рулевой механизм прикреплен на кронштейне к левой продольной балке рамы и соединен с валом колонки 1 рулевого управления карданным валом 2 с двумя шарнирами. Гидроусилитель 5 рулевого управления одним концом крепится шарнирно к кронштейну, расположенному на левой продольной балке рамы, а другим — к рулевой сошке 4.

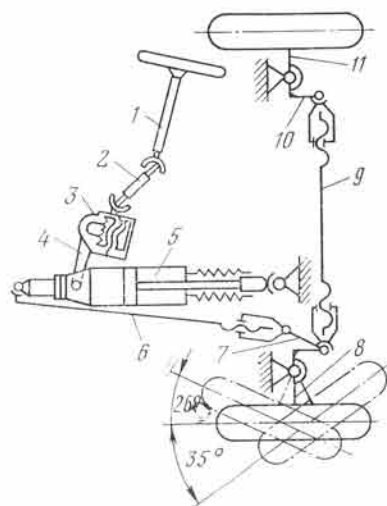


Рис. 3.16. Схема рулевого управления автомобилем

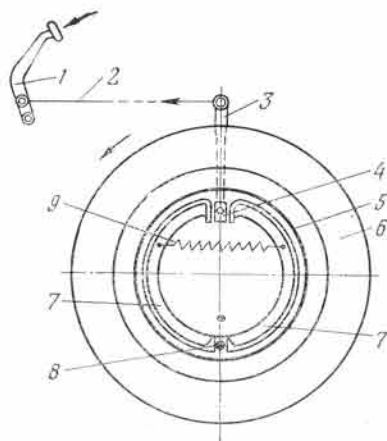


Рис. 3.17. Схема работы колодочного тормоза автомобиля

К переднему шарниру гидроусилителя крепится продольная рулевая тяга, задний конец которой соединен с рычагом левой поворотной цапфы.

Принцип управления колесами рулевым механизмом следующий. При повороте рулевого колеса рулевой механизм поворачивает сошку 4, которая в том или другом направлении перемещает золотник гидроусилителя, который направляет жидкость, подаваемую насосом из бака объединенной гидравлической системы в одну или другую полость цилиндра гидроусилителя, сообщая ему продольно-поступательное движение. Гидроусилитель приводит в движение рулевой привод, который поворачивает поворотные цапфы 8, 10, 11 передних колес автомобиля. В механизмах управления большегрузных автосамосвалов БелАЗ применяют гидравлические усилители рулевого привода, вследствие чего значительно уменьшается усилие, необходимое для вращения рулевого колеса.

Тормозная система состоит из рабочих колодочных тормозов, устанавливаемых на всех колесах, и стояночного тормоза, размещенного на выходном валу коробки передач. На автосамосвалах БелАЗ предусмотрена дополнительная тормозная система тормоза-замедлителя, установленная в коробке передач.

Стояночный тормоз, как правило, ленточного типа состоит из тормозного барабана, закрепленного на фланцах ведомого вала коробки передач, и трансмиссии с карданным валом. Тормозной барабан охватывается стальной лентой с фрикционным покрытием. Привод стояночного тормоза — ручной механический. Пользоваться стояночным тормозом для рабоче-

го торможения не рекомендуется, так как при этом быстро изнашивается фрикционное покрытие.

На рис. 3.17 показаны схема и принцип действия рабочего колодочного тормоза. Тормозной барабан 5 жестко связан с диском колеса 6 и вращается вместе с ним. Тормозные колодки 7 шарнирно установлены на оси 8, укрепленной на фланце заднего моста автомобиля. При помощи рычага 4 и кулака 3, колодки раздвигаются и прижимаются к тормозному барабану. Сила трения, возникающая между тормозными колодками и тормозным барабаном, стремится остановить вращение барабана, а с ним и колеса автосамосвала. При прекращении давления на педаль, связанную через специальную рычажно-гидравлическую систему с рычагом 3, пружина 9 отводит колодки от внутренних стенок тормозного барабана и торможение прекращается.

Сила торможения зависит от силы прижатия колодок к барабану и от коэффициента трения колодок о стенки барабана. Однако, как и при использовании железнодорожного транспорта, тормозное усилие не должно превышать силу сцепления колес автосамосвала с дорожным покрытием, т. е. необходимо условие, исключающее движение автосамосвала юзом:

$$B \leq 10^3 P_{\text{сц}} \psi,$$

где B — тормозная сила, Н; $P_{\text{сц}}$ — сцепной вес автосамосвала, кН; ψ — коэффициент сцепления колес автосамосвала с дорожным покрытием.

Для передачи усилия от педали к тормозным колодкам применяют механический, гидромеханический, электромагнитный и электрический приводы. Для автосамосвалов БелАЗ получил распространение пневматический тормозной привод. В систему пневмопривода тормоза входит компрессор, нагнетающий сжатый воздух в баллон. При нажатии на тормозную педаль сжатый воздух из баллона поступает в тормозные камеры, возникающее при этом давление через соответствующий механизм действует на тормозные колодки.

3.4. ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ*

При движении автомобиля с постоянной скоростью на него действуют внешние силы сопротивления, препятствующие его перемещению. К ним относятся основное сопротивление W_0 , (Н), возникающее из-за трения в подшипниках, деформации дороги и шин; сопротивление от уклона W_i (Н), появляющееся при движении автомобиля по наклонной дороге; сопротивление ветра W_v (Н), зависящее от скорости и направления ветра; сопротивление на криволинейных участках дороги $W_{\text{кр}}$ (Н). При трогании с места и изменении скорости движения автомобиля

* В написании этого раздела принимал участие инж. А. Э. Шпайзер.

на него действует сила инерции или, как ее называют, динамическое сопротивление W_j (Н). Таким образом, общее сопротивление, действующее на автосамосвал, может быть определено по формуле

$$\Sigma W = W_o \pm W_i + W_{кр} + W_v + W_j. \quad (3.2)$$

По аналогии с тем, как это делалось применительно к железнодорожному транспорту, выражение (3.2) можно записать в следующем виде:

$$\Sigma W = P (w_o \pm i + w_v + w_{кр} + w_j), \quad (3.3)$$

где P — вес автомобиля с грузом, кН; w_o , i , w_v , $w_{кр}$ и w_j — соответственно удельные сопротивления: основное, от уклона, от ветра, на криволинейных участках дороги и от сил инерции.

Преобразуем формулу (3.3), зная массу автомобиля m_a (т) и его грузоподъемность G (т):

$$\Sigma W = g (m_a + G) (w_o \pm i + w_v + w_{кр} + w_j), \quad (3.4)$$

где g — ускорение свободного падения, м/с².

Удельное основное сопротивление при прочих равных условиях зависит от состояния и качества дорожного покрытия и может приниматься на основании экспериментальных данных, приведенных в табл. 3.3.

Удельное сопротивление от уклона, так же как и при железнодорожном транспорте, принимают равным уклону дороги в ‰.

Удельное сопротивление от ветра (Н/кН) определяют по формуле

$$w_v = \lambda_{об} F_{л} (v_a \pm v_v)^2 / P, \quad (3.5)$$

где $\lambda_{об}$ — коэффициент обтекаемости автомобиля, который для карьерных автосамосвалов принимают равным 5,5 ÷ 7; $F_{л}$ — общая площадь лобовых поверхностей автосамосвала, м²; v_a — скорость движения автомобиля, км/ч; v_v — скорость ветра или

Таблица 3.3.

Вид дороги	Тип дорожного покрытия	Удельное основное сопротивление, Н/кН
Главные, выездные	Бетонное, асфальтобетонное, гудро-	15—20
	низированное, брусчатое	25—20
Забойные	Гравийное	30—45
	Щебеночное	50—80
Отвалыные	Грунтовое, укатанное	До 150
Забойные и отвалыные	Грунтовое, неукатанное	250—300

параллельной направлению движения автомобиля составляющей скорости ветра

$$v_v = \bar{v}_v \cos \beta, \quad (3.6)$$

где β — угол между направлениями движения автомобиля и ветра.

Общую площадь лобовых поверхностей автомобиля приближенно определяют как произведение высоты автомобиля на ширину колеи. Для автомобиля БелАЗ-540 $F=10,2$ м², для БелАЗ-548 $F=11,6$ м², для БелАЗ-549 $F=17,2$ м², для БелАЗ-7519 $F=25,3$ м² и для БелАЗ-7521 $F=31,4$ м².

Удельное сопротивление на криволинейных участках дороги с радиусом $R=50 \div 70$ м приближенно можно определить по формуле

$$w_{кр} = 300 \frac{200 - R}{200} \frac{R}{P}, \quad (3.7)$$

где R — радиус кривой, м.

При больших радиусах сопротивления находят из выражения

$$w_{кр} = (0,05 \div 0,08) w_j, \quad (3.8)$$

где w_j — сопротивление от сил инерции, Н/кН, определяемое по формуле

$$w_j = 10^3 \frac{m_a + G}{gP} \gamma_n \frac{dv}{dt} = 10^3 \frac{\gamma_n}{g}, \quad (3.9)$$

где γ_n — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс и зависящий от типа трансмиссии. Для груженых автомобилей с гидромеханической трансмиссией $\gamma = 1,03 \div 1,01$, для таких же автомобилей, но без груза $\gamma = 1,085 \div 1,07$. Для самосвалов с электрической трансмиссией $\gamma_n = 1,1 \div 1,15$.

Выражение

$$F_k = \Sigma W = W_o \pm W_i + W_v + W_j + W_{кр} \quad (3.10)$$

называют уравнением движения автомобиля, из которого видно, что в любой момент времени касательная сила тяги F_k равна сумме всех сопротивлений, действующих на автомобиль. С учетом формул (3.3), (3.4) и (3.9) выражение (3.10) будет иметь следующий вид:

$$\frac{F_k - W_v}{P} = \left[w_o \pm i + w_{кр} + \frac{10^3}{g} \gamma_n \frac{dv}{dt} \right]. \quad (3.11)$$

Разность в числителе левой части выражения (3.11) называют избыточной силой тяги, а отношение избыточной силы тяги к полному весу автомобиля с грузом — удельной избыточной

силой тяги или динамическим фактором и обозначают D . Тогда выражение (3.11) будет иметь вид

$$D = \left[\omega_0 \pm i + \omega_{кр} + 102 \gamma_{и} \frac{dv}{dt} \right]. \quad (3.12)$$

Из выражения (3.12) видно, что динамический фактор имеет размерность Н/кН, однако в справочной литературе иногда его выражают в ‰ или в % от полного веса автомобиля.

Касательная сила тяги автомобиля ограничивается одним из двух условий. При скользкой дороге условием, ограничивающим касательную силу тяги, является сила сцепления ведущих колес автомобиля с дорожным покрытием, т. е.

$$F_k \leq 10^3 P_{сц} \psi, \quad (3.13)$$

где $P_{сц}$ — сцепной вес автомобиля, кН; ψ — коэффициент сцепления ведущих колес с дорожным покрытием.

Сцепной вес автомобиля определяют по формуле

$$P_{сц} = \xi (m_a + G) g, \quad (3.14)$$

где ξ — коэффициент, учитывающий часть веса автосамосвала с грузом, приходящуюся на ведущие колеса; m_a и G — соответственно масса автосамосвала и груза в кузове, т.

Коэффициент ξ в основном зависит от колесной формулы. Для загруженных автомобилей с колесной формулой 4×2 $\xi = 0,65$, для автомобилей с колесной формулой 6×4 $\xi = 0,4$, а для автопоезда с колесной формулой 6×4 $\xi = 0,7$.

Коэффициент сцепления ψ принимают на основе экспериментальных данных, приведенных в табл. 3.4.

При движении автомобиля по сухой дороге сила сцепления ведущих колес с дорожным покрытием может быть настолько большой, что касательная сила тяги будет ограничиваться мощностью двигателя

$$F_k = \frac{3600N}{v} \eta_{0,м} \eta_T \eta_{к}, \quad (3.15)$$

Таблица 3.4

Вид Дороги	Коэффициент сцепления ψ при состоянии дороги	
	сухом	мокроем
Постоянная откаточная с покрытием: асфальтобетонным или бетонным	0,7	0,45
щебеночным с битумной обработкой	0,75	0,5
Забойная укатанная	0,6	0,4—0,5
Отвальная укатанная	0,4—0,5	0,3—0,4

Примечание. На дорогах, покрытых снегом, снижается до 0,2—0,3, а при гололеде — до 0,15—0,2.

где N — мощность двигателя, кВт; v — скорость автомобиля, км/ч; η_T — к.п.д. трансмиссии (при гидромеханической $\eta_T = 0,7 \div 0,72$, при электромеханической $\eta_T = 0,69 \div 0,71$); $\eta_{0,м} = 0,85 \div 0,88$ — коэффициент, учитывающий отбор мощности на вспомогательные механизмы автосамосвала; $\eta_k = 0,95$ — к.п.д. колеса.

Дорожные условия при работе автосамосвала в карьерах непрерывно изменяются. При движении по забойным дорогам, как правило, плохого качества автомобилю приходится преодолевать большое основное сопротивление, поэтому он не может развить высокую скорость. При выезде автомобиля на выездную траншею скорость его еще более снизится и будет снижаться до тех пор пока не установится равновесие между силой тяги и силами сопротивления, тогда самосвал начнет двигаться с постоянной скоростью. Затем автомобиль выезжает на постоянную дорогу, связывающую карьер с отвалом вскрышных пород или с другим местом разгрузки. Дорожные условия улучшаются, и автомобиль разгоняется до максимальной для данных условий скорости — начинается новый период движения с постоянной скоростью. Далее автомобиль достигает отвала и въезжает на отвалыные дороги низкого качества, снова снижается скорость и т. д.

