

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Кузбасский государственный технический университет  
имени Т. Ф. Горбачева»

А. Ю. Захаров

## **ОСНОВЫ РАСЧЕТА КАРЬЕРНОГО ТРАНСПОРТА**

Учебное пособие

КЕМЕРОВО  
2012

УДК 622.68.002.5

Рецензенты:

Кафедра «Прикладной механики» Кемеровского технологического института пищевой промышленности (зав. кафедрой д-р техн. наук, проф. А. М. Попов)

Заведующий кафедрой вычислительной техники Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Кемеровский государственный университет» д-р физ. мат. наук, проф. Ю. Н. Захаров

**Захаров, А. Ю.** Основы расчета карьерного транспорта : учеб. пособие / А. Ю. Захаров ; КузГТУ. – Кемерово, 2012. – 110 с.

ISBN 978-5-89070-855-7

Рассмотрены современные методы вычисления параметров основных видов карьерного транспорта.

Подготовлено по дисциплине «Транспортные машины» для направления подготовки (специальности) 130409 «Горные машины и оборудование».

Печатается по решению редакционно-издательского совета КузГТУ.

УДК 622.68.002.5

© КузГТУ, 2012

© Захаров А. Ю., 2012

ISBN 978-5-89070-855-7

## Предисловие

За период 1970–2010 гг. объемы добычи основных сырьевых ресурсов в мире характеризовались постоянным ростом: угля – в 2 раза, железной руды – в 3,1 раза, медной руды – в 2,4 раза, бокситов – в 7,3 раза, никеля – в 2 раза. Несмотря на снижение доли угля в общем энергетическом балансе планеты, учитывая рост энергопотребления, главным образом за счет интенсивного индустриального роста в Китае и Индии, объемы добычи угля в ближайшие 10–20 лет будут возрастать и превысят 7 млрд т в год. При этом открытым способом будет добыто 80 % угля.

В угольной промышленности России действует свыше 270 добывающих предприятий, в том числе 108 шахт и 167 разрезов, годовые производственные мощности которых составляют более 350 млн т. За последние 10 лет объемы добычи российского угля выросли на 70 млн т. Программой долгосрочного развития угольной промышленности России к 2030 г. предусмотрен дальнейший рост объемов добычи угля до 400 млн т в год.

Одним из наиболее дорогостоящих и трудоемких производственных процессов при разработке месторождений полезных ископаемых является внутрикарьерное транспортирование горной массы. Транспортные затраты в общей себестоимости добычи полезного ископаемого открытым способом составляют 60–75 % в зависимости от глубины карьера. На процессе транспортирования занято до 55 % трудящихся. Основным направлением открытых горных работ в РФ является создание крупных карьеров большей производительности, а это влечет за собой ведение работ на больших глубинах. В настоящее время около 80 % руд черных и цветных металлов добывается в карьерах глубиной 150–200 м и более. Проектная глубина некоторых железорудных карьеров составляет 400–600 м, производительность – 60 млн т и более. При этом соответственно увеличиваются расстояния транспортирования и значительно возрастают объемы перевозок.

Основным назначением карьерного транспорта является перемещение горной массы от экскаваторных забоев до пунктов разгрузки (отвалов вскрышных пород, складов полезного ископаемого и т. д.). Массы перемещаемого полезного ископаемого и вскрытой породы образуют главные грузопотоки. Помимо главных грузопо-

токов карьерный транспорт обеспечивает перевозку людей и различных вспомогательных грузов (взрывчатые вещества, оборудование, запасные части и т. д.).

Правильный выбор транспортных машин, обеспечивающих главный грузопоток, и дальнейшая их эксплуатация существенно влияют на себестоимость перевозок. Выбор и рациональное распределение машин осуществляются на основе расчета и анализа параметров карьерного транспорта.

Учебное пособие предназначено для изучения курса «Транспортные машины» студентами специальности 130409 «Горные машины и оборудование». Особое внимание уделено вопросам расчетного определения параметров карьерного транспорта. Предложены уточненные методы определения скоростей движения транспортных машин основных видов транспорта. Рассматривается определение средневзвешенных параметров трассы транспортирования на основе нетривиальных доказательств. Учебное пособие содержит технические характеристики основных транспортных машин автомобильного, железнодорожного и конвейерного транспорта. Кроме этого представлены исходные данные и порядок выполнения контрольных заданий.

В основном учебное пособие предназначено для выполнения курсового проекта и соответствующего раздела дипломного проекта.

# 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕВЗВЕШЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАССЫ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ

## 1.1. Понятие о трассе транспортирования

Параметры трасс при эксплуатации железнодорожного и автомобильного транспорта на карьерах необходимо знать в случаях:

- определения скорости движения транспортных средств и их производительности;
- определения необходимого числа транспортных средств для обеспечения заданных грузопотоков;
- определения расхода энергии (топлива) транспортных машин;
- планирования развития горных работ и т. д.

При разработке месторождений открытым способом пункты погрузки и разгрузки изменяют свое положение, поэтому периодически необходимо проводить перерасчет параметров трасс.

Трасса – это линия в пространстве, проходящая вдоль дороги по ее центральной части от погрузочного пункта до пункта разгрузки. Планом трассы называется проекция этой линии на горизонтальную поверхность. Профиль трассы – это проекция развернутой линии трассы на вертикальную поверхность.

Трасса делится на характерные технологические участки:

1. Забойные дороги – характеризуются плохим качеством и небольшими уклонами до 20 %. При использовании автотранспорта длина забойных дорог не превышает, как правило, 30–50 м, и это дороги без покрытия. При использовании железнодорожного транспорта это дороги вдоль уступа, имеющие временный рельсовый (передвижной) путь.

2. Карьерные дороги – выделяются при использовании автотранспорта. Дороги вдоль уступа с покрытием из собственной породы (в лучшем случае из сортированной), как правило, хорошо укатаны, с небольшим уклоном.

3. Траншейные дороги – хорошего качества с большим уклоном 25–80 %. При использовании автотранспорта – с щебеночным покрытием. При использовании железнодорожного транспорта это стационарный рельсовый путь. К траншейным дорогам относятся не только дороги непосредственно в траншее, но и выездные дороги по борту карьера, съезды и т. д.

4. Дороги по поверхности – хорошее качество, небольшой уклон. Данный участок в трассе может отсутствовать, например, при использовании внутреннего отвала.

5. Дороги подъема на отвал (на склад) – хорошее качество, большой уклон.

6. Отвальные дороги – плохое качество, небольшой уклон.

Каждый характерный технологический участок должен иметь следующие параметры: длина, средневзвешенный уклон, средневзвешенное сопротивление от кривизны (при наличии существенных поворотов на данном участке). Данные параметры необходимы для определения скорости движения, производительности и т. д.

Маркшейдеры устанавливают на плане трассы пикеты – отметки высоты от нулевого уровня до данной точки на дороге. Считается, что от одного пикета до следующего дорога имеет одинаковый уклон. В качестве нулевого уровня может быть уровень Балтийского моря или любой условно принятый. Таким образом, горные работы могут проводиться над данным уровнем (как правило, на нагорных предприятиях) или под этим уровнем (глубинное залегание). Расчет уклонов производят по соответствующим формулам:

$$i_k = \frac{h_{c+1} - h_c}{L_k} 1000 \text{ в случае выше нулевого горизонта; } \quad (1.1)$$

$$i_k = \frac{h_c - h_{c+1}}{L_k} 1000 \text{ в случае ниже нулевого горизонта, } \quad (1.2)$$

где  $h_c$  – высота пикета относительно нулевого горизонта, м;  $c$  – номер пикета;  $k$  – номер отрезка трассы между пикетами;  $L_k$  – длина  $k$ -го отрезка трассы от одного пикета до другого, м;  $i_k$  – уклон  $k$ -го отрезка, ‰.

Уклон считается положительным, если транспортное средство движется снизу вверх, если наоборот – то отрицательным.

## 1.2. Определение средневзвешенного уклона

Для сокращения объемов транспортных расчетов на каждом характерном участке определяют средневзвешенный уклон. При

этом коэффициентом весомости является длина участков между пикетами. Таким образом

$$i_{\text{св}} = \frac{\sum_{k=1}^n i_k L_k}{\sum_{k=1}^n L_k}, \quad (1.3)$$

где  $n$  – количество отрезков трассы.

Уклоны противоположных знаков не усредняются.

Если на характерных участках имеются дороги на подъем и спуск, то их сортируют в соответствии со знаком и для каждой группы рассчитываются средневзвешенные значения. Например, средневзвешенный уклон групп отрезков трассы на подъем определяется по следующему выражению:

$$i_{\text{св}}^+ = \frac{\sum i_k^+ L_k^+}{\sum L_k^+}.$$

При расчете карьерного транспорта коэффициент весомости может быть и грузопотоком:  $i_{\text{св}} = \sum i_k Q_j / \sum Q_j$ ,

где  $Q_j$  – производительность  $j$ -го экскаватора.

Трасса может содержать характерные участки (траншейные, дороги по поверхности) протяженностью до двух километров и больше, где может быть установлено до ста и более пикетов. Из-за этого процесс расчета средневзвешенного уклона становится очень трудоемким. В настоящее время на большинстве горных предприятий используют специальные программы для расчета, и уровень вычислительной техники позволяет производить большие расчеты в кратчайшее время, но для этого необходимо произвести ввод всех показателей пикета, а это довольно долго и может повлечь за собой дополнительные ошибки.

В связи с этим предлагается найти средневзвешенный уклон, не рассматривая показания каждого пикета.

Вернемся к формуле (1.3), в ней произведем замену отдельного участка трассы и получим:

$$i_{\text{св.3}} = \frac{\sum_{k=1; c=0}^{n; m} \frac{h_{c+1} - h_c}{L_i}}{\sum_{k=1}^n L_k}, \quad (1.4)$$

где  $m$  – количество пикетов.

В числителе длины  $i$ -го участка трассы сокращаются:

$$i_{\text{св.3}} = \frac{\sum_{c=0}^m (h_{c+1} - h_c) 1000}{\sum_{k=1}^n L_k}. \quad (1.5)$$

Далее распишем сумму:

$$\sum_{c=0}^{m-1} h_{c+1} - h_c = h_1 - h_0 + h_2 - h_1 + h_3 - h_2 + \dots + h_m - h_{m-1}. \quad (1.6)$$

После приведения подобных остаются показания первого и последнего пикетов:

$$\sum_{c=0}^m (h_{c+1} - h_c) = h_m - h_0. \quad (1.7)$$

Следовательно:

$$i_{\text{св.3}} = \frac{h_m - h_0}{\sum_{k=1}^n L_k} 1000. \quad (1.8)$$

В данном случае рассматривалась трасса, находящаяся выше нулевого горизонта, для случая, когда трасса находится ниже нулевого горизонта, вывод аналогичный:

$$\sum_{i=0}^{m-1} h_c - h_{c+1} = h_0 - h_1 + h_1 - h_2 + h_2 - h_3 + \dots + h_{m-1} - h_m; \quad (1.9)$$

$$i_{\text{св.з}} = \frac{h_0 - h_m}{\sum_{k=1}^n L_k} 1000 . \quad (1.10)$$

В итоге можно утверждать, что для расчета параметров характерного технологического участка трассы на подъеме или спуске достаточно воспользоваться первым и последним показанием пикетов, если подъем или спуск непрерывны.

Таким образом, на каждые 100 пикетов трассы сократится количество вычислительных операций на 496 по сравнению с существующей методикой, а в случае использования компьютерного расчета уменьшится количество вводимых данных на 196.

### 1.3. Определение сопротивления движению от кривизны трассы

В случае движения автосамосвала по криволинейному участку он испытывает дополнительное сопротивление, которое можно определить по эмпирической формуле

$$w_k = 30 \frac{200 - R}{200}, \quad (1.11)$$

где  $R$  – радиус кривизны относительно центральной линии дороги.

В случае движения поезда, когда  $R > 300$  м:

$$w_k = \frac{700}{R}, \quad (1.12)$$

если  $R < 300$ :

$$w_k = \frac{900}{R + 100}. \quad (1.13)$$

Для определения радиуса кривизны дороги с плана трассы необходимо:

- выделить начало и конец кривизны участка;
- изменить раствор циркуля и положением центра кривизны подобрать радиус так, чтобы криволинейный участок

максимально описывался;

- перевести по известному масштабу плана трассы величину радиуса в натуральное значение в метрах.

При определении скорости движения транспортного средства необходимо рассчитать средневзвешенное сопротивление от кривизны дороги для каждого характерного участка трассы:

$$w_{k_{св}} = \frac{\sum w_{k_i} L_{k_i}}{L_{хар.уч}}, \quad (1.14)$$

где  $w_{k_i}$  – сопротивление  $i$ -го криволинейного участка;  $L_{k_i}$  – длина криволинейного участка.

Если на характерном участке имеются уклоны различных знаков, то  $W_{k_{св}}$  определяется дважды: на участках на подъем и на участках на спуск.

#### 1.4. Алгоритм расчета трассы отдельного маршрута

1. *Нумерация отрезков трассы между пикетами.*
2. *Определение длины участков трассы между пикетами:*
  - 2.1. Измерение на плане трассы участков между пикетами.
  - 2.2. Перевод с учетом масштаба плана трассы расстояний в натуральную величину в метрах.

3. *Построение исходного профиля трассы.*

По вертикальной оси откладываются значения пикетов, по горизонтальной оси – значение расстояний между пикетами.

4. *Разбиение трассы на характерные участки* (забойные, траншейные и т. д.).

Кроме характерных участков, необходимо показать отрезки дорог с поворотами (без масштаба условно).

5. *Расчет средневзвешенных уклонов характерных участков трассы.*

Если имеются участки на подъем и спуск, то участки сортируются в соответствии со знаком и рассчитываются средневзвешенные значения по формуле (1.3). Целесообразно на характерных участках трассы выделять группы последовательно расположенных пикетов на подъем или спуск и рассчитывать средневзвешенные ук-

лоны по выражению (1.4) или (1.5).