На обратном пути порожняком на спусках автомобиль работает в режиме торможения, как правило, с включенным двигателем. На некоторых слабонаклонных или горизонтальных участках дороги автосамосвал может двигаться по инерции или накатом при двигателе, расцепленном с ведущими колесами.

Каждому указанному режиму движения автосамосвала соответствует определенный вид уравнения движения (3.12):

при равномерном движении по горизонтальной дороге

$$D = \omega_0,$$

при равномерном движении на уклон или под уклон

$$D = \omega_0 \pm i,$$

при движении автомобиля с замедлением или ускорением (при трогании или торможении)

$$D = \omega_0 \pm i + \omega_{кр} \pm 102 \gamma \frac{dv}{dt},$$

при движении под уклон с выключенным двигателем (выбер), когда $F_k = 0$:

$$-\frac{W_B}{P} = \omega_0 - i + 102 \gamma \frac{dv}{dt},$$

при торможении, когда двигатель отключен и к сопротивлению движению добавляется тормозная сила B (Н)

$$-\frac{F_B - W_B}{P} = \omega_0 - i + 102 \gamma \frac{dv}{dt}. \quad (3.16)$$

Выразим силу тяги на ведущих колесах через мощность двигателя, развиваемую в данный момент, и используем выражения (3.15) и (3.11), тогда выражение для определения динамического фактора можно представить в следующем виде:

$$D = \left(\frac{3600N}{v} \eta_{0.м} \eta_T - W_b \right) / P. \quad (3.17)$$

Принимаем $W_b = 0$, что вполне допустимо для условий движения автомобилей на карьерах, и построим графики зависимости динамического фактора D от скорости движения автосамосвала v , используя уравнение (3.17). Эту зависимость принято называть динамической характеристикой автомобиля. На рис. 3.18 показаны динамические характеристики современных автосамосвалов, откуда видно, что вид и число характеристик зависят от типа трансмиссии.

Из выражения (3.12) следует, что численное значение динамического фактора равно сумме удельных сопротивлений движению автомобиля на данном участке дороги. Таким образом, определение значения необходимого динамического фактора не представляет сложностей. По найденному динамическому фактору и динамической характеристике автосамосвала определя-

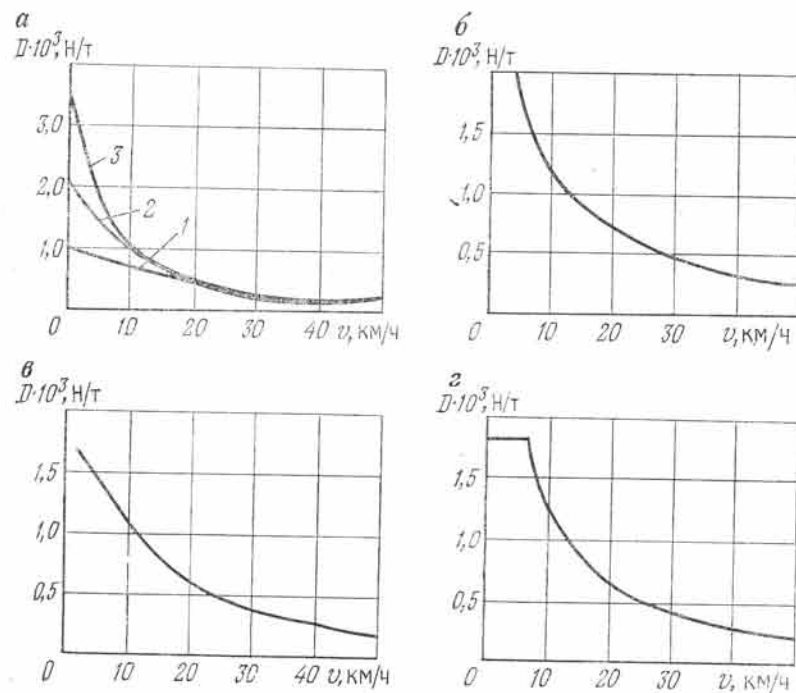


Рис. 3.18. Динамические характеристики автосамосвалов БелАЗ-540 (а), БелАЗ-549 (б), БелАЗ-7519 (в) и БелАЗ-7521 (г):

1, 2 и 3 — соответственно для первой, второй и третьей передач

ют скорость, с которой будет двигаться автомобиль по данному участку дороги.

Используя динамическую характеристику, определим наибольшее сопротивление, которое может преодолеть автомобиль с фактической загрузкой, и максимальный уклон при наибольшем тяговом факторе с учетом данных дорожных условий:

$$i_{\max} = D_{\max} - w_0 - 102\gamma \frac{dv}{dt}. \quad (3.18)$$

Дорожные условия движения автомобилей на карьерах изменяются в течение года в зависимости от погоды. По этой причине максимальный затяжной уклон, рассчитанный с учетом самых тяжелых дорожных условий, на большинстве месторождений следует принимать не более 80%.

Указанный метод определения основных режимных параметров работы автомобиля, являющийся основой тягово-динамических расчетов, можно рекомендовать для автомобилей с механической или гидромеханической трансмиссией.

Для большегрузных автосамосвалов с электрической трансмиссией, в которых силовой дизель-генераторный блок связан с тяговыми электродвигателями только электрическими цепями, задачей тягово-динамического расчета является определение рабочих характеристик тяговых электродвигателей и передаточного числа редуктора мотор-колес, обеспечивающих нормальную работу автомобиля в тяговом и тормозном режимах при конкретных дорожных условиях движения.

Основные показатели автомобиля, влияющие на выбор параметров тяговых электродвигателей, — полная масса автомобиля с максимальной массой груза в кузове ($m_a + G$), число ведущих колес n , длительная касательная сила тяги $F_{дл}$, скорость движения длительного режима $v_{дл}$, максимальная касательная сила тяги $F_{\max}$, определяемая по условию сцепления ведущих колес с дорожным покрытием, и максимальная скорость $v_{\max}$. Эти параметры принимают на основе анализа предполагаемых условий эксплуатации автомобиля на месторождениях, предназначенных к разработке открытым способом. По результатам анализа строят типовой продольный профиль дороги и график тяговых усилий F , развиваемых автомобилем за время полного рейса T_p . Значения тяговых усилий получают по уравнению движения (3.11), пренебрегая сопротивлением движению от ветра.

Этот график удобно строить в процентах от времени полного рейса и от максимального значения тягового усилия. Таким образом, он показывает, в какую долю времени полного рейса автомобиль развивает то или иное тяговое усилие.

По графику нагрузки определяют среднеквадратичную силу тяги

$$F_{cp} = \sqrt{\Sigma F_i^2 t_i / T_p},$$

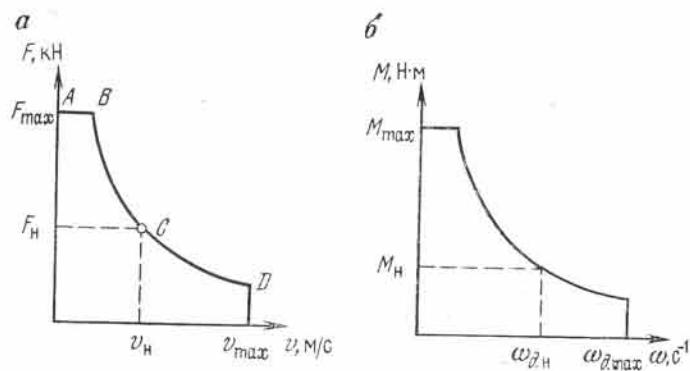


Рис. 3.19. Предельные тяговая (а) и механическая (б) характеристики автосамосвала с электромеханической трансмиссией

где t_i — время работы автомобиля при силе тяги F_i , измеряемой в процентах от $F_{\max}$.

Эту силу тяги принимают за номинальную (паспортную) $F_{\text{ср}} = F_n$.

Далее задача сводится к построению предельной тяговой характеристики $F(v)$ и механической характеристики $M(\omega)$, где M — момент, развиваемый якорем тягового электродвигателя, Н·м; ω — угловая частота вращения якоря, с^{-1} .

График зависимости $F(v)$, приведенный на рис. 3.19,а, строится на основе выражения

$$F = N_{\text{д.г}} \eta_{\text{т}} / v,$$

где $N_{\text{д.г}}$ — мощность дизеля, отдаваемая тяговому генератору и составляющая 0,85—0,88 полной мощности дизеля, кВт; $\eta_{\text{т}} = 0,7 \div 0,72$ — к.п.д. электрической трансмиссии.

По тяговой характеристике автомобиля строят тяговую характеристику мотор-колеса, учитывая, что

$$F_{\text{к}} = F/m,$$

Далее задаются требуемым диапазоном регулирования скорости

$$k_v = v_{\max} / v_n,$$

который на основании проведенных исследований и практического опыта принимают для карьерных автомобилей равным 3—3,5, и перегрузочной способностью электрической трансмиссии

$$k_F = F_{\max} / F_n,$$

изменяющейся от 2,5 до 3.

Затем строят механическую характеристику (рис. 3.19,б) тягового двигателя, используя выражения

$$M = Fr_{\text{к}} / (m i_{\text{р}} \eta_{\text{п.к}}) \quad \text{и} \quad \omega = i_{\text{р}} v / r_{\text{к}},$$

где $r_{\text{к}}$ — радиус качения ведущего колеса, м; $i_{\text{р}}$ — передаточное число редуктора мотор-колеса; $\eta_{\text{п.к}}$ — к.п.д. передачи от мотора к колесу.

На тяговой характеристике (рис. 3.19,а) можно выделить точки, разграничивающие характерные режимы тягового электродвигателя. Например, отрезок AB соответствует пусковому режиму, BCD — режиму постоянной мощности с зонами BC кратковременной работы, CD — режиму длительной работы. Координаты этих точек определяют диапазон регулирования угловой скорости k_{ω} и перегрузочную способность k_M по моменту

$$k_{\omega} = \omega_{\max} / \omega_n; \quad k_M = M_{\max} / M_n.$$

Далее определяют номинальную мощность тягового электродвигателя (кВт)

$$N_{\text{н.д}} = F_n v_n / \eta_{\text{п.к}},$$

с другой стороны

$$N_{\text{н.д}} = N_{\text{н.г}} \eta_{\text{т}} / n,$$

откуда номинальная мощность генератора

$$N_{\text{н.г}} = N_{\text{д.г}} \eta_{\text{г}},$$

где $\eta_{\text{г}}$ — к.п.д. генератора.

Для мотор-колес с одноступенчатым редуктором передаточное число определяют из выражения

$$i_{\text{р}} = r_{\text{к}} \omega_{\max} / v_{\max}.$$

Тяговые электродвигатели используют в карьерных автосамосвалах для электрического торможения, которое осуществляется переводом их в генераторный режим. Наибольшее распространение в электрических трансмиссиях получило реостатное торможение, при котором генерируемая тяговыми электродвигателями энергия рассеивается в тормозных сопротивлениях.

Максимальную тормозную мощность $N_{\text{т}}$, которую должен обеспечить тяговый электродвигатель при максимальной скорости, определяют по формуле

$$N_{\text{т}} = \frac{P(i - \omega_0)}{m} v_{\max} \eta_{\text{т}}.$$

На практике для определения тягового усилия, момента, скорости движения и тока нагрузки электродвигателя удобно пользоваться номограммой, которая строится следующим образом. На один график (рис. 3.20) наносят тяговую характеристику

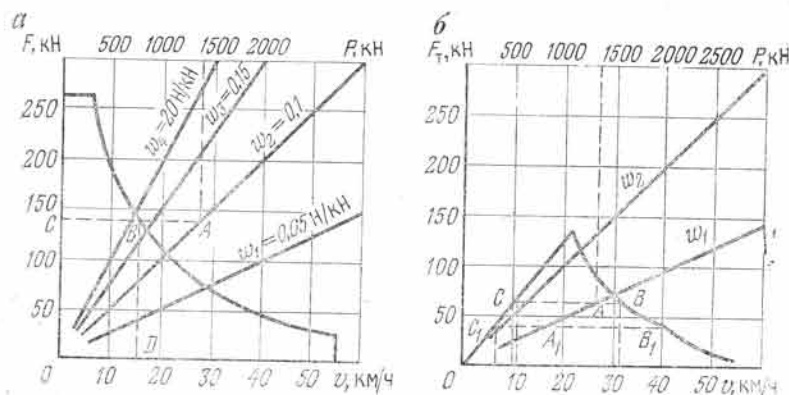


Рис. 3.20. Номограммы для расчета режимных параметров автосамосвала БелАЗ-549:

а — тягово-динамических; б — тормозных

ку автомобиля и зависимости тягового усилия F (кН) от веса автомобиля с грузом P (кН) при различных удельных сопротивлениях движению ($\omega = \omega_0 + i$).

На номограмме проводят вертикальную линию, соответствующую полному весу автомобиля до пересечения с прямой $F(P)$ (точка А), соответствующей определенному суммарному удельному сопротивлению движения автосамосвала. Затем через точку А проводят линию, параллельную оси абсцисс, точка пересечения ее с осью ординат С определяет тяговое усилие. Точке В (точка пересечения с тяговой характеристикой) на оси абсцисс соответствует точка D — значение скорости движения автосамосвала. На рис. 3.20 показан пример определения параметров при движении автосамосвала БелАЗ-549 с полным весом 1400 кН по уклону 70‰ при основном удельном сопротивлении движению 30 Н/кН. В этом случае автомобиль развивает тяговое усилие 140 кН и скорость движения 13 км/ч.

При определении тормозного усилия и безопасных скоростей движения при спуске с уклона можно пользоваться номограммой, показанной на рис. 3.20, б.