6. *Выделение криволинейных участков.*

При использовании автотранспорта не учитываются повороты с радиусом более 200 м, при железнодорожном транспорте – более 2000 м.

7. *Расчет средневзвешенного сопротивления движения от кривизны дороги для каждого характерного участка трассы (при наличии поворотов):* формулы (1.11), (1.12), (1.13) и (1.14).

8. *Уточнение длины участков трассы.*

Если на рассматриваемой трассе имеются продолжительные участки с большим уклоном (50–80 ‰), то необходимо уточнить их реальную длину по следующей формуле:

$$L = \sqrt{(h_{\text{кон}} - h_{\text{н}})^2 + L_{\text{сп}}^2} ,$$

где  $L_{\text{сп}}^2$  – длина рассматриваемого участка, определенная с плана трассы и переведенная в метры с помощью соответствующего масштаба;  $h_{\text{кон}}$ ,  $h_{\text{н}}$  – значение пикетов конца и начала рассматриваемого участка.

9. *Построение расчетного профиля трассы.*

Расчетный профиль допускается изображать схематично без соблюдения масштаба по осям. Каждый характерный участок трассы должен иметь: средневзвешенный уклон, средневзвешенное сопротивление движению на криволинейных участках и длину. Если на участке в одном направлении имеются и подъемы и спуски, то участок делится на соответствующие две части.

Для лучшего усвоения изложенного материала в прил. 1 представлены схемы трасс для определения средневзвешенных параметров, взятых из планов горных работ разрезов Кузбасса. Для упрощения расчетов трассы имеют только два характерных участка: забойные и траншейные дороги, отделенные друг от друга поперечной чертой. На каждой схеме указан вид транспорта и масштаб.

## 2. ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ТРАНСПОРТ

### 2.1. Определение прицепной массы поезда

Прицепная масса карьерного поезда определяется из двух условий. Первое – движение с установившейся скоростью поезда с загруженными думпками вверх по траншее с руководящим уклоном. Второе – трогание с нормированным ускорением поезда с загруженными думпками. Ускорение при трогании должно находиться в диапазоне  $0,025-0,05 \text{ м/с}^2$ . Уклон трогания выбирается в месте с наиболее тяжелыми условиями. Если разрешен спуск поезда в случае экстренной остановки до ближайшего уступа, то уклон выбирается наибольшим на забойных дорогах, если такого разрешения нет, то уклон принимается равным руководящему.

При определении прицепной массы поезда целесообразно использовать значение не паспортной загрузки, а фактической.

#### Определение фактической загрузки транспортного средства

В случае загрузки транспортного средства одноковшовым экскаватором предполагается следующий расчет:

- Расчет числа ковшей экскаватора по вместимости кузова

$$n_v = \frac{V_B}{Ek_{нк}k_y}, \quad (2.1)$$

где вместимость кузова  $V_B = k_H V_\Gamma$ ;  $V_\Gamma$  – геометрический объем кузова;  $k_H$  – коэффициент наполнения кузова;  $E$  – геометрический объем ковша;  $k_{нк}$  – коэффициент наполнения ковша;  $k_y$  – коэффициент уплотнения.

- Расчет числа ковшей экскаватора по грузоподъемности транспортного средства

$$n_q = \frac{qk_p}{Ek_{нк}\gamma_\psi}, \quad (2.2)$$

где  $q$  – паспортная грузоподъемность транспортного средства;  $k_p$  – коэффициент разрыхления горной массы;  $\gamma_{ц}$  – плотность горной массы в целике.

- Определение загружаемого числа ковшей экскаватора (выбирается меньшее из  $n_v$ ,  $n_q$  и округляется по правилу 0,75).
- Расчет фактической загрузки по массе транспортируемого груза

$$q_{\phi} = \frac{nEk_{нк}\gamma_{ц}}{k_p}, \quad (2.3)$$

где  $n$  – принятое число загружаемых ковшей.

Значения коэффициентов  $k_p$ ,  $k_{нк}$ ,  $k_y$  рекомендуется принимать по табл. 2.1

Таблица 2.1

Значения коэффициентов наполнения ковша экскаватора, разрыхления и уплотнения горной массы, а также плотности горных пород в зависимости от типа экскаватора и категории пород по трудности экскавации

Категория пород по экскавации	Плотность горной массы в целике, $\gamma_{ц}$ , т/м <sup>3</sup>	Коэффициент разрыхления горной массы, $k_p$	Коэффициент наполнения ковша $k_{нк}$ (справочное значение)			Коэффициент уплотнения горной массы, $k_y$
			для мехлопаты < 15 м <sup>3</sup>	для мехлопаты > 15 м <sup>3</sup>	для драглайна	
Глина II	1,50	1,25	0,86	0,86	0,83	0,90
Глина III	1,90	1,30	0,74	0,74	0,69	0,87
Порода III	2,15	1,33	0,74	0,74	0,69	0,87
Уголь III	1,60	1,33	0,74	0,74	0,69	0,87
Порода IV	2,60	1,48	0,66	0,715	0,59	0,84

Для определения прицепной массы карьерного поезда, кроме фактической загрузки думпкаров, необходимо знать уравнение движения поезда при постоянной скорости и при трогании.

## Уравнение движения поезда

Уравнение движения поезда представляет собой математическое выражение зависимости между инерционными силами поезда и равнодействующей силами тяги и сопротивления движению.

$$F = \sum W + M_{\text{пр}} \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad (2.4)$$

где  $F$  – сила тяги;  $W$  – силы сопротивления движению;  $M_{\text{пр}}$  – приведенная масса поезда;  $x$  – величина перемещения;  $t$  – время.

$$M_{\text{пр}} = M_1 + K_{\text{пр}} M_1 = M_1(1 + k_{\text{пр}}),$$

где  $(1 + k_{\text{пр}})$  – коэффициент инерции вращающихся масс, для тяговых агрегатов он равен  $k_{\text{пр}}^{\text{л}} = 0,2-0,3$ , для вагонов  $k_{\text{пр}}^{\text{в}} = 0,03-0,05$ .

$$M_1 = P + Q,$$

где  $P$  – масса локомотива, т;  $Q$  – масса прицепной части поезда, т.

$$M_{\text{пр}} = (1 + k_{\text{пр}})(P + Q);$$

$$\sum W = P(w'_0 \pm g i_p) + Q(w''_0 \pm g i_p),$$

где  $w'_0$  – основное удельное сопротивление движению локомотива, Н/т;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $i$  – уклон дороги, ‰;  $w''_0$  – основное удельное сопротивление движению прицепной части поезда, Н/т.

После соответствующей подстановки уравнение движения можно записать

$$F = P(w'_0 \pm g i_p) + Q(w''_0 \pm g i_p) + 1000[P(1 + k_{\text{пр}}^{\text{л}}) + Q(1 + k_{\text{пр}}^{\text{в}})] \frac{dV}{dt},$$

где  $V$  – скорость движения поезда.

Или в упрощенном виде

$$F = P(w'_0 \pm gi_p) + Q(w''_0 \pm gi_p) + 1000(1 + k_{\text{пр}})(P + Q) \frac{dV}{dt}. \quad (2.5)$$

Для первого условия определения приведенной массы поезда необходимо уравнение движения при установившейся скорости, то есть без сил инерции:

$$F = P(w'_0 \pm gi) + Q(w''_0 \pm gi). \quad (2.6)$$

Выделив  $Q$  из данного уравнения, получим величину прицепной массы поезда

$$Q = \frac{P(1000g\psi - w'_0 - gi_p)}{w''_0 + gi_p}. \quad (2.7)$$

Решив уравнение трогания (2.5) относительно  $Q$ , предполагая, что ускорение принимает значение равное нормированной величине  $a$ , то есть постоянной, получим следующее выражение:

$$Q = \frac{P(1000g\psi_{\text{тр}} - w'_0 - w_{\text{тр}} - gi_{\text{тр}} - 1080a)}{w''_0 + w_{\text{тр}} + gi_{\text{тр}} + 1080a}. \quad (2.8)$$

Из двух полученных значений прицепной массы необходимо выбрать меньшее и определить число прицепных думпкаров. Для этого

$$n' = \frac{Q}{q + q_{\text{ф}}},$$

где  $q$  – собственная масса думпкара (масса тары);  $q_{\text{ф}}$  – фактическая загрузка думпкара;  $n'$  – не округленное число думпкаров в составе.

После округления числа  $n'$  до ближайшего меньшего целого числа получим окончательное значение прицепной массы поезда

$$Q = n(q + q_{\text{ф}}),$$

где  $n$  – округленное число думпкаров в составе.

## 2.2. Определение расчетной скорости движения поезда

### 2.2.1. Расчет скорости поезда по тяговой способности локомотива

Определение скорости движения локомотивосостава необходимо для определения производительности железнодорожного транспорта, расхода энергии, построения графиков движения и т. д. Скорость можно определить по соответствующей справочной таблице для усредненных условий эксплуатации. Однако в реальных условиях эксплуатации параметры трассы транспортирования могут существенно отличаться от усредненных параметров, поэтому возможны значительные ошибки при определении скорости и соответственно показателей, где фигурирует скорость локомотивосостава. Студенты, изучающие курс транспортных машин, должны научиться решать технические задачи с использованием расчетных скоростей, что позволит им более точно и глубоко выполнять анализ производственных ситуаций с целью повышения эффективности использования экскаваторно-транспортного оборудования. В свою очередь, чтобы знать расчетные скорости движения на характерных (забойные траншейные и т. д.) участках трассы, надо определить скорости по условию безопасности движения и по условию реализации мощности привода локомотива (по тяговой способности).

Таким образом, требуется получение навыков по определению максимально возможной скорости при конкретных условиях движения, по тяговой способности локомотива исходя из тяговой (рис. 2.4–2.10) характеристики и уравнения движения.

Уравнение движения локомотивосостава на прямолинейном участке имеет следующий вид:

$$F = P(w'_0 \pm gi) + Q(w''_0 \pm gi) + 1000(P + Q)(1 + k_{\text{пр}}) \frac{dv}{dt},$$

где  $P$  – масса локомотива, т;  $w'_0$  – основное удельное сопротивление движения локомотива, Н/т;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $i$  – уклон дороги, ‰;  $Q$  – прицепная масса поезда, т;  $w''_0$  – основное удельное сопротивление движения прицепной части поезда,

$H/t$ ;  $k_{пр}$  – коэффициент приведения учитывает массу вращающихся частей в локомотивосоставе;  $v$  – скорость движения, м/с;  $t$  – время, с.

При проведении инженерных расчетов карьерного железнодорожного транспорта делаются допущения о том, что на каждом характерном участке трассы скорость локомотивосостава постоянна, а при переходе с одного участка на другой скорость изменяется мгновенно. Поэтому достаточно воспользоваться уравнением движения с постоянной скоростью

$$F = P(w'_0 \pm gi) + Q(w''_0 \pm gi). \quad (2.9)$$

Исходными данными для поставленной задачи являются: тип локомотива, тип и количество думпкаров в составе, фактическая загрузка думпкаров, уклон дороги, направление движения.

Масса локомотива  $P$  определяется в зависимости от типа (см. табл. 2.6). Прицепная масса локомотивосостава рассчитывается в зависимости от режима движения.

Для груженого состава

$$Q = (q_T + q_{ф})n,$$

где  $q_T$  – собственная масса думпкара (определяется по табл. 2.2);  $q_{ф}$  – фактическая загрузка (масса груза в кузове) – если не задается, то принимается равной паспортной грузоподъемности;  $n$  – количество думпкаров в составе.

Для порожнего состава

$$Q = q_T n.$$

Основное удельное сопротивление движения локомотива  $w'_0$  рассчитывается по соответствующей формуле, приведенной в табл. 2.3 в зависимости от типа локомотива и условий движения. В данной таблице приведены более точные формулы в виде полинома второй степени и менее точные, полученные путем линеаризации этих полиномов. Пример линеаризации приведен на рис. 2.1.

Таблица 2.2

## Технические характеристики думпкаров

Параметры	6BC-60	BC-85	2BC-105	BC-136	2BC-180
Грузоподъемность, т	60	85	105	136	180
Объем кузова геометрический, м <sup>3</sup>	26,2	38,0	48,5	68,0	58,0
Масса тары вагона, т	29,0	35,0	48,0	67,5	68,0
Коэффициент тары	0,484	0,41	0,45	0,50	0,38
Число осей, шт.	4	4	6	8	8
Нагрузка на ось, кН	218	294	250	249	304
Число разгрузочных цилиндров, шт.	4	4	6	8	8
Угол наклона кузова при разгрузке, град	45	45	45	45	45

Таблица 2.3

Основное удельное сопротивление движению локомотивов  $w'_0$ , Н/т

Тип локомотива	Серия	Формула вычисления $w'_0$ для режимов	
		Тяговый режим	Движение без тока
Промышленные электровозы постоянного тока с сочлененными тележками	21E, 26E	$w'_0 = 29 + 0,8v$	$w'_0 = 29 + 0,8v$
	EL1, EL		
Для промышленных электровозов и тяговых агрегатов постоянного тока с независимыми тележками	Д 94	$w'_0 = 26 + 0,7v + 0,02v^2$ Или менее точная: $w'_0 = 22,5 + 1,4v$	$w'_0 = 35 + 0,1v + 0,02v^2$ Или менее точная: $w'_0 = 31,5 + 0,8v$
	ПЭ2м		
	ПЭ3Т		
	ОПЭ1		
	ОПЭ1А		
	ОПЭ1Б		
	EL10		
EL20			
Для магистральных и маневровых тепловозов с электрической передачей	ТЭ3	$w'_0 = 30 + 0,1v + 0,002v$ Или менее точная: $w'_0 = 29,7 + 0,17v$	$w'_0 = 35 + 0,1v + 0,002v$ Или менее точная: $w'_0 = 34,7 + 0,17v$
	ТЭМ1		
	ТЭМ2		
	ТЭМ7		
Для тепловозов с гидромеханической передачей	ТГМ1	$w'_0 = 25 + 0,13v + 0,003$ Или менее точная: $w'_0 = 24,5 + 0,24v$	$w'_0 = 25 + 0,34v + 0,001$ Или менее точная: $w'_0 = 24,8 + 0,38v$
	ТГМ2		

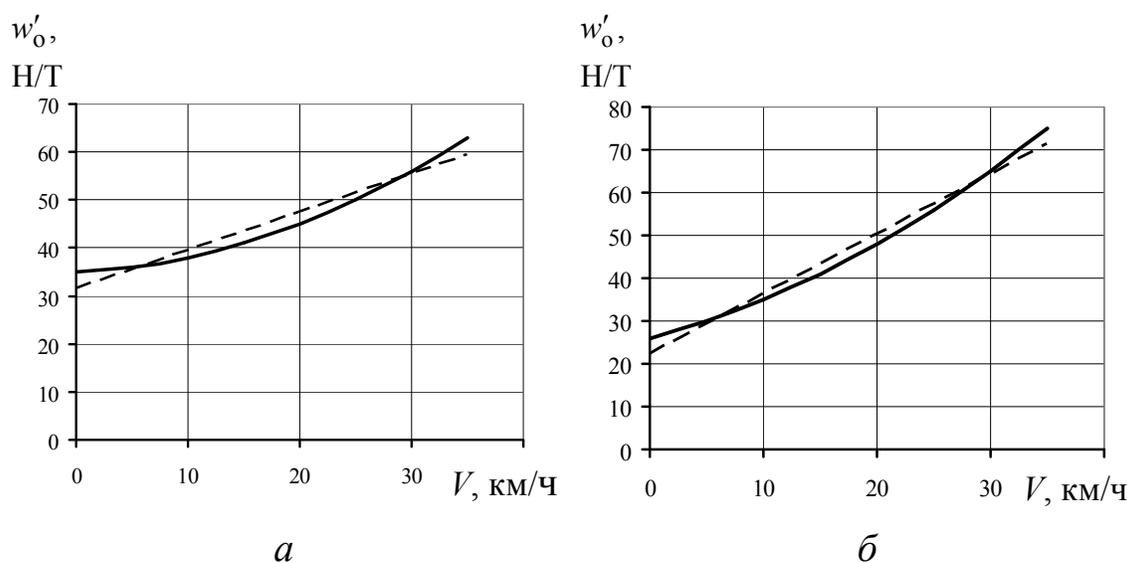


Рис. 2.1. Пример линейзации зависимости  $w'_0 = f(v)$  для тягового агрегата ОПЭ1: *a* – в режиме тяги; *б* – без тока

Для думпкаров основное удельное сопротивление движению  $w''_0$  рассчитывается по соответствующей формуле, приведенной в табл. 2.4, в зависимости от его типа и условий движения.

Таблица 2.4

Основные удельные сопротивления  $w''_0$  движению думпкаров по постоянным путям, Н/т

Тип вагона	Режимы	
	груженный (думпкар)	порожный (думпкар)
6BC-60	$w''_0 = 27 + 0,3v$	$w''_0 = 35 + 0,4v$
BC-85	$w''_0 = 31 + 0,2v$	$w''_0 = 40 + 0,3v$
2BC-105, BC-180	$w''_0 = 36 + 0,4v$	$w''_0 = 48 + 0,5v$

В уравнение (2.9), косвенно, посредством удельного сопротивления движению  $w_0$ , входит скорость  $v$ , поэтому нельзя определить требуемую силу тяги  $F$  для заданных условий движения (уравнение с двумя неизвестными). Такие задачи относятся к трансцендентному типу, которые решаются численным или графическим методами. Для определения скорости движения локомотивосостава по тяговой способности локомотива студенты могут воспользоваться любым из

рассмотренных методов.

### Графический метод определения скорости

Суть данного метода заключается в поиске точки пересечения тяговой характеристики  $F = f(v)$  с графиком зависимости суммы сил сопротивления движению от скорости  $\Sigma W = f(v)$ . В точке пересечения достигается равенство  $F = \Sigma W$ , что соответствует условию уравнения (2.9).

Запишем сумму сил сопротивления движения локомотивосостава в следующем виде:

$$\Sigma W = P(w'_0 \pm gi) + Q(w''_0 \pm gi). \quad (2.10)$$

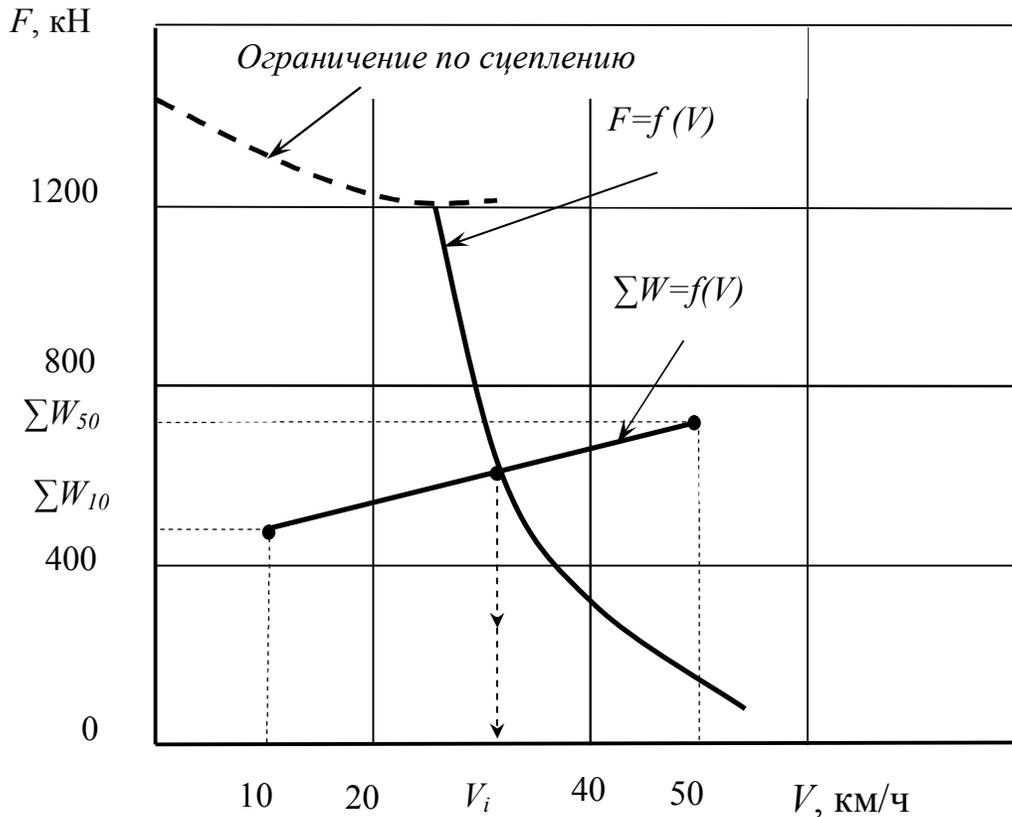


Рис. 2.2. Построение графика  $\Sigma W = f(v)$  и точки пересечения с тяговой характеристикой  $F = f(v)$

Чтобы построить в координатах тяговой характеристики локомотива требуемый график, необходимо определиться, по какой формуле будет вычисляться  $w'_0$ . Допустим, требуется менее точный расчет, поэтому будем использовать выражения из табл. 2.3 линейного вида. Тогда график  $\Sigma W = f(v)$  будет линейным (рис. 2.3) и для его построения достаточно иметь две точки.

Для этого необходимо:

- 1) задаться скоростью (например,  $v = 10$  км/ч) и рассчитать по выражению (2.10)  $\Sigma W_{10}$ ;
- 2) нанести соответствующую точку в координатах тяговой характеристики локомотива;
- 3) задаться скоростью  $v = 50$  км/ч и рассчитать по выражению (2.10)  $\Sigma W_{50}$ ;
- 4) нанести соответствующую точку в координатах тяговой характеристики локомотива;
- 5) построенные две точки соединить прямой линией;
- 6) точку пересечения графиков  $F = f(v)$  и  $\Sigma W = f(v)$  спроецировать на ось скоростей и определить искомую скорость.

В случае если график зависимости  $\Sigma W = f(v)$  не пересекает график  $F = f(v)$ , а пересекает кривую ограничения по сцеплению, то проецировать необходимо полученную точку пересечения.

При необходимости определения скорости движения локомотивосостава на характерном участке трассы, имеющем повороты, следует учитывать средневзвешенное сопротивление от кривизны пути по следующему выражению:

$$\Sigma W = P(w'_0 \pm gi + w_{\text{КСВ}}) + Q(w''_0 \pm gi + w_{\text{КСВ}}). \quad (2.11)$$

Если требуется более точный расчет, т. е. в табл. 2.3  $w'_0$  вычисляется по выражению в виде полинома второй степени, то зависимость  $\Sigma W = f(v)$  будет нелинейная, и для ее построения необходимо, по крайней мере, три точки.

### **Итерационный метод определения скорости**

Исходными данными для предлагаемого метода являются: уравнение движения локомотивосостава при установившейся ско-

рости (2.9) и тяговая характеристика локомотива (рис. 2.3).

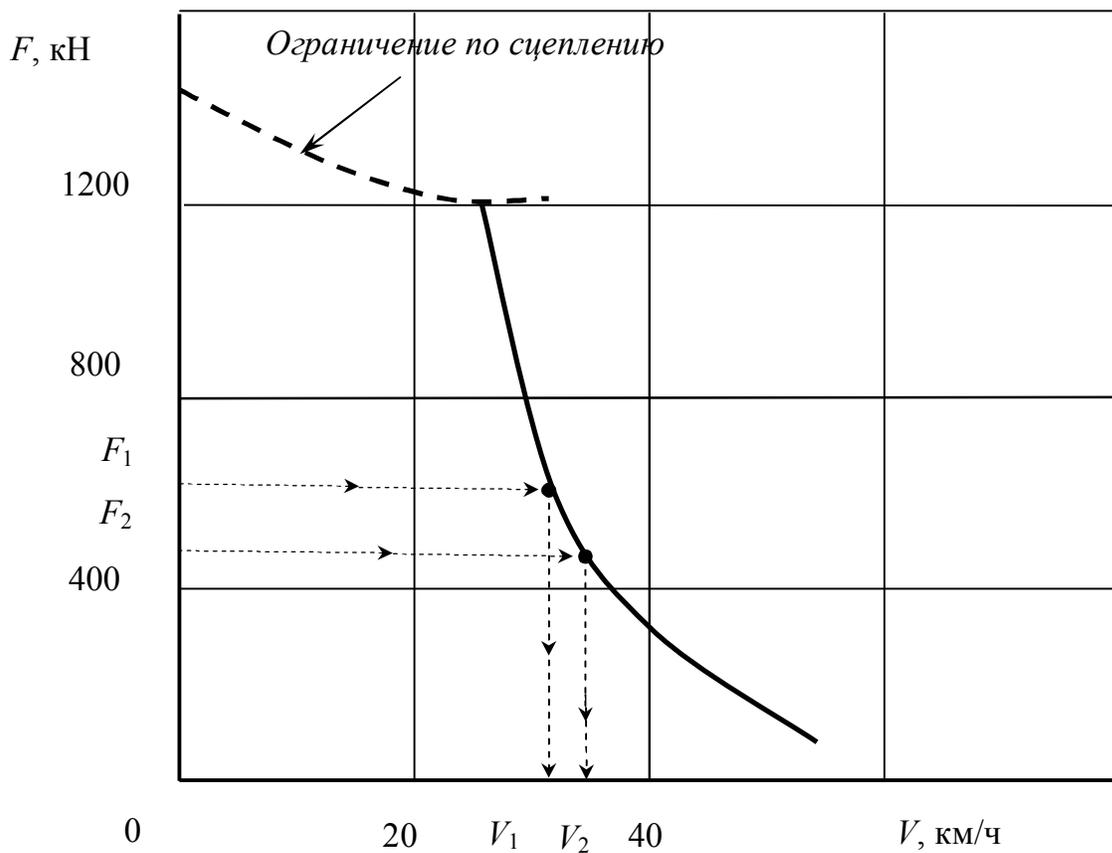


Рис. 2.3. Реализация итерационного метода определения скорости движения локомотивосостава

Алгоритм метода:

- 1) задаемся произвольной скоростью движения  $V_0$ ;
- 2) вычисляем  $F_1$  по уравнению (2.9);
- 3) по тяговой характеристике (рис. 2.3) определяем в зависимости от  $F_1$  соответствующую скорость  $V_1$ ;
- 4) сравниваем первоначальную скорость  $V_0$  с полученной  $V_1$ . После анализа делается следующее приближение значения скорости (например, методом деления интервала пополам);
- 5) рассчитываем значение  $F_2$  по уравнению (2.9) при принятом приближении скорости движения;
- 6) по значению  $F_2$  определяем соответствующее значение скорости  $V_2$ .

Итерации продолжаются до тех пор, пока отличие задаваемой скорости от полученной не будет превышать заданной точности.

В табл. 2.5 представлены исходные данные для индивидуальной работы студентов.