Номограмма строится следующим образом. На один график наносят тормозную характеристику машин и зависимости силы торможения F_t (кН) от веса автомобиля P (кН) при различных суммарных сопротивлениях движению ($\omega = \omega_0 + i$). Затем проводят вертикальную линию до пересечения прямой $F_t(P)$ (точка А), соответствующей определенному суммарному сопротивлению движения. Через точку А проводят горизонтальную линию и отмечают точки В и С, в которых она пересекает тормозную характеристику. Вертикальные линии, проведенные через точки В и С, определяют на оси абсцисс диапазон безопасных скоростей при спуске. Например, при движении груженого автосамосвала БелАЗ-549 с полным весом 1400 кН на спуске с

уклоном 80‰ при основном удельном сопротивлении 30 Н/кН скорости, при которых обеспечивается эффективная работа электрического торможения, находятся в пределах 10,5—29,5 км/ч. При движении порожнего самосвала весом 650 кН скорость может изменяться от 5 до 40 км/ч.

Возможность длительной работы автомобилей с электрической трансмиссией определяется нагревом тяговых электродвигателей мотор-колес, так как они работают как в режиме тяги, так и в режиме электрического торможения.

Нагрев электродвигателей определяют сравнением среднеквадратичного тока $I_{ср}$ с длительным (номинальным) $I_{дл}$ током, при этом используют выражение

$$I_{ср} = \sqrt{\sum I_i^2 t_i / T_p},$$

где t_i — время работы электродвигателя при токе I_i .

Для нахождения значений токов можно использовать предельную тяговую характеристику (см. рис. 3.19, а) и электро-механическую характеристику электродвигателя. При использовании универсальной электро-механической характеристики (рис. 3.21) в случае необходимости процентные значения токов можно перевести в действительные, используя формулу

$$I' = I_{дл} I / 100,$$

где I' — действительный ток, А; I — действительный ток, % от длительного.

Для автосамосвалов с электрической трансмиссией можно установить зависимость среднеквадратичного тока тяговых электродвигателей от параметров дороги: среднего уклона i , длины трассы L (рис. 3.22).

Как видно из графика, по условиям нагрева тяговых электродвигателей автомобили с электрической трансмиссией дли-

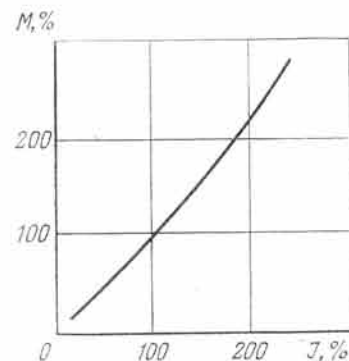


Рис. 3.21. Универсальная электро-механическая характеристика электродвигателя серии ДК

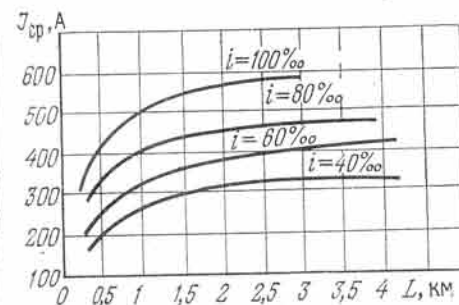


Рис. 3.22. График зависимости среднеквадратичного тока $I_{ср}$ электродвигателя ДК-717А от длины трассы L при различных ее уклонах i

тельное время могут работать на уклонах до 50%, при этом на трассе могут быть участки с уклоном 80% протяженностью до 750—1000 м и с уклоном 100% протяженностью 150—200 м. Уклон 60% и длина транспортирования 2,5 км являются оптимальными параметрами.

3.5. ТЯГОВЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РАСЧЕТЫ

Исходные данные для выполнения тяговых и эксплуатационных расчетов — тип и техническая характеристика экскаватора, которым загружают автотранспорт, профиль и план дорог, по которым движутся автомобили; характеристика дорог (временные или постоянные), тип покрытия и т. д.; насыпная плотность транспортируемого груза.

Автосамосвал выбирают по соотношению вместимости ковша V_3 (м³) экскаватора и грузоподъемности автосамосвала V_a (т). Исследованиями установлено, что существует такое соотношение, при котором достигаются наилучшие эксплуатационные показатели автотранспорта. Это соотношение выражается зависимостью

$$G = (4,5 + a) \sqrt[3]{L},$$

где a — коэффициент, зависящий от вместимости V_3 ковша экскаватора (при $V_3 = 4$ м³ $a = 3$; при $V_3 = 8$ м³ $a = 2$); L — расстояние транспортирования, км.

По полученному G выбирают тип автосамосвала. Для проверки правильности принятого решения можно воспользоваться рекомендациями, приведенными в табл. 3.5 и полученными в результате технико-экономического анализа. Каждый из рекомендованных вариантов соответствует минимуму приведенных затрат.

Далее уточняют массу груза в кузове, сопоставляя ее с паспортной грузоподъемностью выбранного автомобиля. Для этого определяют число ковшей экскаватора, которыми можно загрузить автомобиль:

$$n = V_a / (V_3 k_3), \quad (3.19)$$

где n — ближайшее меньшее целое число; k_3 — коэффициент заполнения ковша горной массой, зависящий главным образом от крупности транспортируемого груза $a_{\max}$. Значения его приведены ниже.

Крупность горных пород, мм	$a_{\max} > 350$	$a_{\max} < 350$
k_3	1—0,5/0,86—1	0,92—1,08/0,8—0,96

Примечание. В числителе приведены значения k_3 для горных пород с плотностью $\gamma = 2,2 \div 2,8$ т/м³, в знаменателе — с плотностью $\gamma = 2,8 \div 3,6$ т/м³.

Таблица 3.5

Экскаватор	Автосамосвалы, рекомендуемые для различных расстояний транспортирования (км)			
	1	3	5	7
ЭКГ-5	БелАЗ-540, БелАЗ-548	БелАЗ-548, БелАЗ-540В с полуприцепом, БелАЗ-5271	БелАЗ-549, БелАЗ-548В с полуприцепом, БелАЗ-5272	БелАЗ-549, БелАЗ-548В с полуприцепом, БелАЗ-5272, БелАЗ-549В с полуприцепом, БелАЗ-5275
ЭКГ-10	БелАЗ-548, БелАЗ-549	БелАЗ-549, БелАЗ-548В с полуприцепом, БелАЗ-5272, БелАЗ-549В с полуприцепом, БелАЗ-5275	БелАЗ-549В с полуприцепом, БелАЗ-5275	БелАЗ-549В с полуприцепом, БелАЗ-5275
ЭКГ-15	БелАЗ-549В с прицепом БелАЗ-5275	БелАЗ-7519, БелАЗ-7521	БелАЗ-7521	БелАЗ-7521
ЭКГ-20	БелАЗ-7519, БелАЗ-7521	То же	То же	То же

Затем необходимо уточнить фактический объем и массу груза в кузове автомобиля и сравнить с паспортными данными, при этом должно соблюдаться условие

$$G \geq G_{\phi} = nV_3 k_3 \gamma,$$

где G — паспортная грузоподъемность автомобиля, т; G_{ϕ} — фактическая масса груза в кузове, т.

Если это условие не выполняется, т. е. насыпная масса груза очень велика (например, при перевозке железной руды, руд некоторых цветных металлов и др.), то автомобиль загружают не полностью. Правилами технической эксплуатации допускается перегрузка автосамосвала до 10%.

Если паспортная грузоподъемность окажется намного больше фактической, то можно нарастить борта или принять кузов с увеличенными геометрическими размерами.

В настоящее время готовится выпуск автомобилей БелАЗ с тремя сменными кузовами: стандартным кузовом, объем которого принимают, предполагая перевозку вскрышных пород и некоторых руд с насыпной плотностью 1,75 т/м³; кроме того, с кузовом объемом, принятым из расчета перевозки легких пород, угля и сланцев с насыпной плотностью, равной 1,1—1,2 т/м³, и кузовом для перевозки тяжелых пород и руд с насыпной плотностью 2,3—2,5 т/м³.

Далее определяют время полного рейса

$$T_p = t_n + t_p + t_{доп} + t_{гр} + t_{пор}, \quad (3.20)$$

где t_n и t_p — соответственно время погрузки и разгрузки, мин; $t_{доп}$ — продолжительность маневровых операций при погрузке и разгрузке, мин; $t_{гр}$ и $t_{пор}$ — соответственно время движения автомобиля с грузом и порожняком, мин.

Время погрузки при ранее определенном числе ковшей n экскаватора, которое можно разместить в кузове, определяют по формуле

$$t_n = nt_n k_n, \quad (3.21)$$

где t_n — длительность цикла экскаватора, принимаемая по его технической характеристике; k_n — коэффициент, учитывающий отличие паспортной длительности цикла от фактической, связанной с необходимостью производства вспомогательных операций при зачерпывании горной массы и разгрузке.

Время разгрузки включает в себя время подъема кузова автомобиля при разгрузке и время опускания, которое принимают 40—50 с для автосамосвалов и 35—40 с для автопоездов.

Продолжительность маневровых операций при загрузке автосамосвала при сквозной, петлевой и тупиковой схемах заезда составляет 0—10; 20—25 и 50—60 с, а при разгрузке—80—100 с.

Время движения автомобилей с грузом и порожняком

$$t_{гр} + t_{пор} = (60L_{гр}/v_{ср.гр} + 60L_{пор}/v_{ср.пор}) k_{р.з}, \quad (3.22)$$

где $L_{гр}$ и $L_{пор}$ — длина пути движения автомобиля с грузом и порожняком соответственно, м; $k_{р.з}$ — коэффициент, учитывающий разгон и замедление автосамосвала в процессе движения и принимаемый 1,1—1,2.

Скорость движения автомобиля определяют на различных участках, для чего продольный профиль дороги разбивают на элементы с различными уклонами. В простейшем случае имеем: участок забойных дорог с некачественным покрытием и малым уклоном, участок движения по выездной траншее с хорошим покрытием и наибольшим уклоном и, наконец, участок движения по постоянным дорогам на поверхности с хорошим дорожным покрытием и небольшим уклоном. Пользуясь данными табл. 3.2 по формуле (3.4), определяют полное удельное сопротивление движению от ветра и на поворотах дорог.

Так как сумма удельных сопротивлений движению численно равна динамическому фактору [(см. формулу (3.12)], по динамической характеристике (рис. 3.18) находят скорость движения автомобиля на каждом участке дороги. При отсутствии динамических характеристик касательную силу тяги определя-

ют по выражению (3.10), а затем, используя формулу (3.15), находят скорость движения автомобиля

$$v = 3600N\eta_{ю.м}\eta_r/F_k. \quad (3.23)$$

Динамический фактор не должен превосходить максимального значения по условию сцепления ведущих колес с дорожным покрытием

$$D_{max} \leq P_{сц}\psi/P - W_{в0}/P = (P_{сц}\psi - W_{в0})/P, \quad (3.24)$$

где $P_{сц}$ — сцепной вес автомобиля, кН; P — полный вес автомобиля, кН.

Касательная сила тяги должна удовлетворять условию (3.13).

Чтобы получить более точные значения скорости на отдельных участках дороги, необходимо учесть сопротивления от ветра и на поворотах по формулам (3.5), (3.7), (3.8) и по новому значению динамического фактора получить скорость движения автомобиля.

Полученные расчетные значения скорости необходимо скорректировать с учетом требований правил безопасности (табл. 3.6).

При определении скорости движения автомобилей с электрической трансмиссией необходимо руководствоваться соображениями, изложенными ранее и номограммой, показанной на рис. 3.20. Кроме того, для автомобилей этого типа следует проверять нагрев тяговых электродвигателей посредством сопоставления среднеквадратичного нагрузочного тока за время рейса с длительным номинальным током. В случае невыполнения ус-

Таблица 3.6

Тип дороги	Фактическая скорость для некоторых типов автосамосвалов, км/ч		
	БелАЗ-540	БелАЗ-548	БелАЗ-549
Постоянная на поверхности: со щебеночным покрытием	32/42	32/38	30/42
с бетонным покрытием	45/48	38/47	34/48
На выезде из карьера: с бетонным покрытием			
при $i=20\%$	30/50	25/49	24/48
при $i=80\%$	18/35	16/34	16/32
со щебеночным покрытием:			
при $i=20\%$	20/50	20/48	18/48
при $i=80\%$	14/30	14/30	14/30
Временная:			
в забое	13/14	11/14	12/14
на отвале	17/19	16/18	14/16

Примечание. В числителе приведены данные для груженого автосамосвала, в знаменателе — для порожнего.

ловия $I_{\text{ср}} \leq I_{\text{дл}}$ необходимо принять меньшую скорость движения, либо, если это возможно, изменить профиль дороги в соответствии с рекомендациями, приведенными в предыдущем разделе (см. рис. 3, а, б).

На криволинейных участках дороги скорость из условия безопасности движения определяют по формуле

$$v_{\text{доп.кр}} = 3,6 \sqrt{gR(f_{\text{ск}} \pm i_{\text{в}})}, \quad (3.25)$$

где $V_{\text{доп.кр}}$ — допустимая скорость на повороте дороги, км/ч; R — радиус поворота, м; $f_{\text{ск}}$ — коэффициент сцепления колес с дорожным покрытием при боковом скольжении, принимаемый 0,3—0,5; $i_{\text{в}}$ — поперечный уклон дороги на повороте, равный 0,03—0,06.

Подставим в формулу (3.22) значения скоростей на каждом участке дороги и определим время движения автомобиля на этом участке, а затем, суммируя полученные данные, определили время движения автомобиля с грузом и порожняком.

Затем устанавливают необходимый парк автомобилей. В инженерной практике, принятой в проектных институтах, число автомобилей определяют на основе анализа функционирования экскаваторно-автомобильных комплексов применительно к конкретному предприятию. Этот анализ основан на использовании различных математических моделей взаимодействия погрузочных машин и автотранспорта. Общеприняты детерминированные, аналитико-вероятностные и имитационные модели.

Наиболее простой детерминированный метод основан на определении числа автомобилей, необходимых для обслуживания заданного грузооборота по горной массе. С этой целью определяют техническую производительность одного автосамосвала в смену

$$Q_{\text{см}} = Gk_{\text{г}}T_{\text{см}}/T_{\text{р}},$$

где $Q_{\text{см}}$ — сменная техническая производительность автомобиля, т/см; $k_{\text{г}}$ — коэффициент использования грузоподъемности автомобиля; $T_{\text{см}}$ — длительность смены, ч.

Коэффициент использования грузоподъемности автомобиля определяют по формуле

$$k_{\text{г}} = G_{\text{ф}}/G \quad \text{или} \quad k_{\text{г}} = G_{\text{см}}/(n_{\text{р}}G),$$

где $G_{\text{ф}}$ — фактическая масса груза в кузове, т; $G_{\text{см}}$ — общая масса груза, перевезенного за смену автосамосвалом, т; $n_{\text{р}}$ — число рейсов, выполненных самосвалом за смену.

Далее находят эксплуатационную производительность автомобиля за смену

$$Q_{\text{см.э}} = Q_{\text{см}}k_{\text{в}},$$

где $Q_{\text{см.э}}$ — эксплуатационная сменная производительность автомобиля, т/см; $k_{\text{в}}$ — коэффициент использования сменного времени, определяемый по формуле

$$k_{\text{в}} = (T_{\text{см}} - T_{\text{пр}})/(T_{\text{см}}n_{\text{см}}),$$

где $T_{\text{пр}}$ — длительность технологических простоев экскаватора и автосамосвала, получаемая на основе хронометражных наблюдений; $n_{\text{см}}$ — число рабочих смен в сутки. Из опыта эксплуатации известно, что $k_{\text{в}} = 0,7 \div 0,8$.

Рабочий парк автомобилей $N_{\text{р}}$ получают из выражения

$$N_{\text{р}} = Q_{\text{сут}}k_{\text{н}}/Q_{\text{см.э}},$$

где $Q_{\text{сут}}$ — суточный грузооборот карьера по горной массе, перевозимый автотранспортом, т; $k_{\text{н}}$ — коэффициент неравномерности работы карьера, принимаемый 1,1—1,15.

Инвентарный парк автомобилей $N_{\text{ин}}$ должен быть больше рабочего, так как часть автомашин находится на техобслуживании и в ремонте

$$N_{\text{ин}} = N_{\text{р}}/k_{\text{т.г}},$$

где $k_{\text{т.г}}$ — коэффициент технической готовности автопарка, равный отношению числа исправных автомобилей $N_{\text{р}}$ к списочному составу $N_{\text{ин}}$. По нормативам принимают $k_{\text{г}} = 0,7 \div 0,9$, причем, чем новее машины, тем коэффициент технической готовности выше.

Исследованиями установлено, что погрузочно-транспортные процессы носят вероятностный характер, поэтому для точного описания функционирования экскаваторно-автомобильных комплексов необходимо учитывать возможные отказы оборудования как по технологическим, так и по техническим причинам. Неучет отказов приводит к завышенным значениям производительности комплексов, а использование экспериментальных коэффициентов, определяющих неритмичность работы оборудования, как это делается при детерминированном методе, не всегда дает оптимальный по экономическому критерию результат. В последнее время практикуется расчет парка автомобилей, основанный на теории массового обслуживания и на моделировании работы автотранспорта при помощи имитационных моделей. Оба эти метода дают более достоверные результаты, позволяют выбрать оптимальный вариант, но требуют большого объема статистических данных, получаемых из хронометражных наблюдений на действующих предприятиях, и могут быть реализованы при помощи ЭВМ.

Эффективность работы карьерного автомобильного транспорта характеризуется коэффициентом технической готовности автопарка $k_{\text{т.г}}$, коэффициентом использования грузоподъемности автомашин $k_{\text{г}}$, коэффициентом готовности автомобилей $k_{\text{в}}$, коэффициентом технического использования $k_{\text{т.н}}$, коэффициентом

использования автопарка $k_{н.п}$ и коэффициентом использования пробега β .

Коэффициент готовности автомобиля характеризует безотказность его работы и ремонтпригодность

$$k_r = T_o / (T_o + t_v),$$

где T_o — наработка на отказ, ч, t_v — среднее время восстановления отказа, ч.

Коэффициент технического использования автомобиля характеризует ремонтпригодность, уровень технического обслуживания и ремонта

$$k_{т.и} = T_{нар} / (T_{нар} + t_{пр} + t_{обсл}),$$

где $T_{нар}$ — суммарная наработка всех автомобилей, ч; $t_{пр}$ — суммарное время всех простоев автомобилей во время работы, ч; $t_{обсл}$ — время простоев всех автомобилей во время технического обслуживания, ч.

Коэффициент использования автопарка характеризуется отношением числа машино-часов $n_{м.ч}$ работы автосамосвалов к числу машино-часов нахождения автомобилей в автохозяйстве $n_{хоз}$ за один и тот же промежуток времени:

$$k_{н.п} = n_{м.ч} / n_{хоз}.$$

При правильной эксплуатации автомобилей $k_{н.п}$ составляет 0,6—0,55, но иногда снижается до 0,4—0,5.

Коэффициент использования пробега

$$\beta = L_{гр} / (L_{гр} + L_{пор}).$$

Коэффициент β зависит от схемы дорог и работы автотранспорта. При встречном движении груженых и порожних автомобилей он близок к 0,5.

3.6. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ КАРЬЕРНОГО АВТОТРАНСПОРТА

Эксплуатация карьерного автотранспорта. Поддержание подвижного состава автопарка в работоспособном состоянии достигается строгим соблюдением правил технической эксплуатации автомобилей и своевременным проведением профилактических мероприятий.

Основной показатель удовлетворительной эксплуатации автомобилей — обеспечение срока их службы не ниже нормативного. Ресурсы карьерных автосамосвалов до капитального ремонта для БелАЗ-540, БелАЗ-548, БелАЗ-549 составляют 150 тыс. км, для БелАЗ-7519 — 175 тыс. км, а для БелАЗ-7521 — 200 тыс. км.

Нормативами предусмотрены следующие профилактические работы для автомобилей БелАЗ-540, БелАЗ-548, БелАЗ-549:

ежедневное обслуживание ТО; первое техническое обслуживание (ТО-1), проводимое через 100 ч работы двигателя, но не более чем через 1500—2000 км пробега; второе техническое обслуживание (ТО-2), проводимое через 500 ч работы двигателя, но не более чем через 8000—10 000 км пробега; сезонное техническое обслуживание (СО), проводимое 2 раза в год при подготовке автомобиля к осенне-зимним или весенне-летним условиям эксплуатации.

Кроме технического обслуживания проводят при необходимости текущий ремонт и через 120—150 тыс. км пробега капитальный ремонт.

В соответствии с действующим положением при ежедневном обслуживании водители должны выполнять следующие операции: осмотреть автомобиль, проверить его комплектность, состояние кузова и агрегатов; убедиться в отсутствии подтекания жидкостей в системе охлаждения, в тормозной и других системах; проверить исправность приборов освещения, сигнализации и стеклоочистителей; проверить состояние узлов рулевого управления и тормозной системы; проверить работу двигателя, агрегатов и механизмов автомобиля на ходу на слух и по показаниям приборов; убрать кабину, очистить кузов, вымыть автомобиль; проверить уровень топлива и масла, слить отстой и конденсат, заправить топливом и долить масло в агрегаты; проверить уровень охлаждающей жидкости и при необходимости долить ее; по окончании работы в зимнее время слить воду из системы охлаждения; проверить давление воздуха в шинах.

Техническое обслуживание (ТО-1) выполняют специальные бригады, которые осуществляют общий осмотр автомобиля; контрольно-диагностические, крепежные и регулировочные работы по агрегатам и системам, очистку и смазку агрегатов и узлов в соответствии с картой смазки. После проведения ТО-1 проверяют техническое состояние и работу агрегатов, механизмов и приборов автомобиля на ходу или на посту диагностики.

При втором техническом обслуживании выполняют все работы, входящие в ТО-1, и, кроме того, регулируют фазы газораспределения и зазоры в клапанном механизме двигателя; проверяют и регулируют форсунки и привод подачи топлива; промывают сапуны гидромеханической передачи и масляных баков и заменяют фильтрующие элементы маслофильтров гидромеханической передачи; проверяют центрирование гидромеханической передачи с двигателем, затяжку болтов крепления редуктора заднего моста, правильность зарядки цилиндров подвески; проверяют и регулируют подшипники ступиц колес, свободный ход педали рулевого колеса, сходжение и углы поворота передних колес; снимают с автомобиля и проверяют тормозные краны, регулируют привод управления; снимают с двигателя и проверяют техническое состояние генератора; проверяют заряженность аккумуляторных батарей, промывают сапун масляного бака гидросистемы опрокидывающего механизма

платформы. После выполнения ТО-2 проверяют техническое состояние автомобиля, его агрегатов и механизмов.

При сезонном техническом обслуживании, помимо работ, предусмотренных ТО-2, промывают систему охлаждения, заменяют сезонные масла и смазки; доводят плотность электролита аккумуляторных батарей до плотности, соответствующей сезону; снимают с двигателя и проверяют на стенде топливную аппаратуру; снимают генератор и стартер с двигателя, проверяют на стенде, а при необходимости протачивают коллектор, заменяют щетки и изношенные детали, смазывают подшипники; проверяют и регулируют работу реле-регулятора, заменяют контакты; снимают колеса и ступицы колес, проверяют подшипники, тормозные барабаны, накладки и суппорты; проверяют детали тормозных систем и рулевого управления, регулируют гидроусилитель руля; промывают радиатор отопителя кабины и пускового подогревателя двигателя.

В больших автохозяйствах в последнее время получает распространение поточный метод технического обслуживания на поточных конвейерных линиях.

Линии оборудуют постами, на которых осуществляют ТО-1 и ТО-2. Посты снабжены устройствами и приспособлениями для слива отработанных масел и заправки новыми смазками и рабочими жидкостями, механизмами для снятия и установки агрегатов, гайковертами, гидropодъемниками и т. д. Снятие колес и их замену производят при помощи самоходного колесосъемника.

От поста к посту автомобили перемещают посредством специального одноцепного конвейера, цепь которого оборудована десятью кулаками, захватывающими автомашину за переднюю и заднюю оси. Длина конвейера 47,4 м, скорость движения цепи 2,7 м/мин. Конвейер управляется диспетчером с центрального поста. У каждого поста есть кнопка аварийной остановки конвейера. Операции, выполняемые на постах, подобраны таким образом, чтобы общая трудоемкость работ на всех постах была примерно одинаковой.

На поточной линии можно осуществлять текущий ремонт агрегатно-узловым методом, при котором заменяют изношенные агрегаты и узлы на исправные, поступающие из оборотного фонда. Опыт показывает, что при такой организации ремонтных работ уменьшаются простои автомобилей в ремонте и повышается качество ремонта.

Капитальный ремонт автосамосвалов выполняют на ремонтных заводах или в ремонтных мастерских крупных предприятий. При капитальном ремонте производят разборку автомобиля, восстановление всех изношенных агрегатов и узлов, сборку и обкатку автомобиля.

Организация и управление карьерным автотранспортом, как правило, сосредоточены в самостоятельных подразделениях, обособленных от карьера, но расположенных вблизи него, как

правило, на одной промплощадке. Эти подразделения формируют в виде автотранспортного цеха, автобазы, автопарка и т. д.

Выделение автохозяйств в самостоятельное подразделение обусловлено большим числом единиц подвижного состава и значительным числом вспомогательных служб, обеспечивающих поддержание автопарка в работоспособном состоянии. К этим службам относят пункты заправки и хранения горюче-смазочных материалов, сооружения для хранения автотранспортных средств, комплекс сооружений для технического обслуживания и ремонта, посты контроля технического состояния автомобилей и т. д.

На карьерах применяют гаражный и безгаражный (открытый) способы хранения автомобилей. Первый способ предпочтительнее, так как в отапливаемом гараже автомашин всегда находится в подготовленном для работы состоянии, однако гаражный способ требует больших капитальных вложений, особенно при эксплуатации весьма большегрузных машин.

Безгаражный способ более дешевый, однако в этом случае в холодное время года необходимы устройства для подогрева агрегатов и узлов автомобиля перед запуском двигателя. Разработаны методы подогрева горячей водой, паром, электроэнергией, инфракрасными горелками и горячим воздухом. Наибольшее распространение получил подогрев автомобиля горячим воздухом. Расчеты и практика показывают, что воздух должен быть нагрет до 65—75°C, а при окружающей температуре —40°C минимальный потребный объем горячего воздуха для автомобилей БелАЗ-540 и БелАЗ-548 составляет соответственно 1000 и 1500 м³.

Автоматизацию управления движением автомобилей вводят для обеспечения наиболее рационального использования подвижного состава автопарка в данных условиях эксплуатации. Система автоматизации зависит от организации движения автомобилей в карьере. Существуют следующие виды этой организации: закрепление автомобилей за определенным экскаватором (схема работы по замкнутому циклу) и организация, при которой после разгрузки автомобиль получает назначение к «свободному» экскаватору (схема работы по открытому циклу).

Первая схема проще, но связана с возможностью нарушения ритма работы автотранспорта из-за поломки автомобилей или экскаватора. Эту схему рационально использовать при перевозке полезного ископаемого к усреднительным складам.