Таблица 2.5  
Варианты заданий для индивидуальной работы

Вариант	Число думпкаров	Уклон, ‰	Локомотив	Режим движения	Думпкары
1	5	50	ОПЭ1 (3-секц.)	контактный	ВС-60
2	6	40	ОПЭ1 (3-секц.)	контактный	ВС-85
3	7	30	ОПЭ1 (3-секц.)	контактный	ВС-105
4	8	20	ОПЭ1 (3-секц.)	контактный	ВС-145
5	9	10	ОПЭ1 (3-секц.)	контактный	ВС-180
6	8	35	ОПЭ1 (2-секц.)	контактный	ВС-60
7	7	25	ОПЭ1 (2-секц.)	контактный	ВС-85
8	6	15	ОПЭ1 (2-секц.)	автономный	ВС-105
9	6	5	ОПЭ1 (2-секц.)	автономный	ВС-145
10	8	0	ОПЭ1 (2-секц.)	автономный	ВС-180
11	9	30	ОПЭ1А (3-секц.)	контактный	ВС-60
12	10	25	ОПЭ1А (3-секц.)	контактный	ВС-85
13	11	20	ОПЭ1А (3-секц.)	автономный	ВС-105
14	8	15	ОПЭ1А (3-секц.)	автономный	ВС-145
15	11	10	ОПЭ1А (3-секц.)	контактный	ВС-180
16	7	4	ОПЭ1Б (3-секц.)	автономный	ВС-60
17	8	15	ОПЭ1Б (3-секц.)	автономный	ВС-85
18	9	10	ОПЭ1Б (3-секц.)	автономный	ВС-105
19	10	5	ПЭ2М (3-секц.)		ВС-180
20	11	8	ПЭ2М (3-секц.)		ВС-180
21	5	15	ТЭМ7		ВС-60
22	5	10	ТЭМ7		ВС-85
23	5	20	ТЭМ7		ВС-105
24	5	5	ЕЛ1		ВС-180
25	4	0	ЕЛ1		ВС-180

Таблица 2.6

## Технические характеристики карьерных электровозов и тяговых агрегатов

Параметры	Электровоз постоянно- го тока	Тепловозы с электроме- хан. передачей	Тяговые агрегаты постоянного тока		Тяговые агрегаты переменного тока			
	EL1	ТЭМ7	ПЭЗТ	ПЭ2М	ОПЭ1	ОПЭ1 2 секции	ОПЭ1А	НП1
Сцепная масса, т	150	180	372	368	360	240	372	372
Состав тягового агрегата	-	-	ЭУ+ДС+МД	ЭУ+МД+МД	ЭУ+ДС+МД	ЭУ+МД	ЭУ+ДС+МД	ЭУ+2М+Д
Осевая формула	$2_0+2_0+2_0$	$(2_0+2_0)-(2_0+2_0)$	$3 \cdot (2_0-2_0)$	$3 \cdot (2_0-2_0)$	$3 \cdot (2_0-2_0)$	$2 \cdot (2_0-2_0)$	$3 \cdot (2_0-2_0)$	$3 \cdot (2_0-2_0)$
Напряжения сети, В	1500	3000	3000	3000	10000	10000	10000	10000
Часовой режим: мощность, кВт	-	1470	5325	5460	6480	3550	5325	6610
тяговое усилие, кН	-	-	662	694	810	441	662	834
Скорость, км/ч	30	10,3	29,5	28,9	30	29,5	29,5	28,5
Мощность дизеля автономного пи- тания, кВт	-	1470	1470	-	1470	-	1100	-
Наименьший ра- диус кривой, м	50	-	80	80	80	80	80	60
Длина по осям ав- тосцепок, мм	-	21500	51306	51306	59900	39933	51306	54680

**Примечание:** ЭУ – электровоз управления, ДС – дизельная секция, МД – моторный думпкар.

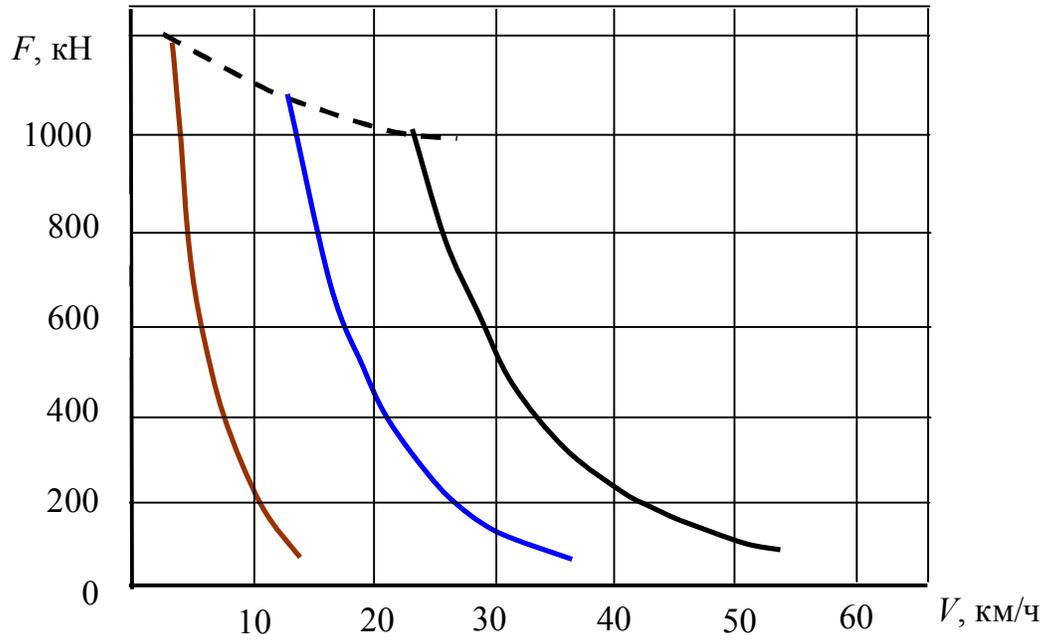


Рис. 2.4. Тяговая характеристика агрегата ОПЭ1 (три секции) в контактном режиме движения

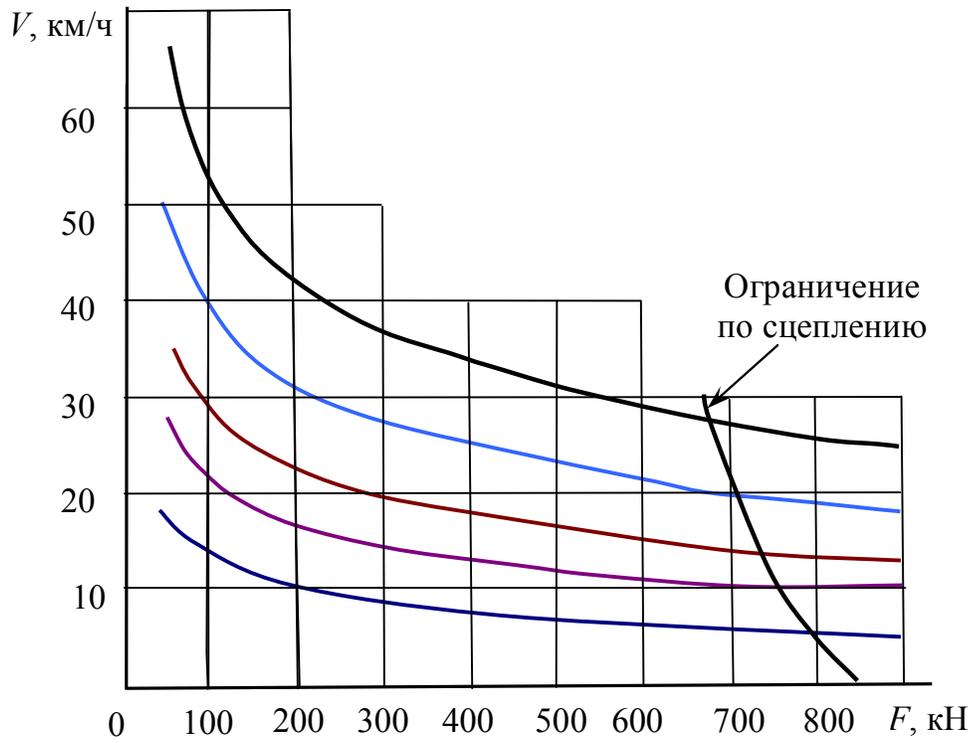


Рис. 2.5. Тяговая характеристика агрегата ОПЭ1 (две секции) в контактном режиме движения

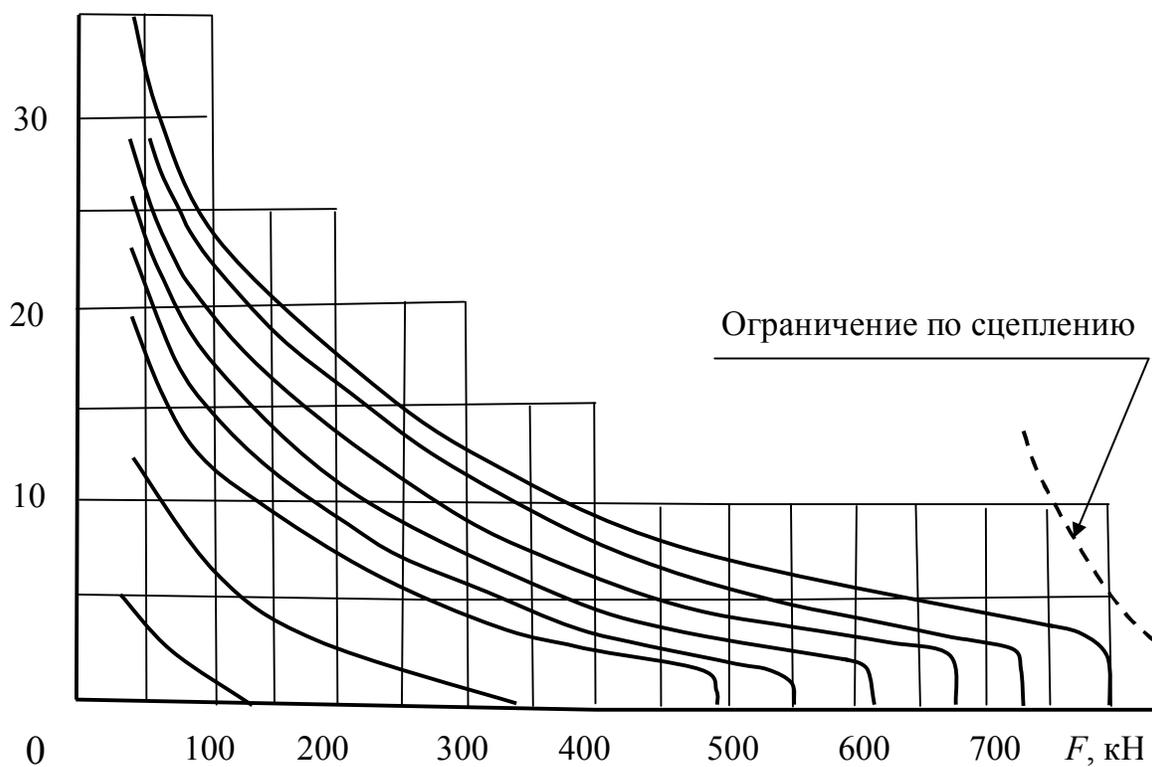
$V, \text{ км/ч}$ 

Рис. 2.6. Тяговая характеристика ОПЭ1 (две секции ЭУ+АС) в автономном режиме движения

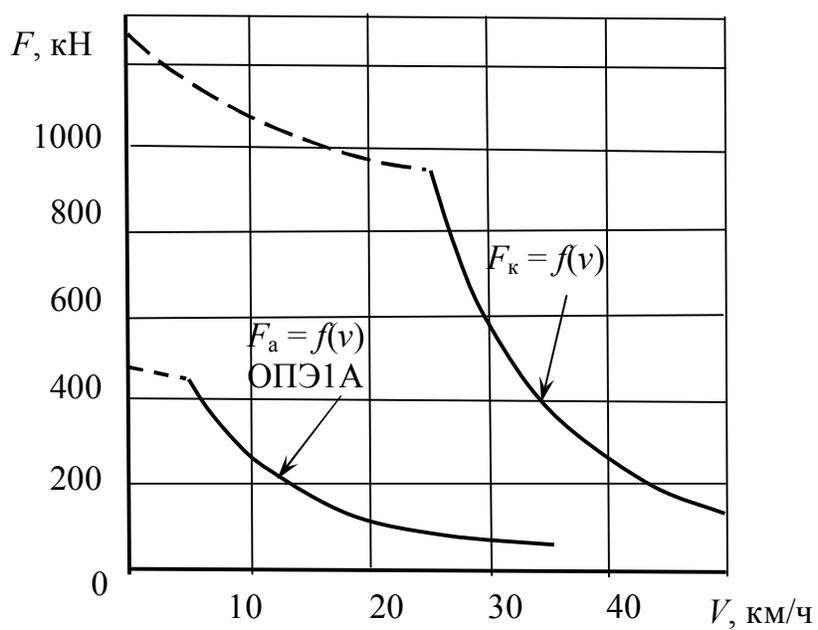


Рис. 2.7. Тяговая характеристика агрегата ОПЭ1А:  
 $F_k = f(v)$  – контактный режим;  $F_a = f(v)$  – автономный режим движения

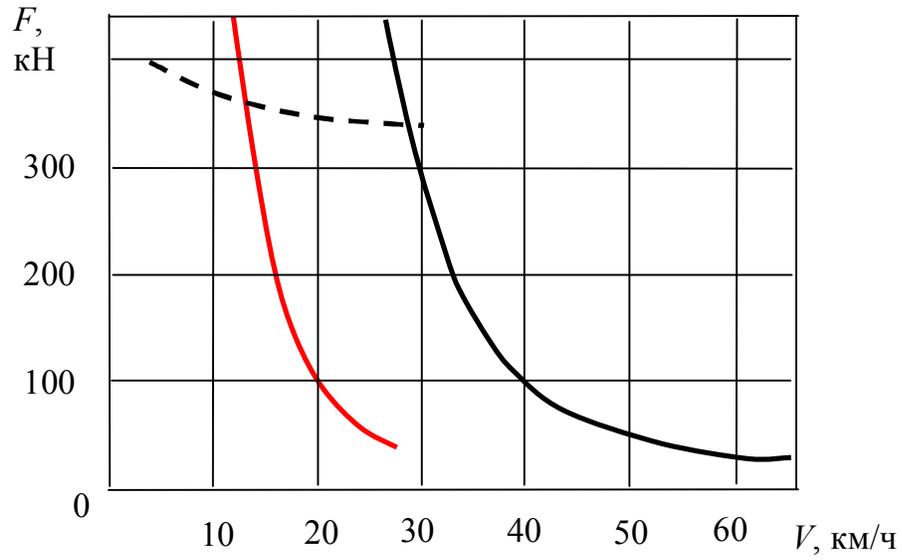


Рис. 2.8. Тяговая характеристика агрегата ПЭ2М (три секции) в контактном режиме движения