На принципе работы автотранспорта по замкнутому циклу основана информационная система «Карат», предназначенная для поддержания заданного качества руды, поступающей на обогатительную фабрику. При проезде автомобилем контрольного пункта с помощью радиопередатчика и блока опознавания считывается номер машины, дешифруется в код и поступает на пульт диспетчера. При выезде автомобиля из карьера произво-

дится его взвешивание, эта информация также передается на диспетчерский пульт. Диспетчер следит за выполнением заранее рассчитанной программы движения автомобилей, но если по каким-либо причинам эта программа нарушается (например, из-за поломки экскаватора, за которым закреплена данная автомашина), то он может переадресовать порожний автомобиль, связавшись с водителем посредством радиопередатчика.

В системе «Искра», работающей также по замкнутому циклу, указанные процессы осуществляются автоматически с помощью ЭВМ без вмешательства диспетчера.

Системы, работающие по открытому циклу, используются при больших грузопотоках, например при перевозке вскрышных пород в отвалы, так как они оптимизируют работу автотранспорта и повышают его эффективность.

Наиболее совершенная из разработанных систем управления автотранспортом — система «Карьер», работающая по открытому циклу. Система рассчитана на экскаваторно-транспортный комплекс, включающий в себя 12 экскаваторов и 99 автосамосвалов, и обеспечивает отправление машин к экскаватору с интервалом, равным времени погрузки автосамосвала, переадресацию порожнего автомобиля в случае отказа экскаватора или по каким-либо другим причинам; направление автосамосвалов (при перевозке полезного ископаемого) к месту разгрузки в такой последовательности, при которой обеспечивается заданное качество руды. Результаты работы автотранспорта записываются на перфоленту и могут быть использованы для анализа.

Дальнейший шаг в направлении развития автоматических систем вождения автомобилей — автоматическое управление без участия водителя, вследствие чего не только снизятся эксплуатационные расходы, но и повысится безопасность на карьерном автотранспорте.

3.7. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ АВТОТРАНСПОРТА

Изучение статистики несчастных случаев на карьерном автотранспорте показало, что основными причинами травматизма являются: столкновения автосамосвалов и наезды; падение людей с подножки и из кузова; нарушение правил буксировки автосамосвалов или прицепов; неправильная подача и установка автосамосвалов под погрузку и на разгрузку; опрокидывание самосвалов под откос отвалов при разгрузке; падение груза из кузова автосамосвала при его разгрузке и очистке; самопроизвольное опускание кузова; выброс камней, застрявших между сдвоенными шинами задних колес; нарушение правил ремонта.

Безаварийное движение автосамосвалов достигается правильным выбором размеров и формы поперечного профиля до-

рожного полотна (см. рекомендации в разд. 3.2), а также соблюдением правил дорожного движения. Важным фактором в этом отношении является движение с допустимой для данных дорожных условий скоростью. Скорость на поворотах, во избежание опрокидывания автомобиля от действия центробежных сил, устанавливается по формуле (3.25). На остальных участках следует руководствоваться указателями либо дорожными условиями движения (скользкая дорога, дождь, туман, ночное время и т. д.). Для обеспечения безопасного движения необходимо выбрать допустимый наименьший интервал между идущими в одном направлении машинами. Интервал должен быть таким, чтобы при внезапной остановке впереди идущей машины идущая сзади машина успела затормозить. Таким образом, безопасный интервал l_0 между движущимися машинами складывается из тормозного пути l_T , расстояния, которое машина проходит за время реакции t_p водителя на возникшее препятствие (по опыту оно составляет от 0,2 до 2 с), к ним необходимо добавить так называемый зазор безопасности, равный 5 м.

Путь, проходимый за время реакции, определяется по формуле

$$l_p = vt_p, \quad (3.26)$$

где v — скорость движения автомобиля в момент начала торможения, м/с.

Если скорость измеряется в км/ч, то выражение (3.26) примет вид:

$$l_p = vt_p/3,6. \quad (3.27)$$

Тормозной путь определяют исходя из следующих соображений. При отключенном от ведущих осей двигателе (аварийное торможение) автомашина движется под действием сил инерции и обладает запасом кинетической энергии (Дж).

$$E_k = 10^3 (M_a + M_{гр}) v^2/2. \quad (3.28)$$

Движение машины происходит до тех пор, пока кинетическая энергия не поглотится силами сопротивления и торможения на тормозном пути. Уравнение торможения автомобиля можно написать в следующем виде, пренебрегая сопротивлениями ветра и на криволинейных участках дороги:

$$10^3 (M_a + M_{гр}) v^2/2 = g (M_a + M_{гр}) (\omega_0 \pm i + b) l_T, \quad (3.29)$$

где M_a и $M_{гр}$ — соответственно масса автосамосвала и груза, т; b — удельная тормозная сила, Н/кН, определяемая по формуле

$$b = B/[g (M_a + M_{гр})] = B/P, \quad (3.30)$$

где B — сила торможения автосамосвала, Н.

Во избежание движения автомобиля юзом при экстренном торможении, необходимо соблюдение условия

$$B < 10^3 P_{\text{сц}} \psi, \quad (3.31)$$

где $P_{\text{сц}}$ — сцепной вес автомобиля, кН; ψ — коэффициент сцепления ведущих колес автомобиля с дорожным покрытием.

Обозначим через $\varepsilon = 0,95$ отношение силы торможения к силе сцепления ведущих колес автомобиля с дорогой и запишем

$$B = 10^3 \varepsilon (M_a + M_{\text{гр}}) g \psi = 10^3 P_{\text{сц}} \psi. \quad (3.32)$$

Подставим значение тормозной силы (3.32) в (3.29) и, сделав соответствующие преобразования, получим

$$10^3 (M_a + M_{\text{гр}}) v^2 / 2 = g (M_a + M_{\text{гр}}) (\omega_0 \pm i + 10^3 \varepsilon \psi). \quad (3.33)$$

С учетом указанных преобразований решим (3.29) относительно l_T (м) и получим следующие выражения для тормозного пути:

$$l_T = 51 v^2 / (\omega_0 \pm i + 10^3 \varepsilon \psi), \quad (3.34)$$

где v — скорость движения автосамосвала, м/с, или

$$l_T = \frac{14,15 v^2}{\omega_0 \pm i + 10^3 \varepsilon \psi}, \quad (3.35)$$

где v — скорость движения автосамосвала, км/ч.

Учитывая (3.27) и (3.35), получим формулу для определения безопасного интервала

$$l_0 = v t_p / 3,6 + 14,15 v^2 / (\omega_0 \pm i + 10^3 \varepsilon \psi) + l_{3.6},$$

где $l_{3.6}$ — зазор безопасности, равный 5 м.

Расчеты показывают, что при $v = 25$ км/ч; $\omega_0 = 30$ Н/кН; $i = 0$ и $\psi = 0,5$; $t_p = 2$ с; $l_{3.6} = 5$ м и $l_0 = 25,4$ м.

Для повышения безопасности при разгрузке автосамосвалов принимают различные меры: разгрузку производят не у бровки отвала, а на расстоянии 2—3 м от нее, машину размещают параллельно бровке отвального уступа, автосамосвал при разгрузке прикрепляют металлическими канатами к якорю, применяют различного типа барьеры, в том числе передвижные металлические, тупиковые ограничители и другие устройства, препятствующие сползанию автосамосвалов под откос.

При работе на карьерном автотранспорте водитель должен руководствоваться правилами движения автотранспорта, а также инструкциями и правилами по технике безопасности. Кроме того, при работе в карьерах необходимо соблюдать следующие специальные правила.

Порожний самосвал или автопоезд, прибывший в забой под загрузку, должен ожидать свою очередь за пределами радиуса действия ковша экскаватора и подъезжать к экскаватору только после сигнала машиниста экскаватора.

Перед началом погрузки водитель автосамосвала должен затормозить машину, а двигатель оставить работать вхолостую. Запрещается при погрузке проносить ковш экскаватора над кабиной водителя автосамосвала.

На внутрикарьерных дорогах допускается в исключительных случаях левостороннее движение автомобилей, но только при отсутствии примыкания к этим дорогам дорог с правосторонним движением. Участки дорог, на которых осуществляется левостороннее движение, должны ограждаться предупредительными дорожными знаками.

При плохой видимости (менее длины тормозного пути) движение автомобилей запрещается. Запрещается также обгон автосамосвалов на внутрикарьерных дорогах.

Для повышения безопасности движения большое значение имеют хорошая организация технического обслуживания и ремонт автомобилей.

Снижение травматизма при ремонте автомобилей достигается применением подъемных вспомогательных механизмов (домкраты, тельферы, гидродомкраты и др.), исправного инструмента, соответствующими ограждениями рабочих мест и соблюдением правил безопасности при ведении ремонтных работ.

Экономические показатели работы автотранспорта. Так же как и при железнодорожном транспорте, возможные варианты сравнивают по приведенным годовым затратам

$$П = С + ЕК,$$

где $П$ — приведенные затраты, руб/год; $С$ — эксплуатационные расходы, руб/год; $К$ — капитальные затраты, руб; $Е$ — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений (для открытых разработок принимают $Е = 0,15$).

Капитальные затраты включают в себя: затраты на строительство земляного полотна $K_{з.п}$ (в зависимости от категории, ширины, грузонапряженности и грунтовых условий затраты на строительство земляного полотна составляют от 40 до 250 тыс. руб на 1 км); затраты на устройство дорожной одежды $K_{д.о.}$, которые в зависимости от типа автомашин, грузонапряженности и грунтовых условий составляют в среднем от 1,4 до 5,4 тыс. руб. для щебеночных покрытий и от 9,2 до 20,5 тыс. руб. на 1000 м² для цементобетонных покрытий; затраты на строительство гаражей, профилакториев и ремонтных баз K_g , которые в зависимости от типа автомашин и способа хранения находятся в диапазоне 2,0—15,5 тыс. руб. на 1 списочный автомобиль; стоимость автомобилей K_a , изменяющуюся от 10,4 тыс. руб. (КрАЗ-256) до 550 тыс. руб. (БелАЗ-7521). К капитальным затратам относятся также затраты на строительство мостов, путепроводов K_m ; стоимость автомобильных весов K_v ; стоимость устройств и оборудования, необходимого для содержания и ремонта дорог K_d ; стоимость устройств для управления карьерным автотранспортом K_y .

Ориентировочные затраты на строительство мостов в зависимости от грузоподъемности и длины пролета составляют от 1,2 до 8,1 тыс. руб. на 1 м длины моста. Стоимость автомобильных весов грузоподъемностью от 25 до 200 т изменяется от 4,8 до 15,4 тыс. руб. Стоимость оборудования для дорожно-ремонтной службы можно определить, используя удельные капиталовложения, составляющие для дорог различной категории от 1 до 7 тыс. руб. на 1 км дороги. Стоимость оборудования для управления автотранспортом принимают по фактическим затратам. Таким образом, капитальные затраты могут быть определены из выражения

$$K = K_{з.п} + K_{д.о} + K_r + K_a + K_m + K_v + K_d + K_y.$$

Эксплуатационные расходы включают в себя затраты на содержание и ремонт земляного полотна $C_{з.п}$, которые в зависимости от категории дороги, грузонапряженности, осевой нагрузки и типа дорожной одежды составляют от 1,1 до 4,2 тыс. руб. в год на 1 км при цементобетонном покрытии и от 1 до 19,7 тыс. руб. в год при щебеночном покрытии; затраты на содержание и ремонт дорожной одежды $C_{д.о}$, которые при цементобетонном покрытии составляют от 130 до 350 руб. в год на 1000 м², а при щебеночном покрытии — от 600 до 2200 руб. в год на 1000 м² в зависимости от грузонапряженности; затраты на содержание гаражного хозяйства $C_{г.х}$, составляющие от 1 до 10 тыс. руб. в год на один списочный автомобиль, причем они уменьшаются с увеличением численности автомобильного парка; расходы на техническое обслуживание и ремонт, амортизационные отчисления $C_{т.о}$, составляющие от 17 до 200 руб. на 100 км пробега и зависящие от грузоподъемности автомобиля; заработную плату с доплатами и надбавками $C_{з.п}$, принимаемую по тарифным справочникам для различных районов страны; затраты $C_{г.см}$ на топливо и смазочные материалы.

Расход топлива (т) одной машиной за один рейс можно определить по формуле

$$G_p = 0,75 \left[(1 + 2k_t L) \frac{w_o}{10^3} + \frac{H(1 + k_r)}{10^3} \right] G,$$

где 0,75 — удельный расход дизельного топлива, т/Дж; k_t — коэффициент тары автомобиля; L — длина дороги, км; w_o — удельное основное сопротивление движению автомобиля, Н/кН; H — глубина карьера, м; G — грузоподъемность автомобиля, т.

Полученное значение G_p необходимо скорректировать, для чего вводят коэффициенты

$$G_{факт} = G_p k_z k_p k_m k_{из},$$

где $k_z = 1,1 \div 1,2$ — коэффициент, учитывающий повышение расхода топлива в зимнее время; $k_p = 1,05 \div 1,06$ — коэффициент, учитывающий дополнительный расход горючего при регулиров-

ке и обкатке автомобиля после ремонта и т. д.; k_m — коэффициент, учитывающий расход горючего при маневровых операциях; $k_{из}$ — коэффициент, учитывающий повышение расхода топлива вследствие износа двигателя.

Ориентировочные нормы расхода горючего на 100 км пробега для автосамосвала БелАЗ-540 составляют 115—170 л, для БелАЗ-548—150—220 л; для БелАЗ-549—450—550 л.

При укрупненных расчетах принимают затраты на горюче-смазочные материалы в диапазоне 2,3—21,6 руб. на 100 км пробега для машин различной грузоподъемности при движении с грузом и 0,9—8,3 руб. на 100 км пробега при движении порожняком.