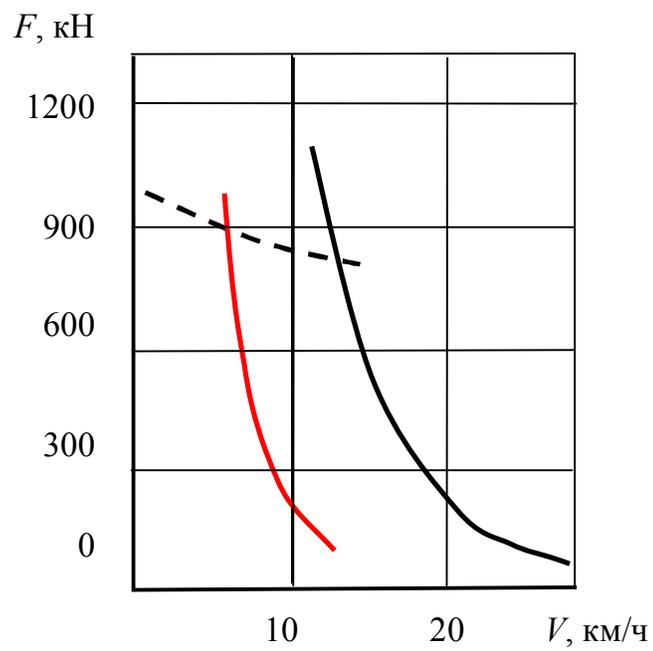


Рис. 2.9. Тяговая характеристика электровоза EL1

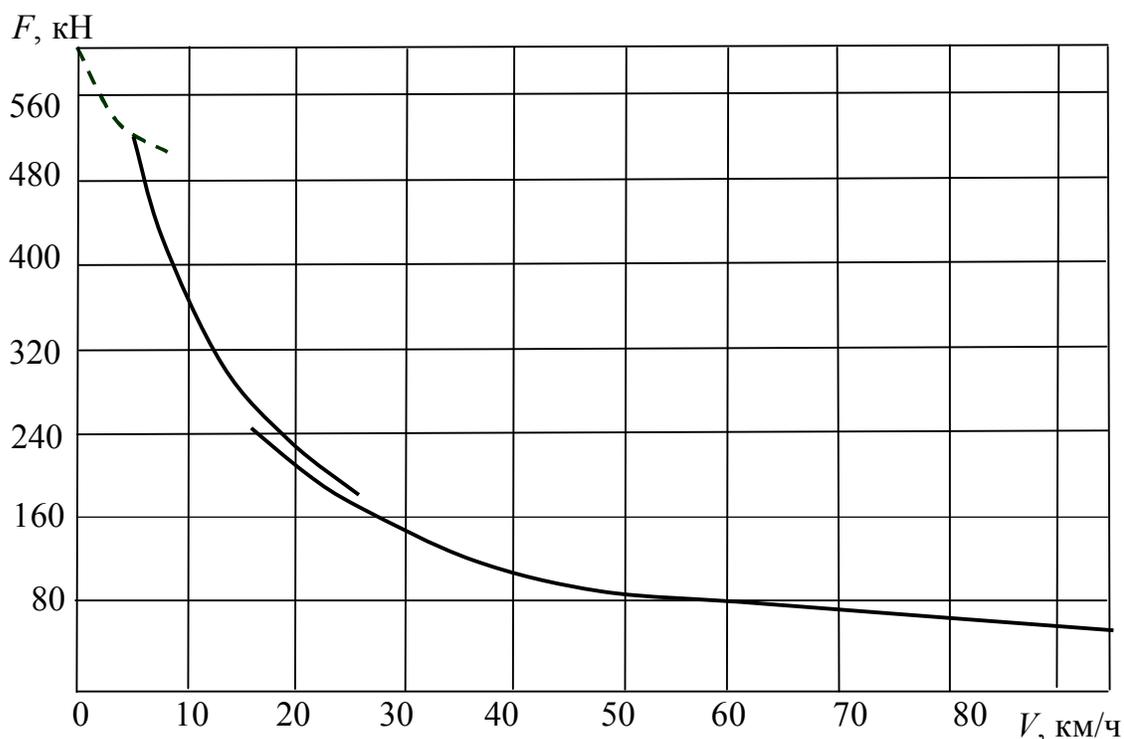


Рис. 2.10. Тяговая характеристика тепловоза ТЭМ7

### 2.2.2. Расчет скорости по условию безопасности движения

На карьерном железнодорожном транспорте применяются следующие способы торможения подвижного состава:

- фрикционное торможение, осуществляемое с использованием силы трения, возникающей при воздействии тормозных колодок на колеса или рельс (фрикционные тормоза по способу управления разделяются на: пневматические, электропневматические, электромагнитные);

- электрическое (электродинамическое) торможение, осуществляемое переводом тяговых двигателей электровозов на работу в генераторном режиме. При этом различают рекуперативное торможение с возвращением вырабатываемой энергии в контактную сеть и электродинамическое – с поглощением тепла в окружающую среду.

Основным видом торможения поездов на карьерах является

фрикционное, осуществляемое прижатием тормозных колодок к колесам локомотива и вагонов.

Тормозной путь поезда зависит от многих параметров системы «поезд – рельсовый путь»: начальной скорости движения поезда, вида локомотива, вида и количества вагонов в составе, вида торможения (фрикционное, электрическое), вида тормозных колодок (чугунные, композиционные) и их количества, уклона рельсового пути и т. д. Влияние этих параметров на тормозной путь поезда рассматривается ниже.

### Теоретические предпосылки

Тормозные средства поезда должны обеспечивать его движение и остановку на длине тормозного пути  $L$  в зависимости от начальной скорости движения  $V$  (рис. 2.11). Кривая, изображенная сплошной линией на рис. 2.11, имеет нелинейный характер и называется тормозной характеристикой поезда.

Полный тормозной путь поезда включает в себя подготовительный и действительный тормозные пути:

$$L = L_{\text{п}} + L_{\text{д}}, \quad (2.12)$$

где  $L_{\text{п}}$  – подготовительный путь торможения, проходимый поездом за время  $t_{\text{п}}$ , которое складывается из времени реакции машиниста локомотива и времени приведения тормозов в действие;  $L_{\text{д}}$  – действительный тормозной путь (торможение при непосредственном взаимодействии тормозных колодок с колесами).

На железных дорогах подготовительный путь торможения принято определять по формулам:

при уклонах  $i \leq 20 \text{ ‰}$

$$L_{\text{п}} = \frac{1000V_{\text{н}}t_{\text{п}}}{3600}; \quad (2.13)$$

при уклонах  $i > 20 \text{ ‰}$

$$L_{\Pi} = \frac{1000V_{\text{н}}t_{\Pi}}{3600} + 4,62 \cdot 10^{-4}(gi - w_0)t_{\Pi}^2, \quad (2.14)$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $w_0$  – основное удельное сопротивление движению поезда, Н/т;  $V_{\text{н}}$  – начальная скорость движения.

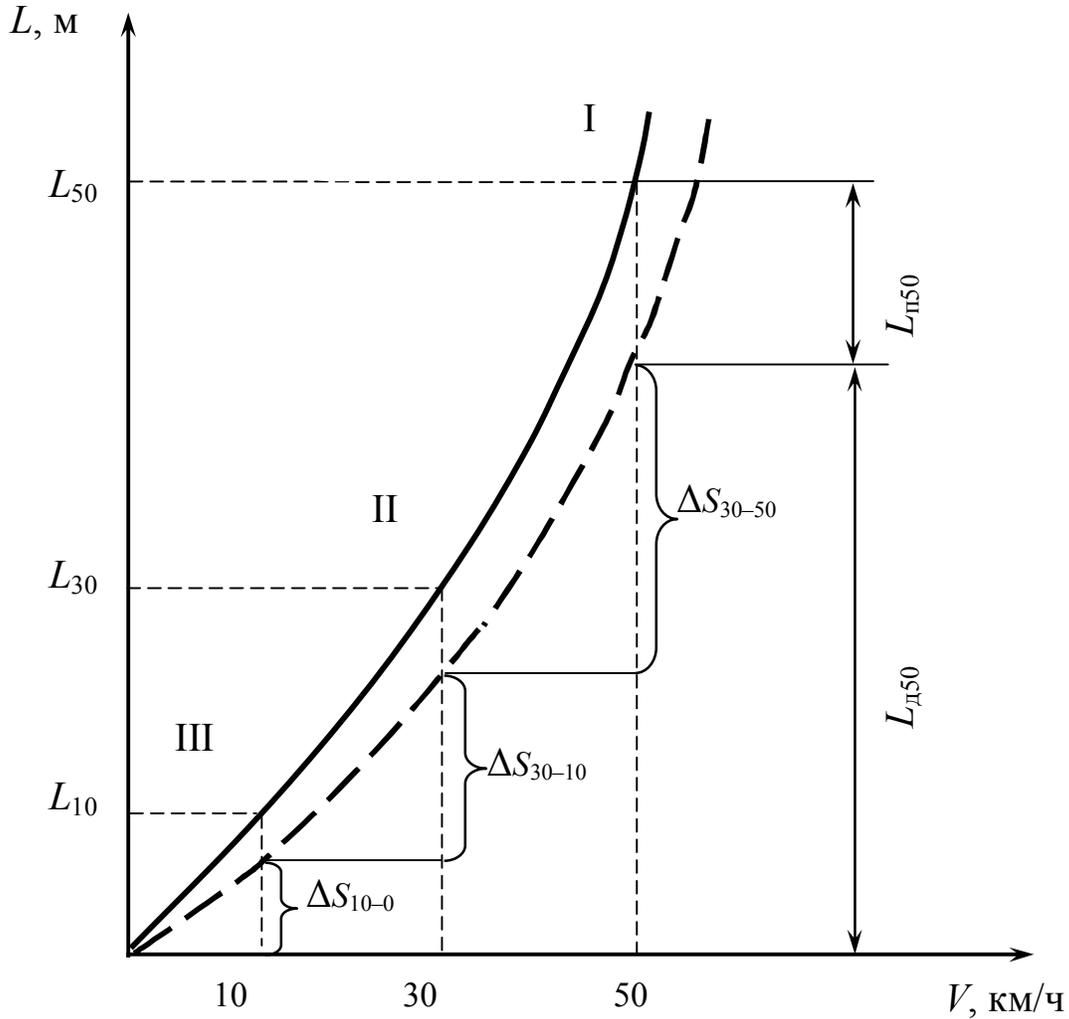


Рис. 2.11. Тормозная характеристика поезда при экстренном торможении

Время подготовки  $t_{\Pi}$  в зависимости от способа управления тормозами принимается равным 4–5 с при пневматическом приводе и 0,5 с – при электрическом приводе.

В процессе экстренного торможения скорость движения поез-

да изменяется от начальной до нулевой. Для того чтобы учесть влияние скорости на величину удельного сопротивления движению и величину коэффициента трения тормозной колодки о колесо, начальная скорость движения поезда разбивается на интервалы и в каждом интервале определяется действительный тормозной путь  $L_d$  по среднему значению скорости в соответствующем интервале. Таким образом:

$$L_d = \Delta S_{2-1} + \Delta S_{3-2} + \dots + \Delta S_{n-1-n}. \quad (2.15)$$

Причем точность расчетов будет тем выше, чем больше будет взято число интервалов скоростей в пределах от начальной  $V_n$  до нулевой. В качестве примера на рис. 2.11 начальная скорость поезда перед торможением принята равной 50 км/ч с разбиением ее на три интервала (50–30; 30–10; 10–0). В основу определения действительных тормозных путей  $\Delta S_i$  в принятых интервалах скоростей положены следующие теоретические предпосылки.

Как известно из курса теоретической механики, основное уравнение динамики для несвободной материальной точки имеет вид

$$m a = \sum_{i=1}^n F_i ,$$

где  $m$  и  $a$  – соответственно масса и ускорение материальной точки;  $\sum_{i=1}^n F_i$  – векторная сумма всех действующих на материальную точку сил.

Для получения уравнения движения поезда примем допущение о том, что большинство его точек движется поступательно, а вращение некоторых элементов, совершающих плоскопараллельное движение (колеса поезда и вагонов, роторы электродвигателей, отдельные узлы в трансмиссиях и т. д.), учтем коэффициентом приведения  $k_{пр}$ . Тогда по теореме о поступательном движении твердого тела все точки поезда будут двигаться по одинаковым совпадающим при наложении траекториям и иметь в данный момент времени равные скорости и ускорения.

Следовательно, уравнение движения несвободной механической системы (поезда) будет таким же, как и уравнение движения

одной несвободной точки, за исключением точек, находящихся в элементах, совершающих плоскопараллельное движение. Повышенный запас кинетической энергии этих элементов (за счет вращательного движения) будет учитываться коэффициентом  $k_{пр}$ .

Спроецировав основное уравнение динамики на направление движения поезда (рис. 2.12), получим

$$ma = \pm G \sin \alpha + W_0 + B_k, \quad (2.16)$$

где  $\pm G \sin \alpha$ ,  $W_0$ ,  $B_k$  – соответственно составляющая веса поезда (скатывающая сила), сила основного сопротивления движению, тормозное усилие, кН.