Таким образом, эксплуатационные расходы определяются по следующей формуле:

$$C = C_{з.п} + C_{д.о} + C_{г.х} + C_{т.о} + C_{з.п} + C_{г.см}.$$

Расчеты показывают, что стоимость перевозки автотранспортом 1 т груза на расстояние 1 км в настоящее время составляет 0,08—0,12 руб. Причем себестоимость по различным статьям расходов распределяется следующим образом: амортизационные отчисления 25—30%, заработная плата водителей 20—24%, ремонт шин 20—25%, ремонт автомобилей 12—17%, стоимость топлива и смазочных масел 8—11%.

4. КОНВЕЙЕРНЫЙ ТРАНСПОРТ

4.1. ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ ГОРНОЙ МАССЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОНВЕЙЕРОВ, ТИПЫ КОНВЕЙЕРОВ

Несмотря на сравнительно небольшие объемы горной массы, которые перемещают на открытых разработках с применением конвейерного транспорта, его не без оснований считают весьма перспективным. Конвейерный транспорт обеспечивает непрерывность грузопотока и поэтому может эффективно использоваться с добычными машинами непрерывного действия (роторными и многоковшовыми, цепными экскаваторами).

Достоинством конвейерного транспорта является высокая, практически любая требующаяся производительность. В настоящее время известны конвейеры, имеющие производительность до 30 000 т/ч и работающие в комплексе с несколькими роторными экскаваторами. В отличие от железнодорожного и автомобильного транспорта конвейеры можно использовать при больших углах наклона трассы (до 18—20°). При этом значительно уменьшаются затраты на горно-капитальные работы по подготовке трассы, поэтому конвейерный транспорт выгодно применять при весьма больших грузопотоках (от 20 млн. т горной массы в год и выше) и при значительной (более 100 м)

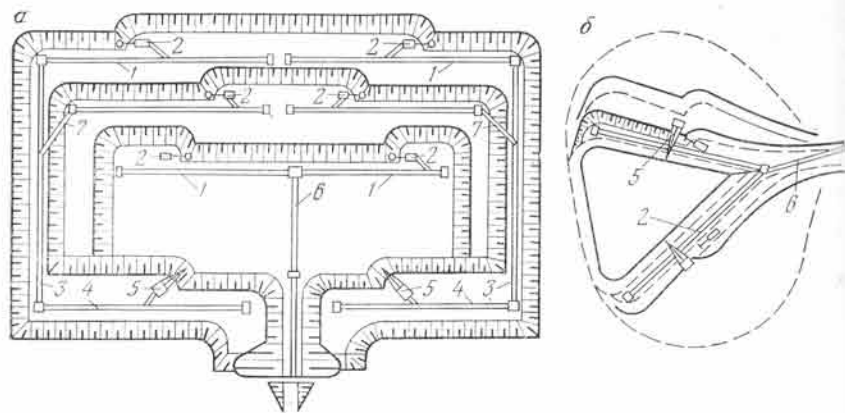


Рис. 4.1. Системы разработки открытых горных работ с применением конвейерного транспорта

глубине карьера. Применение конвейерного транспорта приводит к заметному росту производительности труда при транспортировании, так как этот вид транспорта легко автоматизируется. Статистика показывает, что, по сравнению с железнодорожным и автомобильным транспортом, конвейерный транспорт наиболее безопасен.

К недостаткам конвейерного транспорта следует отнести требование строгой прямолинейности трассы в плане, малый срок службы конвейерной ленты, на долю которой приходится от 20 до 40% стоимости всей конвейерной установки. Кроме того, он обладает более высокой энергоемкостью перемещения груза по сравнению с железнодорожным транспортом. Конвейерный транспорт чувствителен к характеру перевозимого груза. Обычными ленточными конвейерами, получившими наибольшее распространение на открытых разработках, можно перемещать грузы крупностью до 300—400 мм. Транспортирование липких, сильно увлажненных грузов связано с трудностями, возникающими при очистке ленты после разгрузки.

На открытых разработках конвейерный транспорт получил преимущественное распространение при сплошных продольных однобортных (рис. 4.1,а), а также всерных центральных двухбортных (рис. 4.1,б) системах разработки с выемкой вскрышных пород или полезного ископаемого горизонтальными слоями. Характерным условием применения конвейерного транспорта является параллельное перемещение фронта горных работ, что облегчает передвижку конвейерных линий и способствует увеличению производительности экскаватора.

Число пунктов погрузки полезного ископаемого или вскрышных пород на конвейеры определяет число элементарных грузопотоков, которые затем при помощи конвейеров различного назначения формируются в магистральные. Транспортная кон-

вейерная линия в общем случае включает в себя (рис. 4.1,а,б): забойные конвейеры 1, принимающие груз от экскаваторов 2; передаточные торцевые 3 конвейеры, соединяющие забойный конвейер с отвальным 4 или подъемным 6; отвальные подающие вскрышную породу на отвалообразователь 5; магистральные наклонные (подъемные) или горизонтальные, собирающие грузопотоки с нескольких уступов; межуступные перегружатели 7.

Схемы карьерного конвейерного транспорта отличаются большим разнообразием, так как они в значительной мере зависят от горно-геологических условий залегания полезного ископаемого и от принятой технологии разработки месторождения. Однако по уровню конвейеризации они могут быть разделены на две группы: с полной конвейеризацией транспортирования горной массы от выемочного забоя до породного отвала или пункта отгрузки полезного ископаемого на поверхности карьера и с частичной конвейеризацией транспортирования горной массы, когда конвейеры используются только на некоторых звеньях транспортной цепи.

В свою очередь, при полной конвейеризации транспортирования вскрышных пород можно выделить три основные группы схем, которые классифицируются по направлению перемещения горной массы.

Первую группу схем (рис. 4.2) с перемещением вскрышных пород в выработанное пространство поперек линии фронта выемочных пород применяют при относительно небольшой мощности вскрышных пород, объемы которых можно разместить внутри карьера. При этом для транспортирования пород используют транспортно-отвальные мосты (рис. 4.2,а), отвалообразователи (рис. 4.2,б), перегружатели или комбинации тех и других (рис. 4.2,в), основным элементом которых являются ленточные конвейеры. Существуют конструкции, в которых роторный или цепной многоковшовый экскаватор объединен с транспортно-отвальным мостом в единый агрегат (рис. 4.2,г).

Если необходимо произвести буровзрывные работы для подготовки горной массы к транспортированию (крепкие вскрышные породы) и погрузку осуществляют с использованием одноковшовых экскаваторов, то перед погрузкой горной массы на ленточный конвейер отбирают негабарит при помощи передвижного грохота (рис. 4.3,а) либо дробят его передвижными или самоходными дробильными агрегатами (рис. 4.3,б).

Вторая группа схем (рис. 4.4) предусматривает перемещение вскрышных пород во внутренний отвал по периметру карьера. Эти схемы универсальнее, так как позволяют размещать внутренние отвалы на более обширной площади. На рис. 4.4 приведен пример схемы транспортирования при разработке вскрышной породы и бурого угля экскаваторами непрерывного действия на буроугольном разрезе. Роторный экскаватор 2 через загрузочное устройство 1 грузит вскрышную породу на за-

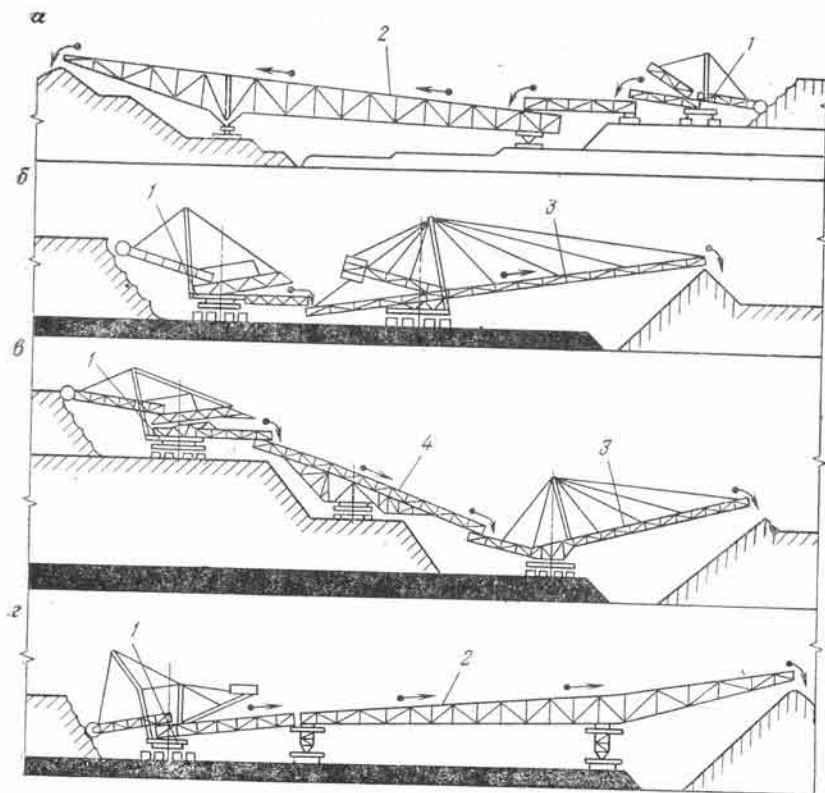


Рис. 4.2. Схемы транспортирования вскрышных пород во внутренние отвалы поперек фронта работ:

1 — роторный экскаватор; 2 — транспортно-отвальный мост; 3 — отвалообразователь; 4 — междууступный перегружатель

бойный конвейер 3, с которого она поступает на бортовой передаточный конвейер 4 и затем на отвальный конвейер 5, откуда в промежуточной точке с помощью двухбарабанной разгрузочной тележки 6 сгружается на приемную консоль отвалообразователя 7 и укладывается во внутренний отвал. Уголь цепным экскаватором нижнего черпания 8 грузится на забойный конвейер 9 и затем передается междууступным перегружателем 10 на бортовые передаточные конвейеры 11 и далее поступает на магистральный конвейер 12. Забойные конвейеры вскрышных и угольных уступов, а также отвальные являются передвижными и перемещаются параллельно фронту очистных работ. Передаточные конвейеры могут быть передвижными или стационарными. В случае применения передвижных конвейеров они перемещаются вдоль своей продольной оси. Стационарные конвейеры периодически наращиваются или сокращаются.

При разработке скальных вскрышных пород в забое устанавливают передвижной грохот для отбора негабарита или самоходный дробильный агрегат, после которых горная масса поступает на конвейерную линию.

В схемах третьей группы предусмотрено перемещение горной массы за пределы карьера. В практике ведения горных работ эти схемы получили наиболее широкое распространение, так как их можно применять для транспортирования как вскрышных пород, так и полезного ископаемого. На вскрышных работах эти схемы применяют при весьма больших объемах перевозки горной массы.

Примером конвейерного транспортирования вскрышных пород и угля за пределы карьера служит схема, показанная на рис. 4.5.

Вскрышные породы разрабатывают роторными экскаваторами, расположенными на четырех уступах. Разработку угля ведут одним роторным экскаватором. На породных уступах роторные экскаваторы 1 через загрузочное устройство 2 грузят вскрышную породу на забойные конвейеры 3, с которых она через междууступные перегружатели 4 поступает на передаточные конвейеры 5, затем на подъемный конвейер 6 и далее на магистральные конвейеры 7. Магистральные конвейеры подают вскрышную породу на отвальные конвейеры, с которых порода через двухбарабанную разгрузочную тележку идет на отвалообразователь и укладывается во внешний отвал.

Уголь от роторного экскаватора с помощью забойного, передаточных и подъемного конвейеров выдается на поверхность карьера, а затем с использованием магистрального конвейера транспортируется к складу.

Возможны комбинации рассмотренных схем для транспортирования как вскрышных пород, так и полезного ископаемого.

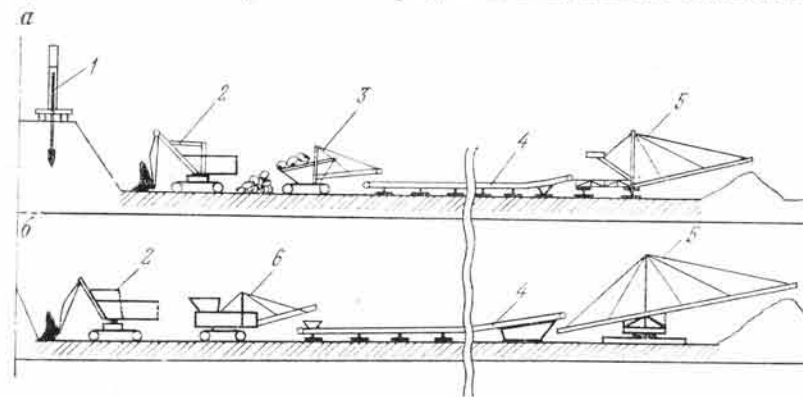


Рис. 4.3. Схемы транспортирования скальных вскрышных пород с применением конвейерного транспорта:

1 — буровой станок; 2 — экскаватор; 3 — передвижной грохот; 4 — отвальный конвейер; 5 — отвалообразователь; 6 — дробильный самоходный агрегат

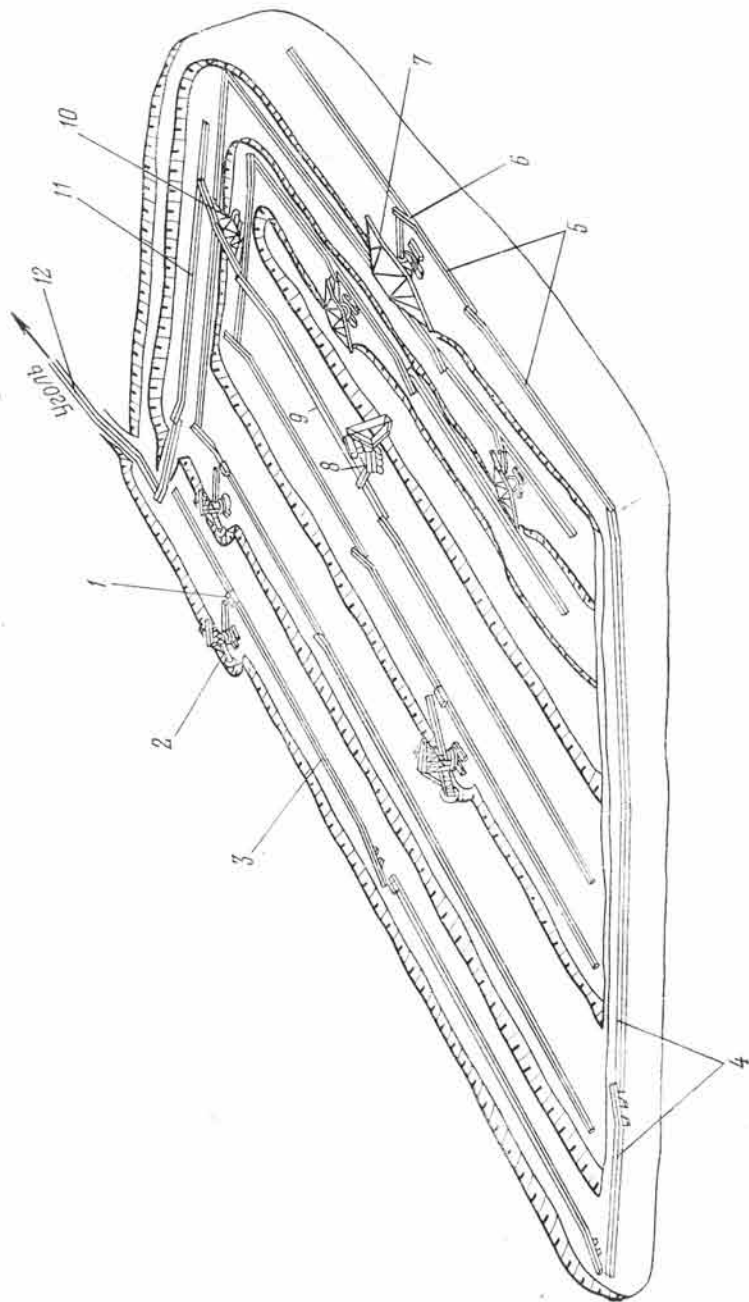


Рис. 4.4. Схема транспортирования вскрышных пород во внутренние отвалы по периметру карьера и полезного ископаемого на поверхность с использованием ленточных конвейеров

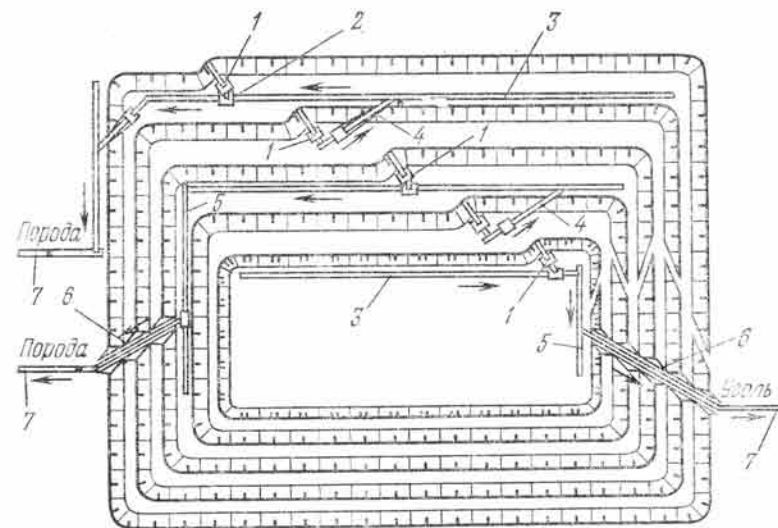


Рис. 4.5. Схема транспортирования угля и вскрышных пород за пределы карьера с использованием конвейерного транспорта

При погрузке на конвейерную линию скальных взорванных пород или руд одноковшовым экскаватором негабарит отбирают при помощи грохотов с последующим их додрабливанием буюбоями или передвижными дробилками.

При разработке месторождений открытым способом широкое распространение получили ленточные конвейеры обычного типа. Значительно меньше распространены ленточно-канатные конвейеры. Кроме того, ведут работы по созданию пластинчатых конвейеров, которые в настоящее время используют в качестве питателей для равномерной подачи груза на ленточный или другой тип конвейера из бункеров.

Проводятся исследовательские и конструкторские работы по созданию конвейеров, используемых для перемещения крупнокузовых грузов, а также конвейеров, способных перемещать грузы при углах наклона трассы более 20° , называемых крутонаклонными.

4.2. УСТРОЙСТВО И ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ УЗЛЫ И ЭЛЕМЕНТЫ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Ленточный конвейер перемещает насыпные грузы на конвейерной ленте, движущейся по стационарным роликоопорам, при этом лента приводится в движение приводным барабаном, связанным через редуктор с двигателем. Таким образом, в ленточном конвейере лента является одновременно грузонесущим и тяговым органом.

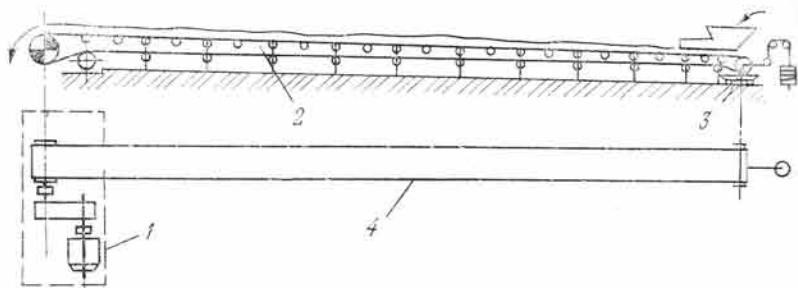


Рис. 4.6. Схема ленточного конвейера

Ленточный конвейер состоит (рис. 4.6) из приводного устройства 1, роликового става 2 и натяжного устройства 3. Основным элементом ленточного конвейера является конвейерная лента 4. Кроме того, ленточные конвейеры оборудуют вспомогательными приспособлениями, к которым относятся очистные и загрузочные устройства. Все конвейеры имеют аппаратуру управления приводом, а наклонные снабжены устройствами, улавливающими ленту при обрыве (ловителями).

Конвейерная лента. Так как конвейерная лента выполняет одновременно функции грузонесущего и тягового органа, к ней предъявляют жесткие требования.

В качестве тягового органа лента должна обладать высокой прочностью и в то же время достаточной гибкостью, чтобы не оказывать большого сопротивления при огибании приводных и отклоняющих барабанов. Конвейерная лента должна иметь хорошую продольную жесткость для образования лотка при движении по роlikоопорам для обеспечения повышенной вместимости. Вместе с тем лента должна обладать каркасностью, чтобы не разваливаться под действием груза между соседними роlikоопорами, и противостоять ударным нагрузкам, абразивному износу, влиянию окружающей температуры и атмосферных осадков.

В наибольшей степени этим требованиям соответствуют выпускаемые в настоящее время конвейерные ленты с тканевой основой из синтетических волокон и ленты с основой из стальных тросов.

Конвейерные ленты с тканевой основой, которые для простоты называют тканевыми конвейерными лентами, состоят (см. рис. 1.3) из каркаса, воспринимающего основные нагрузки на ленту, и обкладок, защищающих каркас от механических повреждений. На карьерах наибольшее распространение получили конвейерные ленты с резиновыми обкладками, обладающими наилучшими эксплуатационными свойствами. В горной промышленности используют негорючие ленты с обкладками из поливинилхлоридных пластмасс, однако на открытых разработках их применяют крайне редко.

Каркас представляет собой многослойную конструкцию, состоящую из нескольких слоев тканевых прокладок, связанных между собой тонкими резиновыми прослойками (сквидами) толщиной 0,2—0,3 мм. Преимущественное распространение для тканевых прокладок получили синтетические волокна типа капрон, лавсан, анид. Для конвейеров небольшой длины используют также тканевые прокладки из хлопковых нитей. В последнее время производят ленты с комбинированными тканевыми прокладками, у которых продольные основные наиболее прочные нити делаются из капрона или анида, а поперечные (уточные) — из хлопка или лавсана. Толщина верхней обкладки, на которой лежит груз, больше, чем нижней.

Прочность тканевых конвейерных лент характеризуют разрывным усилием одной прокладки, отнесенным к 1 мм ее ширины, т. е.

$$S_p = B i \sigma_p,$$

где S_p — разрывное усилие конвейерной ленты, Н; B — ширина ленты, мм; i — число прокладок; σ_p — разрывное усилие одной прокладки, отнесенное к 1 мм ее ширины, Н.

Рабочее (расчетное) максимальное натяжение тканевой конвейерной ленты определяют по формуле

$$S_{\max} = S_p / m = B i \sigma_p / m,$$

где $S_{\max}$ — рабочее максимальное натяжение ленты, Н; m — запас прочности, равный для тканевых лент 7÷10 (большие значения принимают для наклонных конвейеров).

В табл. 4.1 приведены технические характеристики наиболее распространенных тканевых конвейерных лент с резиновыми обкладками, используемых на открытых разработках.

На мощных конвейерах, особенно на магистральных, используют резинотросовые конвейерные ленты, каркас которых состоит из одного слоя стальных тросов (см. рис. 1.4) диаметром 2,5—10 мм. Резиновые обкладки служат для защиты тросов от

Таблица 4.1

Лента	Прокладка		Толщина обкладки, мм		Число прокладок	Разрывное усилие, отнесенное к 1 мм ширины прокладки σ_p , Н
	основа	уток	верхняя	нижняя		
БКНЛ-65	Лавсан	Хлопок	3	1,5	4—10	55
БКНЛ-100	»	»	3	1,5	3—8	100
ТА-100	Анид	Анид	4,5 и 6	2	3—8	100
ТК-100	Капрон	Капрон	4,5 и 6	2	3—8	100
ТА-300	Анид	Анид	4,5 и 6	2	4—10	300
ТК-300	Капрон	Капрон	4,5	2	4—10	300
ТА-400	Анид	Анид	4,4—6	2	4—8	400
ТК-400	Капрон	Капрон	4,5—6	2	4—8	400
ТЛК-300	»	»	4,5—6	2	3—8	300

Таблица 4.2

Лента	Разрывное усилие Н, отнесенное к 1 мм ширины ленты	Ширина ленты, мм	Толщина резиновых обкладок, мм		Масса 1 м ² ленты, кг
			рабочей	нерабочей	
РТЛ 500	500	800	4,5	2,5	20,5
РТЛ 1000	1000	800—1000	4	4	25
РТЛ 1500	1500	800—1200	5,5	5,5	29
РТЛ 2500	2500	1000—2000	5	5	37
РТЛ 3150	3150	1200—2400	4,5	4,5	43
РТЛ 5000	5000	1200—2400	4,5	4,5	59

повреждений и коррозии. Для лучшей защиты тросовой основы в верхнюю и в нижнюю обкладки иногда укладывают по одной тканевой прокладке. Резинотросовые ленты отличаются высокой прочностью, малым относительным удлинением при растягивающих нагрузках и в 2—2,5 раза большим, чем у тканевых лент, сроком службы.

Прочность резинотросовых лент характеризуют разрывным усилием, отнесенным к 1 мм ширины ленты:

$$S_p = B\sigma_p,$$

где S_p — разрывное усилие конвейерной ленты, Н; σ_p — разрывное усилие, отнесенное к 1 мм ширины ленты, Н.

Максимально допустимое усилие определяют из выражения

$$S_{\max} = S_p/m = B\sigma_p/m,$$

где m — запас прочности, принятый для резинотросовых лент 6,5—8,5.

В табл. 4.2 приведены характеристики резинотросовых конвейерных лент, выпускаемых в нашей стране.

В горной промышленности принят следующий ряд значений ширины конвейерной ленты: 800; 1000; 1200; 1600; 2000; 2500 и 3000 мм. Однако на практике используют также ленты шириной 1400 и 1800 мм.

Роликовый став ленточного конвейера предназначен для поддержания грузовой и порожняковой ветвей конвейерной ленты и для направления ее движения. Основным элементом роликового става — ролики, изготавливаемые со сквозной осью и с полуосями. Наиболее распространены ролики со сквозной осью (рис. 4.7, а). Они состоят из оси 4, корпуса — стальной трубы 1 с запрессованными стаканами 2, шариковых подшипников 3 и лабиринтных уплотнений, собранных из кольца 7, втулки 5 и пружинного кольца 6. Для защиты подшипников от проникновения в них пыли, грязи и влаги, удержания смазки от вытекания кроме лабиринтных уплотнений применяют уплотнения в виде скользящих контактных колец или их комбинаций. В некоторых конструкциях роликов внутри между подшипни-

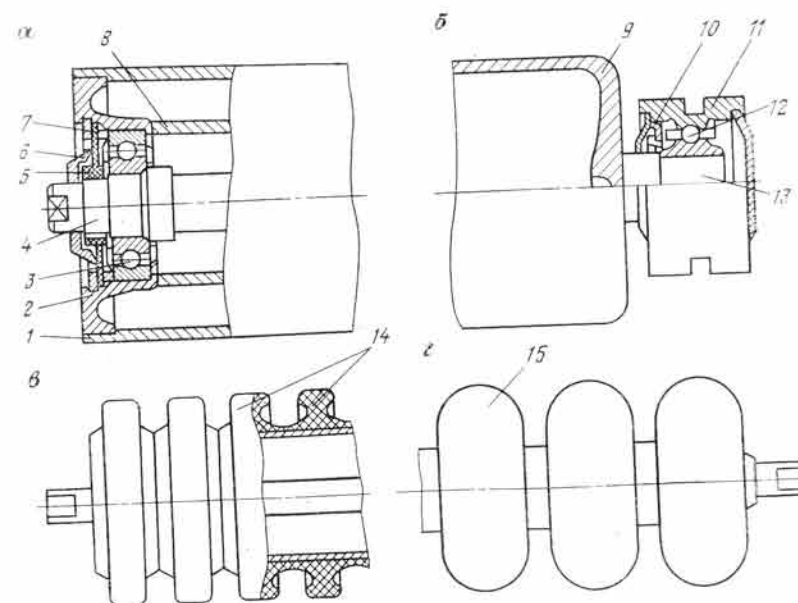


Рис. 4.7. Ролики со сквозной осью (а), с полуосями (б), амортизирующий с резиновыми кольцами (в), амортизирующий с пневмощинами (г)

ковыми стаканами располагают трубу 8, в которую набивают консистентную смазку при сборке ролика.