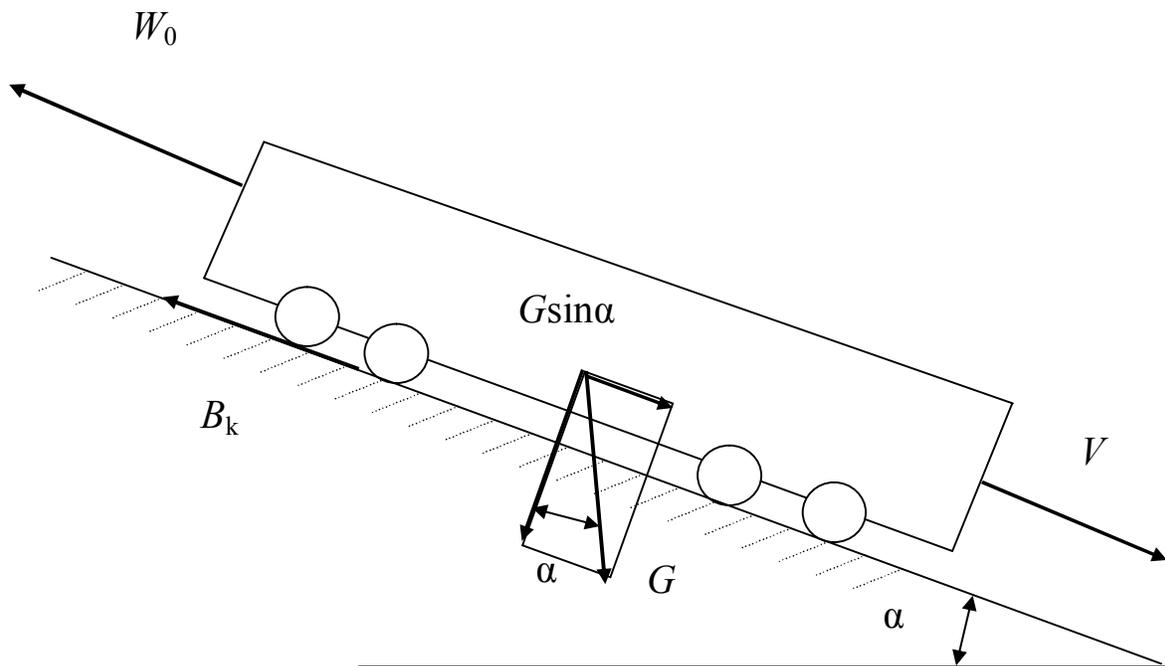


Рис. 2.12. Расчетная схема для записи дифференциального уравнения движения поезда

Ускорение  $a$ , массу  $m$  и элементарный путь  $dS$  можно записать в виде

$$a = \frac{dV}{dt}; \quad m = 1\,000(1 + k_{\text{пр}})(P + Q); \quad dS = Vdt,$$

где  $P$  и  $Q$  – массы локомотива и прицепной части состава, т;  $(1 + k_{\text{пр}})$  – коэффициент приведения, учитывающий инерцию вращающихся масс, равный 1,2–1,3 – для тяговых агрегатов, 1,03–1,05 – для груженых вагонов, 1,08 – для эксплуатационных расчетов.

После подстановки этих равенств в (2.16) и небольших преобразований получим

$$dS = \frac{1000(1 + k_{\text{пр}})VdV}{G \sin \alpha} + \frac{W_0}{P + Q} + \frac{B_k}{P + Q}$$

или в удельной форме

$$dS = \frac{VdV}{C(\pm gi + w_0 + b)}, \quad (2.17)$$

где  $C = 1/1\,000(1 + k_{\text{пр}})$  – инерционный параметр;  $I = 1000 \operatorname{tg} \alpha \approx \approx 1000 \sin \alpha$  – уклон в промилях, так как угол при локомотивной тяге не превышает  $4^\circ$ . Поэтому можно допустить  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$ ;  $w_0 = W_0/(P + Q)$  – удельная сила сопротивления на 1 т состава, Н/т;  $b = B_k/(P + Q)$  – удельная тормозная сила на 1 т состава, Н/т.

После интегрирования равенства (2.17) в соответствующих пределах найдем действительный тормозной путь на рассматриваемом интервале скоростей

$$\Delta S_{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} \frac{VdV}{C(\pm gi + w_0 + b)} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2(\pm gi + w_0 + b)}.$$

Считая за начальную скорость  $V_{\text{н}} = V_2$ , а за конечную  $V_{\text{к}} = V_1$ , получим

$$\Delta S_{1-2} = \frac{1000(1 + k_{\text{пр}})(V_{\text{н}}^2 - V_{\text{к}}^2)}{2 \cdot 3,6(\pm gi + w_0 + b)}.$$

Окончательно

$$\Delta S = L_{\text{д}} = \frac{41,6(V_{\text{к}}^2 - V_{\text{н}}^2)}{\pm gi + w_0 + b}. \quad (2.18)$$

Тогда действительный тормозной путь (рис. 2.11) при начальной скорости движения поезда 50 км/ч согласно (2.15) будет равен

$$L_{\text{д}50} = \Delta S_{50-30} + \Delta S_{30-10} + \Delta S_{10-0}, \quad (2.19)$$

а полный тормозной путь по (2.12)

$$L_{50} = L_{\text{п}50} + L_{\text{д}50}. \quad (2.20)$$

Величина  $L_{50}$  соответствует ординате точки I на рис. 2.11. Для нахождения каждой последующей точки (II, III) тормозной характеристики поезда весь расчет необходимо повторить заново при соответствующих начальных скоростях поезда. Тормозные пути поезда при начальных скоростях его движения 30 и 10 км/ч найдем по формулам

$$L_{30} = L_{\text{п}30} + L_{\text{д}30} \quad (2.21)$$

и

$$L_{10} = L_{\text{п}10} + L_{\text{д}10}, \quad (2.22)$$

где  $L_{\text{д}30} = \Delta S_{30-10} + \Delta S_{10-0}$ ;  $L_{\text{д}10} = \Delta S_{10-0}$ .

Теперь рассмотрим более подробно величины  $w_0$  и  $b$ , входящие в уравнение (2.16).

Основное удельное сопротивление движению у локомотива и вагонов различно, поэтому в расчетах берется их средневзвешенное значение

$$w_0 = \frac{w'_0 P + w''_0 Q}{P + Q}, \quad (2.23)$$

где  $w'_0$  и  $w''_0$  – основные удельные сопротивления движению локо-

мотива и вагонов-думпкаров, определяемые в функции от средней скорости движения поезда на рассматриваемом интервале торможения, Н/т:

для локомотива при движении под током

$$w'_0 = 28 + 0,8V \quad (2.24)$$

и без тока

$$w'_0 = 36 + 0,9V; \quad (2.25)$$

для груженых четырехосных вагонов-думпкаров

$$w'_0 = 31 + 0,2V; \quad (2.26)$$

шестиосных и восьмиосных на постоянных путях

$$w'_0 = 36 + 0,4V. \quad (2.27)$$

Удельное тормозное усилие  $b$  пропорционально тормозной силе  $B_k$  и обратно пропорционально общей массе состава  $(P + Q)$ . Схема возникновения тормозной силы  $B_k$  показана на рис. 2.13.

При прижатии тормозной колодки к колесу с усилием  $\bar{K}$  возникает сила трения  $\bar{K}\phi$  и реакция в оси колеса  $\bar{R}$ . Ничего не изменится, если пару сил  $(\bar{K}\phi, \bar{R})$  заменить эквивалентной парой сил  $(\bar{B}_0, \bar{B}'_0)$  с тем же моментом и плечом, равным радиусу колеса. Тогда, согласно третьему закону Ньютона, в области взаимодействия колеса с рельсом возникает сила  $\bar{B}_k$  – внешняя по отношению к поезду, приложенная со стороны рельса и вызывающая торможение поезда. Заметим также, что модули сил в эквивалентных парах равны между собой:

$$|\bar{K}\phi| = |\bar{R}| = |\bar{B}_0| = |\bar{B}'_0| = |\bar{B}_k|,$$

так как равны их моменты и плечи.

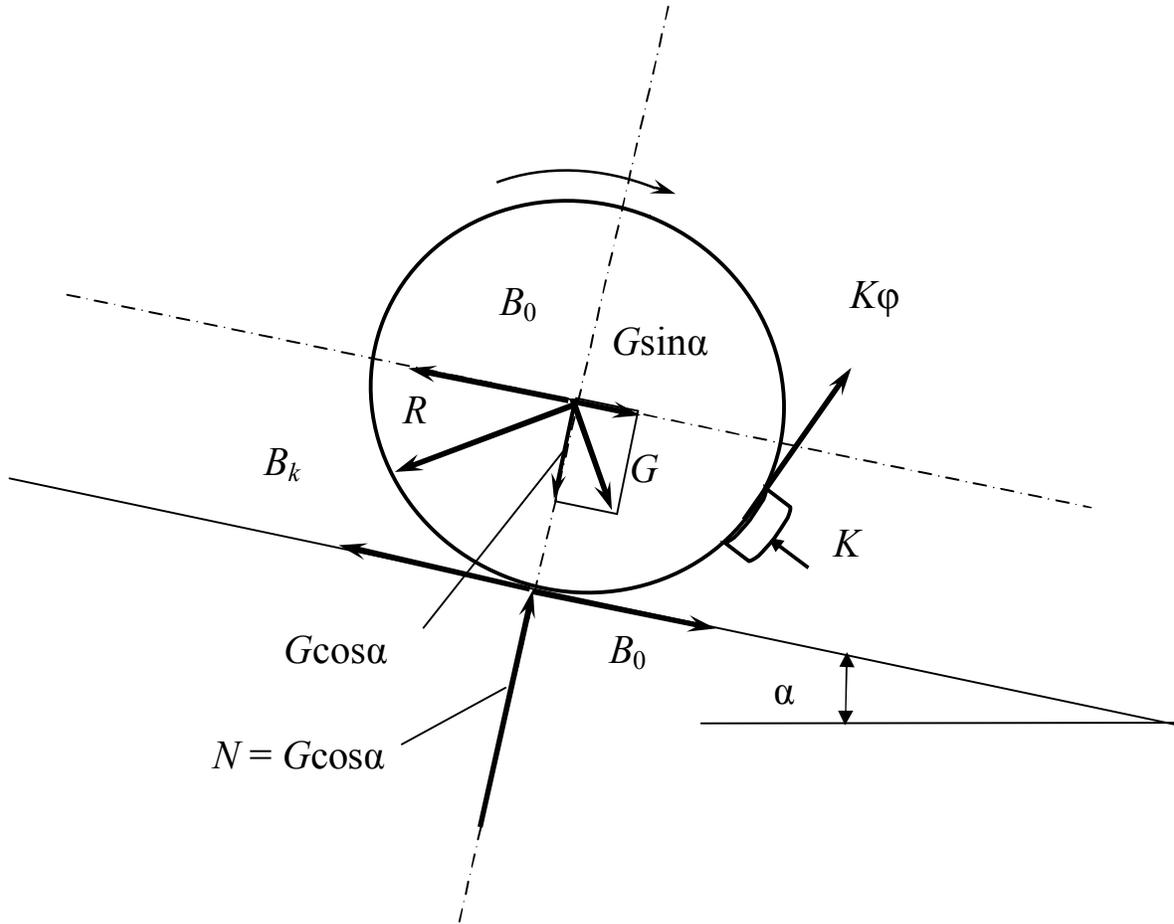


Рис. 2.13. Схема возникновения тормозной силы

Так как силы торможения тягового агрегата и думпкаров различны из-за различного прижатия колодок к колесу, исполнения колодок (чугунные, композиционные) и их количества, то за расчетное значение удельной тормозной силы принимается ее средневзвешенная величина

$$b = \frac{\sum B_k}{P+Q} = \frac{\sum K_{л}\varphi_{л} + \sum K_{д}\varphi_{д}n}{P+Q} 1000, \quad (2.28)$$

где  $K_{л}$  – суммарное усилие нажатия тормозных колодок локомотива кН;  $K_{д}$  – суммарное усилие нажатия тормозных колодок думпкара, кН;  $n$  – количество думпкаров в составе;  $\varphi_{л}$ ,  $\varphi_{д}$  – коэффициенты трения колодки о колесо, определяемые из эмпирических выражений:

для чугунных колодок

$$\varphi = 0,78 \frac{16K + 100g}{80K + 100g} \cdot \frac{100}{3,18V_{\text{cp}} + 100}; \quad (2.29)$$

для композиционных колодок

$$\varphi = 0,603 \frac{5K + 100g}{20K + 100g} \cdot \frac{100}{1,4V_{\text{cp}} + 100}, \quad (2.30)$$

где  $V_{\text{cp}}$  – средняя скорость движения поезда в рассматриваемом интервале скоростей, км/ч;  $K$  – усилие нажатия отдельной колодки, кН.

Сила трения между колодкой и колесом не должна превышать силы трения между колесом и рельсом, так как в противном случае будет происходить скольжение колеса по рельсу. Условие, при котором скольжение колеса о рельс отсутствует, имеет вид:

для системы «одна тормозная колодка – колесо – рельс»

$$K\varphi \leq N\psi,$$

для всего подвижного состава

$$\sum K_{\text{л}}\varphi_{\text{л}} + \sum K_{\text{д}}\varphi_{\text{д}}n \leq (P + Q)g\psi, \quad (2.31)$$

где  $\psi$  – коэффициент трения колеса о рельс в режиме торможения.

### Порядок расчета

1. Выбираем параметры поезда и железнодорожного пути в соответствии с вариантом задания (табл. 2.7): массу локомотива  $P$  (т) (табл. 2.6), массу вагона  $q_{\text{т}}$  (т) (табл. 2.2), вид колодок (чугунные, композиционные) принимается в соответствии с табл. 2.8 и по этой же таблице определяется усилие прижатия колодок к колесам локомотива и думпкаров  $K$  (кН).

2. Определяется прицепная масса поезда  $Q = q_{\text{т}}n$ .

Таблица 2.7

Варианты задания по построению тормозной характеристики

Вариант	Число думпкаров	Уклон, %	Локомотив	Думпкар
1	12	35	ОПЭ-1(3-секц.)	ВС-60
2	8	45	ОПЭ-1(3-секц.)	ВС-85
3	7	50	ОПЭ-1(3-секц.)	ВС-105
4	8	20	ОПЭ-1(3-секц.)	ВС-136
5	9	10	ОПЭ-1(3-секц.)	ВС-180
6	8	35	ОПЭ-1(2-секц.)	ВС-60
7	7	25	ОПЭ-1(2-секц.)	ВС-85
8	6	15	ОПЭ-1(2-секц.)	ВС-105
9	6	5	ОПЭ-1(2-секц.)	ВС-136
10	8	0	ОПЭ-1(2-секц.)	ВС-180
11	9	30	ОПЭ-1А(3-секц.)	ВС-60
12	10	25	ОПЭ-1А(3-секц.)	ВС-85
13	11	20	ОПЭ-1А(3-секц.)	ВС-105
14	8	15	ОПЭ-1А(3-секц.)	ВС-136
15	11	10	ОПЭ-1А(3-секц.)	ВС-180
16	7	40	ОПЭ-1А(2-секц.)	ВС-60
17	8	35	ОПЭ-1А(2-секц.)	ВС-85
18	9	30	ОПЭ-1А(2-секц.)	ВС-105
19	10	25	ОПЭ-1А(2-секц.)	ВС-136
20	11	20	ОПЭ-1А(2-секц.)	ВС-180
21	5	15	ЕЛ-1	ВС-60
22	5	10	ЕЛ-1	ВС-85
23	5	20	ЕЛ-1	ВС-105
24	5	5	ЕЛ-1	ВС-136
25	4	0	ЕЛ-1	ВС-180

3. Разбиваем абсциссу  $V$  (рис. 2.11) на три интервала 50–30, 30–10, 10–0 км/ч при средней скорости в каждом интервале соответственно 40, 20 и 5 км/ч.

Таблица 2.8

Значения тормозных нажатий для различного подвижного состава

Подвижной состав	Действительные нажатия (кН) при давлении в тормозном цилиндре, МПа					
	0,4 (груженный)		0,36		0,14 (порожний)	
	тормозной колодки	суммарное всех колодок	тормозной колодки	суммарное всех колодок	тормозной колодки	суммарное всех колодок
Электровоз EL-1	69	828	42	504	20	240
Тяговый агрегат ПЭ2М, ОПЭ2, ОПЭ1А, НЦ1, ПЭЗТ (три секции)	43/19	2064/912	26/12	1248/576	12/5	576/240
Тяговый агрегат ОПЭ1 (три секции)	50	2400	32	1536	15	720
Думпкары:						
6ВС-60	37/24	296/192	23/15	184/120	11/9	88/72
2ВС-85	35	420	22	264	11	132
2ВС-105	38/22	368/216	24/14	232/136	12/7	120/64
ВС-180	-/22	-/352	-/14	-/224	-/7	-/112

**Примечание:** Перед чертой приведены данные для чугунных колодок, за чертой – для композиционных.

4. Задаем начальную скорость движения поезда 50 км/ч:

- по формуле (2.14) вычисляем подготовительный тормозной путь ( $w_0$  – определяем по формулам (2.22–2.27) при значении  $V = 50$  км/ч);

- вычисляем действительный тормозной путь в интервале 50–30 км/ч:

- определяем  $w_0$  (2.22–2.27) и  $\varphi$  (2.29, 2.30) при средней скорости движения в интервале 40 км/ч;

- вычисляем  $L_d$  по формуле (2.18);

- вычисляем действительный тормозной путь в интервале 30–10 км/ч:

- определяем  $w_0$  (2.22–2.27) и  $\varphi$  (2.29, 2.30) при средней скорости движения в интервале 20 км/ч;

- вычисляем  $L_d$  по формуле (2.18);

- вычисляем действительный тормозной путь в интервале 10–0 км/ч;

- определяем  $w_0$  (2.22–2.27) и  $\varphi$  (2.29, 2.30) при средней скорости движения в интервале 5 км/ч;

- вычисляем  $L_d$  по формуле (2.18);

- вычисляем полный тормозной путь  $L_{50}$  при начальной скорости 50 км/ч (2.20) и вносим соответствующую точку в координаты тормозной характеристики (рис. 2.11).

5. Задаем начальную скорость движения поезда 30 км/ч:

- по формуле (2.14) вычисляем подготовительный тормозной путь ( $w_0$  – определяем по формулам (2.22–2.27) при значении  $V = 30$  км/ч);

- вычисляем полный тормозной путь  $L_{30}$  при начальной скорости 30 км/ч (2.21) и вносим соответствующую точку в координаты тормозной характеристики (рис. 2.11).

6. Задаем начальную скорость движения поезда 10 км/ч:

- по формуле (2.14) вычисляем подготовительный тормозной путь ( $w_0$  – определяем по формулам (2.22–2.27) при значении  $V = 10$  км/ч);

- вычисляем по формуле (2.22) полный тормозной путь  $L_{30}$  при начальной скорости 30 км/ч и вносим соответствующую точку в координаты тормозной характеристики (рис. 2.11).

7. Через полученные три точки из начала координат проводим плавную кривую.

### 2.3. Эксплуатационные расчеты

#### *Проверка тяговых электродвигателей на нагревание*

Проверка производится по значению эффективного тока  $I_{эф}$ , А:

$$I_{\text{эф}} = \alpha \sqrt{\frac{\sum(I_i^2 t_i)}{t_{\text{дв}}}}, \quad (2.32)$$

где  $\alpha$  – коэффициент, учитывающий нагревание двигателей в процессе погрузки и разгрузки состава, а также при маневрах;  $\alpha = 1,05-1,10$ ;  $I_i$  – ток двигателя на  $i$ -м участке пути, А;  $t_{\text{дв}}$  – время движения по  $i$ -му участку пути, мин.

Двигатели не перегреваются при условии

$$I_{\text{эф}} \leq k_3 I_{\text{дл}}, \quad (2.33)$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса, учитывающий увеличение температуры двигателя в отдельные периоды с большими нагрузками  $k_3 = 1,1-1,2$ ;  $I_{\text{дл}}$  – длительный ток двигателя (см. табл. 2.6), А.

Если данное условие не выполняется, то необходимо либо выбрать более мощный локомотив, либо уменьшить число вагонов в составе.

### Определение расхода электроэнергии

Общий расход электроэнергии  $A_{\text{общ}}$ , кВт·ч, за один рейс локомотивосостава рассчитывают по формуле

$$A_{\text{общ}} = A_{\text{дв}} + A_{\text{с}} + A_{\text{м}}, \quad (2.34)$$

где  $A_{\text{дв}}$  – расход электроэнергии на движение поезда, кВт·ч:

$$A_{\text{дв}} = \frac{\sum(I_i t_i)}{60 \cdot 1000} U_{\text{ср}}; \quad (2.35)$$

где  $U_{\text{ср}}$  – средняя величина напряжения в контактной сети, В;

$A_{\text{с}}$  – расход электроэнергии на собственные нужды, кВт·ч:

$$A_{\text{с}} = (0,05-0,10)A_{\text{дв}}; \quad (2.36)$$

$A_{\text{м}}$  – расход электроэнергии на маневры, кВт·ч:

$$A_M = (0,10 - 0,20)A_{ДВ}. \quad (2.37)$$

По результатам проведенного тягового расчета, окончательно выбирается подвижной состав железнодорожного транспорта.

### Определение времени рейса локомотивосостава

Время рейса локомотивосостава  $T_p$ , мин, рассчитывают по формуле

$$T_p = t_{\Pi} + t_{ДВ} + t_p + t_{доп}, \quad (2.38)$$

где  $t_{\Pi}$  – время погрузки вагонов, мин;  $t_p$  – время разгрузки состава, мин;  $t_{доп}$  – дополнительное время, затрачиваемое на маневры, мин.

Для одноковшовых экскаваторов время погрузки вагонов вычисляют по выражению

$$t_{\Pi} = \frac{nqt_{\Pi}}{V_k \gamma k_3}, \quad (2.39)$$

где  $t_{\Pi}$  – время цикла экскаватора, мин;  $V_k$  – вместимость ковша экскаватора, м<sup>3</sup>;  $\gamma$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>;  $k_3$  – коэффициент экскавации,  $k_3 = 0,75 - 0,6$  – для скальных и полускальных пород.

Для многоковшовых экскаваторов

$$t_{\Pi} = \frac{nq60}{Q_3 \gamma k_{и}}, \quad (2.40)$$

где  $Q_3$  – техническая производительность экскаватора, м<sup>3</sup>/ч;  $k_{и}$  – коэффициент использования экскаватора во времени,  $k_{и} = 0,72 - 0,80$ .

Время разгрузки  $t_p$  зависит от числа вагонов в составе и времени разгрузки каждого вагона  $t_{p.в}$  ( $t_p = nt_{p.в}$ ). При одновременной раз-

грузке вагонов  $t_p = t_{p.в.}$ , при попарной  $t_p = \frac{n}{2} t_{p.в.}$ . В летних условиях время разгрузки каждого вагона составляет 1,5–2 мин, в зимних – 3–5 мин.

Время на маневры  $t_{доп}$  определяется схемой путевого развития и способом связи между отдельными пунктами. Для расчетов рекомендуется принимать эту величину в пределах 5–10 мин.

### **Определение производительности одного локомотивосостава**

Сменная производительность локомотивосостава  $Q_{л.с}$ , т, определяется по формуле

$$Q_{л.с} = \frac{60T_{см}}{T_p} nq, \quad (2.41)$$

где  $T_{см}$  – производительность смены, ч.

### **Расчет локомотивного и вагонного парков**

Инвентарный парк локомотивов, необходимый для работы карьера с заданным объемом перевозок, определяется из выражения

$$N_{л.инв} = N_{раб} + N_{рем} + N_{рез} + N_{хоз}, \quad (2.42)$$

где  $N_{раб}$ ,  $N_{рем}$ ,  $N_{рез}$ ,  $N_{хоз}$  – число локомотивов, занятых соответственно на поездной работе по перевозке горной массы, находящихся в ремонте, в резерве и занятых на хозяйственных работах.

Для определения  $N_{раб}$  сначала находят грузооборот карьера в смену  $Q_{см}$ , т:

$$Q_{\text{см}} = \frac{Ak_{\text{н.р}}}{n_{\text{раб}}n_{\text{см}}}, \quad (2.43)$$

где  $A$  – годовая производительность карьера, т;  $k_{\text{н.р}}$  – коэффициент неравномерности работы карьера,  $k_{\text{н.р}} = 1,1-1,2$ ;  $n_{\text{раб}}$  – число рабочих дней в году;  $n_{\text{см}}$  – число смен в сутки.

Тогда

$$N_{\text{раб}} = k_{\text{н.д}} \frac{Q_{\text{см}}}{Q_{\text{л.с}}}, \quad (2.44)$$

где  $k_{\text{н.д}} = 1,25$  – коэффициент неравномерности движения поездов.

По практическим данным

$$N_{\text{рем}} = 0,15N_{\text{раб}}; \quad N_{\text{рез}} = (0,05-0,10)N_{\text{раб}}; \quad N_{\text{хоз}} = 2-3.$$

Количество рабочих вагонов определяется из выражения

$$N_{\text{в.раб}} = nN_{\text{раб}}. \quad (2.45)$$

Инвентарный парк вагонов определяется по формуле

$$N_{\text{в.инв}} = k_{\text{инв}}N_{\text{в.раб}}, \quad (2.46)$$

где  $k_{\text{инв}}$  – коэффициент, учитывающий вагоны, находящиеся в ремонте, резерве и пр.,  $k_{\text{инв}} = 1,25-1,30$ .

### **Определение пропускной и провозной способностей карьерных железнодорожных перегонов**

Пропускная способность железнодорожного перегона  $N$ , пар поездов/смену, рассчитывают по формуле

$$N = \frac{30 \cdot T_{\text{см}} \cdot n_{\text{п}}}{t_{\text{дв}} + \tau}, \quad (2.47)$$

где  $n_{\text{п}}$  – число путей на перегоне (1 или 2);  $\tau$  – время на связь между отдельными пунктами, ограничивающими железнодорожный перегон, мин. При телефонном способе связи  $\tau = 3-4$  мин; при радиосвязи  $\tau = 1-2$  мин; при электрожелезнодорожной связи  $\tau = 0,5$  мин; при полуавтоматической блокировке  $\tau = 0,1$  мин; при автоблокировке  $\tau = 0$ .

Провозную способность железнодорожного перегона,  $M$ , т/смену, определяют по формуле

$$M = \frac{N}{k_{\text{рез}}} nq, \quad (2.48)$$

где  $k_{\text{рез}}$  – коэффициент резерва провозной способности,  $k_{\text{рез}} = 1-1,2$ .

### Построение графика движения поездов

График движения поездов представляет собой масштабную сетку, на которой условно прямыми наклонными линиями изображается движение каждого поезда (рис. 2.14). Горизонтальные линии сетки графика соответствуют осям отдельных пунктов, вертикальные линии – часовым полосам с подразделением на десятиминутные интервалы.