На рис. 4.7, б показана конструкция ролика с полуосями. Корпус 9 ролика формируется заодно с полуосями 13 и затем механически обрабатывается. Подшипниковые узлы состоят из корпуса 11, подшипника 12 и уплотнителя 10. Такие ролики характеризуются небольшим весом, а их недостатком является малый объем смазки, которую можно поместить в корпус подшипника. Ролики современных конвейеров заполняют смазкой на срок не менее трех лет.

Основные параметры роликов — диаметр D (мм), длина l (мм), масса вращающихся частей $m_{вр}$ (кг). Ролики для поддержания порожней ветви отличаются от роликов грузовой ветви большей длиной. Ниже приведены параметры роликов, используемых на карьерных конвейерах.

Диаметр ролика, мм	127	159	159, 194
Ширина ленты, мм	800, 1000	1200, 1400	1800, 2000
Параметры роликов для грузовой ветви:			
длина, мм	300—350	425—500	550—700
масса, кг	22—29	50—80	81—116
Параметры роликов для порожняковой ветви:			
длина, мм	950—1200	800—1300	900—1200
масса, кг	19—26	40—48	40—48

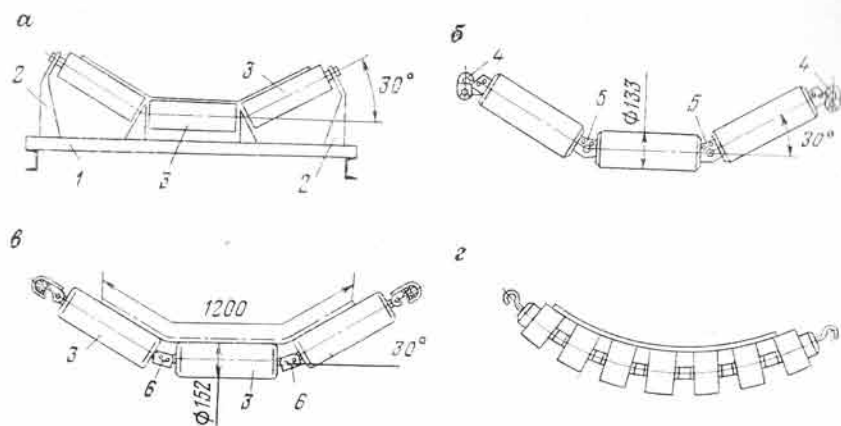


Рис. 4.8. Линейные роlikоопоры

В местах загрузки конвейера применяют ролики с резиновыми шайбами 14 (рис. 4.7,в) или с пневмокатками 15 (рис. 4.7,г), которые смягчают удары на ленту при падении крупных кусков груза. Ролики порожняковой ветви также снабжают резиновыми дисками, способствующими лучшей направленности движения ленты и ее очистке от налипшего груза.

Ролики собирают в роlikоопоры. Для поддержания рабочей ветви применяют двух-, трех-, четырех- и пятироlikовые опоры; для порожняковой ветви применяют одно-, двух- (редко трехроlikовые). По конструкции различают жесткие и гибкие роlikоопоры.

На рис. 4.8,а показана жесткая трехроlikовая опора, состоящая из планки 1 с кронштейнами 2, на которых укреплены ролики 3. Средний ролик установлен горизонтально, а боковые — под углом 30°. Наблюдается тенденция увеличения угла наклона установки боковых роликов до 45° и более для достижения наилучшего заполнения ленты (см. разд. 1.3).

На рис. 4.8,б показана конструкция жесткой подвесной роlikоопоры, у которой внутренние концы осей жестко соединены при помощи угольников 5, а крайние оборудованы специальными крючьями 4 для навески на металлоконструкцию става.

Для конвейеров с шириной ленты более 2000 мм применяют четырех-, пяти- и семироlikовые опоры. В настоящее время их выполняют, как правило, подвесными.

Гибкие шарнирные роlikоопоры (рис. 4.8,в) состоят из нескольких роликов 3, оси которых соединены шарнирами 6. К гибким относятся также гирляндные роlikоопоры (рис. 4.8,г), обладающие повышенной эластичностью, однако широкого распространения не получившие.

Кроме обычных или, как их еще называют, линейных роlikоопор применяют центрирующие роlikоопоры, служащие для

предотвращения бокового схода конвейерной ленты. Принцип действия таких роlikоопор заключается в том, что при смещении ленты в сторону возникает децентрирующая сила, которая вызывает ответную реакцию центрирующей опоры, восстанавливающую нормальное движение конвейерной ленты.

Для грузовой ветви наибольшее распространение получили центрирующие роlikоопоры с вертикальной осью поворота (рис. 4.9). Принцип действия такой роlikоопоры следующий. При смещении ленты 1 в сторону от оси конвейера, которое может возникнуть из-за некачественного монтажа конвейера, неправильной стыковки отрезков конвейерной ленты, смещения поступающего грузопотока от оси ленты и т. д. на вертикально установленный (дефлекторный) ролик 2, связанный рычажной системой с механизмом поворота роlikоопоры вокруг вертикальной оси, начнет давить край ленты и он через рычажную систему повернет роlikоопору на некоторый угол. При отклонении ролика от положения перпендикулярного направлению движения ленты начинается проскальзывание ее по поверхности ролика. Сила трения, направленная к оси конвейера, восстановит нормальное движение конвейерной ленты. В момент прекращения давления ленты на вертикальный ролик роlikоопора снова примет нормальное положение. Наиболее эффективны центрирующие роlikоопоры с принудительным приводом поворота, включающимся при воздействии ленты на вертикальный ролик.

Роlikоопоры для порожняковой ветви изображены на рис. 4.10. Однороlikовая опора (рис. 4.10,а) проста по конструкции, но плохо центрирует ленту. Двухроlikовая опора (рис. 4.10,б) обладает лучшими центрирующими свойствами

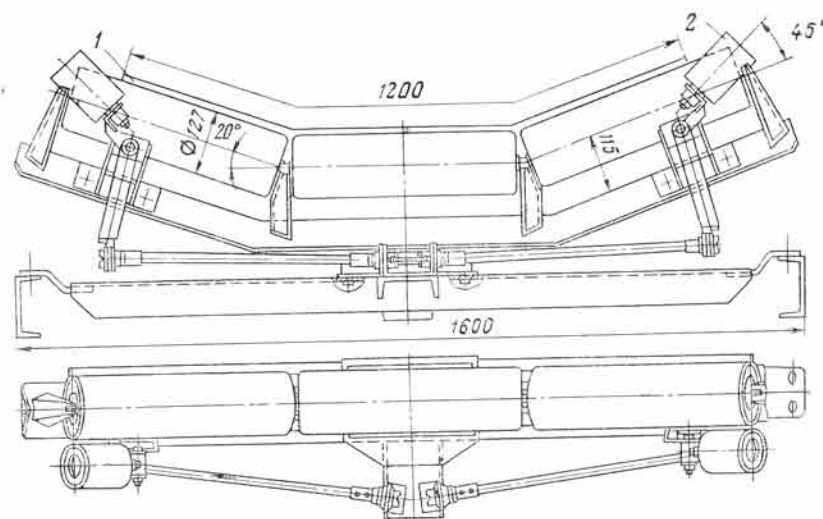


Рис. 4.9. Центрирующая роlikоопора

благодаря лотковости, которую она придает ленте. Двухроlikовая опора с резиновыми дисками (рис. 4.10, в) способствует не только центрированию, но и очистке ленты, так как при небольших смещениях ленты в сторону, которые всегда имеют место, происходит соскребание налипшей горной массы с ее поверхности. В последнее время для центрирования порожняковой ветви стали применять двухроlikовые опоры с обратной лотковостью (рис. 4.10, г), устанавливаемые в зоне высоких натяжений, т. е. вблизи барабанов. Теория и практика показали эффективность такого способа центрирования порожняковой ветви ленты.

Роlikоопоры устанавливают на жесткие металлоконструкции или навешивают на стальные канаты. Жесткие металлоконструкции выполняют из стального проката в виде отдельных секций длиной 5—12 м.

Секции стационарных конвейеров жестко соединяют между собой при помощи болтов и устанавливают их на шпалы или легкие фундаменты. Секции передвижных конвейеров (рис. 4.11, а) соединяют при помощи простейших шарнирных сцепок, позволяющих передвигать конвейер без разборки на секции при помощи специальных передвижчиков.

При движении конвейерной ленты с грузом по роlikоопорам, установленным на жестком ставе, на ленту действуют динамические нагрузки, возникающие от столкновения кусков груза с роlikами. Величина этих нагрузок тем больше, чем выше скорость движения ленты, поэтому на конвейерах с жестким ставом и жесткими роlikоопорами не рекомендуют перемещать грузы крупностью более 300—400 мм. Для грузов, содержащих более крупные куски, рекомендуется применять ставы с двумя параллельно натянутыми стальными канатами, на которые навешиваются подвесные или гирляндные роlikоопоры (рис. 4.11, б). Канаты могут закрепляться в пределах одной секции, тогда в став их собирают аналогично жестким секциям. В других конструкциях натянутые канаты длиной 50—100 м укладывают и закрепляют на Н-образных стойках, устанавли-

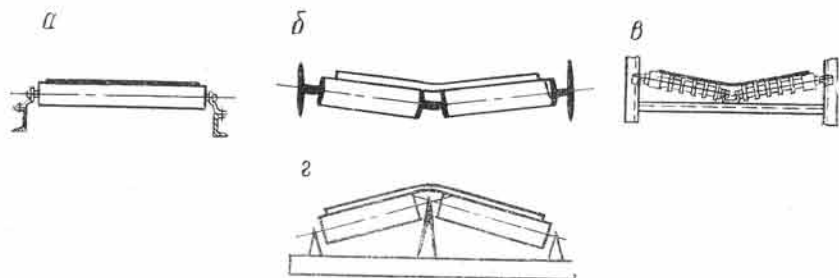


Рис. 4.10. Однороlikовая (а), двухроlikовая (б), двухроlikовая с резиновыми дисками (в) и двухроlikовая с обратной лотковостью (г) опоры порожняковой ветви ленты

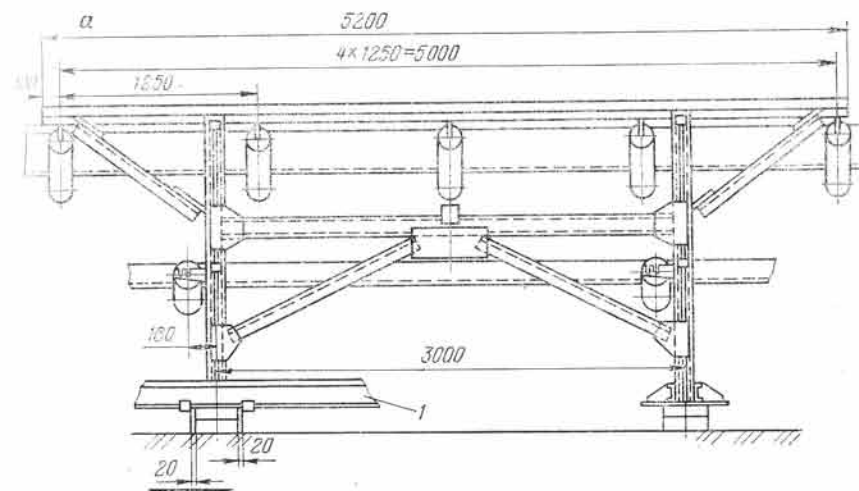
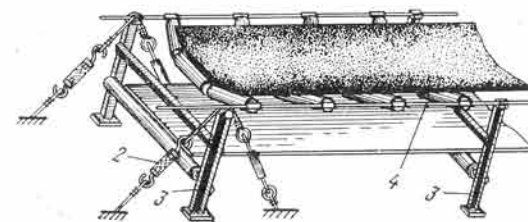


Рис. 4.11. Секции става передвижного ленточного конвейера (а) и канатного става стационарного конвейера (б): 1 — рельс; 2 — стяжка; 3 — Н-образные опоры; 4 — канат



ваемых через каждые 5—6 м. Между стойками на канаты навешивают 3—4 подвесные роlikоопоры для грузовой ветви конвейера, а для порожняковой — роlikоопоры устанавливают непосредственно на стойках.

Перед концевыми станциями монтируют переходные секции, на которых боковые роlikи имеют переменный угол наклона, вследствие чего обеспечивается постепенное уменьшение желобчатости ленты при подходе к барабанам и спуске с них.

Секции става передвижных конвейеров устанавливают на деревянных или металлических шпалах (см. рис. 4.11, а), которые соединяют между собой одной или двумя нитками рельсов. По рельсам могут перемещаться загрузочные устройства на забойных конвейерах и разгрузочная тележка на отвальных конвейерах. Кроме того, рельсы служат связующими звеньями между секциями конвейера при их перемещении тракторным передвижчиком (турнодозером).

Приводные устройства предназначены для передачи тягового усилия от приводного барабана к конвейерной ленте.