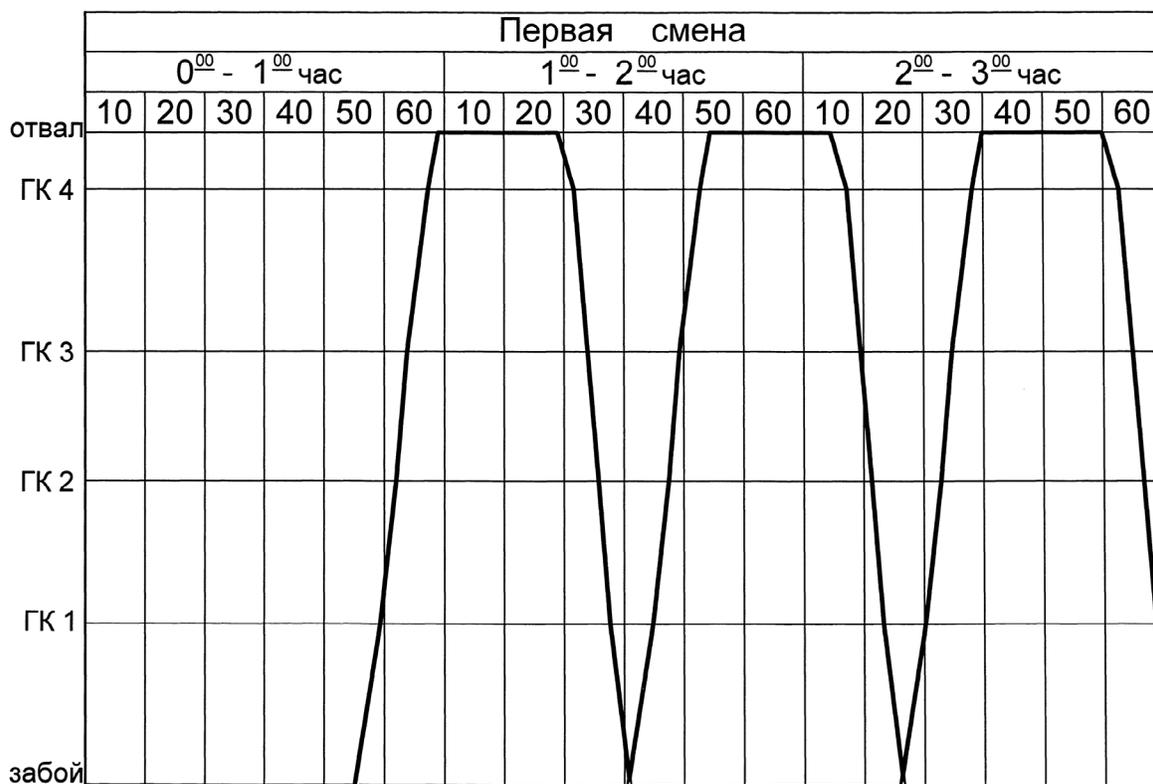


Рис. 2.14. График движения поездов

Для составления графика движения устанавливаются следующие основные элементы:

- время погрузки и разгрузки состава каждым экскаватором;
- время движения поезда на отдельных участках трассы;
- время затрачиваемое на маневры;
- приемная способность каждого отвала.

### 3. АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

#### 3.1. Методы определения скорости автосамосвала по тяговой способности

На карьерах используется большое количество различных моделей автосамосвалов. Типажный ряд с техническими характеристиками автосамосвалов Белорусского автомобильного завода приведен в прил. 2. Выбор модели автосамосвала для конкретных условий осуществляется на основе наилучшего сочетания параметров экскаватора и автосамосвала (целое число ковшей, минимальный коэффициент тары и т. д.).

При проектировании карьеров и их разработке требуется определять расчетную скорость движения автосамосвалов на дорогах с различным покрытием и технологическим назначением. Это забойные дороги без покрытия (30–50 метров от экскаватора), дороги по уступу с покрытием из мелкой фракции отрабатываемой породы (карьерные), траншейные дороги (включая съезды), как правило, с щебеночным покрытием, дороги по поверхности с асфальтобетонным или щебеночным покрытием, дороги подъема на отвал (склад полезного ископаемого), чаще всего с щебеночным покрытием, дороги по отвалу (складу) без покрытия.

Для определения расчетной скорости движения автосамосвала по каждому характерному участку дороги (трассы) необходимо определить скорость движения автосамосвала по условию тяговой способности и по условию безопасности движения и затем выбрать наименьшую из них.

Расчетная скорость автосамосвалов используется для определения времени цикла движения автосамосвала на маршруте (от экскаватора до места разгрузки и обратно), для определения его производительности и определения других эксплуатационных показателей.

Для определения расчетной скорости движения автосамосвала по каждому характерному участку дороги (трассы) необходимо определить скорость движения автосамосвала по условию тяговой способности и по условию безопасности движения и затем выбрать наименьшую из них.

## Определение скорости движения автосамосвала по его тяговой способности

Для определения максимально возможной скорости движения автосамосвала при работе его двигателя в номинальном режиме необходимо знать уравнение движения и динамическую или тяговую характеристику автосамосвала.

### *Уравнение движения автосамосвала*

Уравнение движения автосамосвала – это уравнение сил действующих на автосамосвал, спроецированных на линию, проходящую по продольной оси дороги. На автосамосвал действует сила тяги и силы сопротивления движению. То есть:

$$F = W_0 \pm W_i + W_B + W_K + W_j, \quad (3.1)$$

где  $F$  – сила тяги, Н;

$W_0$  – основная сила сопротивления, Н, которая складывается из сил сопротивления в подшипниковых узлах колес и трения качения,  $W_0 = w_0 P$ , где  $P$  – масса автомобиля, т;  $w_0$  – обобщенный коэффициент сопротивления движению самосвала, Н/т (или Н/кН);

$W_i$  – сопротивление от уклона, Н;  $W_i = giP$ , где  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $i$  – уклон дороги, ‰;

$W_B$  – сопротивление воздушной среды, Н;  $W_B = \lambda F_s v^2$ , где  $\lambda$  – коэффициент обтекаемости;  $F_s$  – лобовая площадь автосамосвала, м<sup>2</sup>;  $v$  – скорость движения, км/ч;

$W_K$  – сопротивление от кривизны дороги, Н;  $W_K = w_K P$ ,  
 $w_K = 30 \frac{200 - R}{200}$ , где  $R$  – радиус поворота;

$W_j$  – сила инерции, Н,  $W_j = P(1 + k_{пр}) \frac{\partial v}{\partial t}$ , где  $t$  – время, с;

$k_{пр}$  – коэффициент приведения, учитывает долю массы самосвала, участвующую во вращательном движении, для автосамосвалов с гидромеханической передачей при движении с грузом  $k_{пр} = 0,03-0,01$ ; порожняком  $k_{пр} = 0,085-0,07$ ; с электромеханической передачей соответственно  $k_{пр} = 0,1$  и  $k_{пр} = 0,18$ .

Для карьерного автотранспорта пренебрегают зависимостью коэффициента основного удельного сопротивления движения  $w_0$  от скорости и считают, что  $w_0$  зависит только от покрытия дорог (табл. 3.1). При движении в порожнем режиме  $w_0$  основное сопротивление движению уменьшается, а коэффициента основного удельного сопротивления движения  $w_0$  увеличивается на 20–25 %. Это связано с тем, что оптимальное давление в покрышках автосамосвалов устанавливается для груженого режима

Таблица 3.1

Удельное сопротивление движению  
при различном покрытии дорог

Дороги	Тип покрытия	$w_0$ , Н/т
Главные откаточные	Бетонное, асфальтобетонное, гудронизированное, брусчатка	150 – 200
	Гравийное	250 + 300
	Щебеночное	300 + 390
Забойные и отвальные дорожные проезды	Грунтовые укатанные проезды в забоях	400 + 800
	Грунтовые укатанные проезды на отвалах	до 1500
	Грунтовые неукатанные проезды	1500 – 3000

Для получения уравнения движения автосамосвала в удельной форме в уравнение (3.1) в левую часть перенесем силы, зависящие от скорости, и правую и левую части разделим на массу автомобиля:

$$\frac{F - W_B}{P} = \frac{W_0}{P} + \frac{W_i}{P} + \frac{W_k}{P} + \frac{W_j}{P}.$$

Отношение  $\frac{F - W_B}{P}$  называется динамическим фактором и обозначается  $D$ . Тогда после выполнения преобразований получим уравнение движения в удельной форме

$$D = w_0 \pm gi + w_k + (1 + k_{\text{пр}}) \frac{\partial v}{\partial t}.$$

При проведении инженерных расчетов карьерного автомобильного транспорта делаются допущения о том, что на каждом характерном участке трассы скорость автосамосвала постоянна, а при переходе с одного участка на другой скорость изменяется мгновенно. Поэтому достаточно воспользоваться уравнением движения автосамосвала с постоянной скоростью

$$D = w_0 \pm gi + w_k.$$

Для прямолинейных участков трассы уравнение примет вид

$$D = w_0 \pm gi. \quad (3.2)$$

Динамический фактор рассчитывается для груженого режима при равенстве паспортной грузоподъемности и фактической загрузки:

$$D = \frac{F - W_{\text{в}}}{q + q_{\text{т}}},$$

где  $q$  – паспортная грузоподъемность автосамосвала, т;  $q_{\text{т}}$  – собственная масса автосамосвала, т (масса тары см. прил. 2). Поэтому для учета влияния степени загрузки автосамосвала на скорость его движения необходимо ввести коэффициент коррекции  $K_{\text{к}}$ , тогда уравнение (4.2) примет вид

$$D = \frac{w_0 \pm gi + w_k}{k_{\text{к}}}. \quad (3.3)$$

Причем для груженого режима

$$k_{\text{к}} = \frac{q + q_{\text{т}}}{q_{\text{ф}} + q_{\text{т}}}, \quad (3.4)$$

а для порожнего

$$k_{\text{к}} = \frac{q + q_{\text{т}}}{q_{\text{т}}}, \quad (3.5)$$

где  $q_{\text{ф}}$  – фактическая загрузка автосамосвала.

Для порожнего режима уравнение движения будет следующим:

$$D = \frac{1,25w_0 \pm gi + w_{\text{к}}}{k_{\text{к}}}. \quad (3.6)$$

### *Алгоритм определения скорости движения автосамосвала по динамической характеристике*

Динамическая характеристика автосамосвала может приводиться в паспорте самосвала (рис. 3.1–3.8).

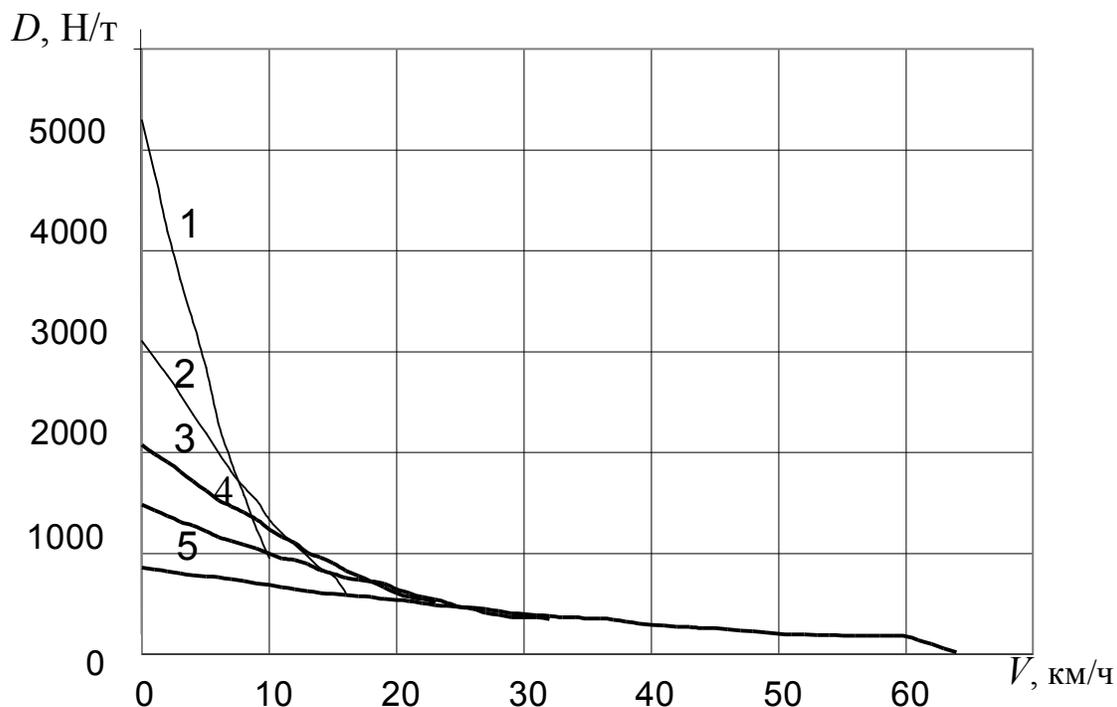


Рис. 3.1. Динамическая характеристика автосамосвала 7540

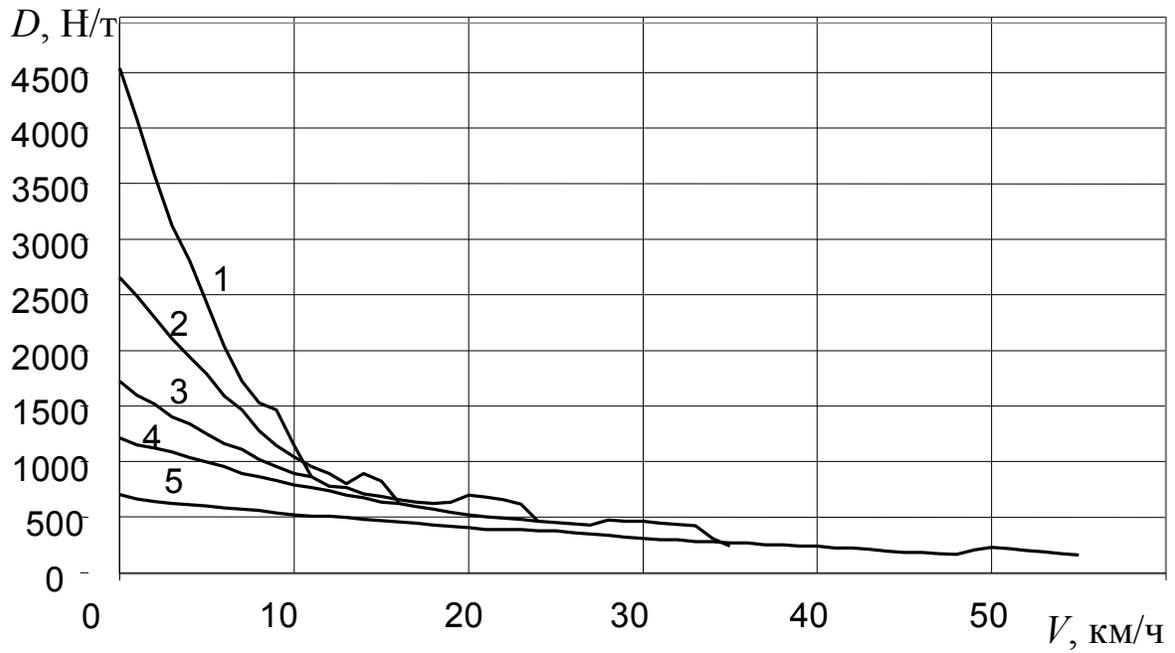


Рис. 3.2. Динамическая характеристика автосамосвала 7547

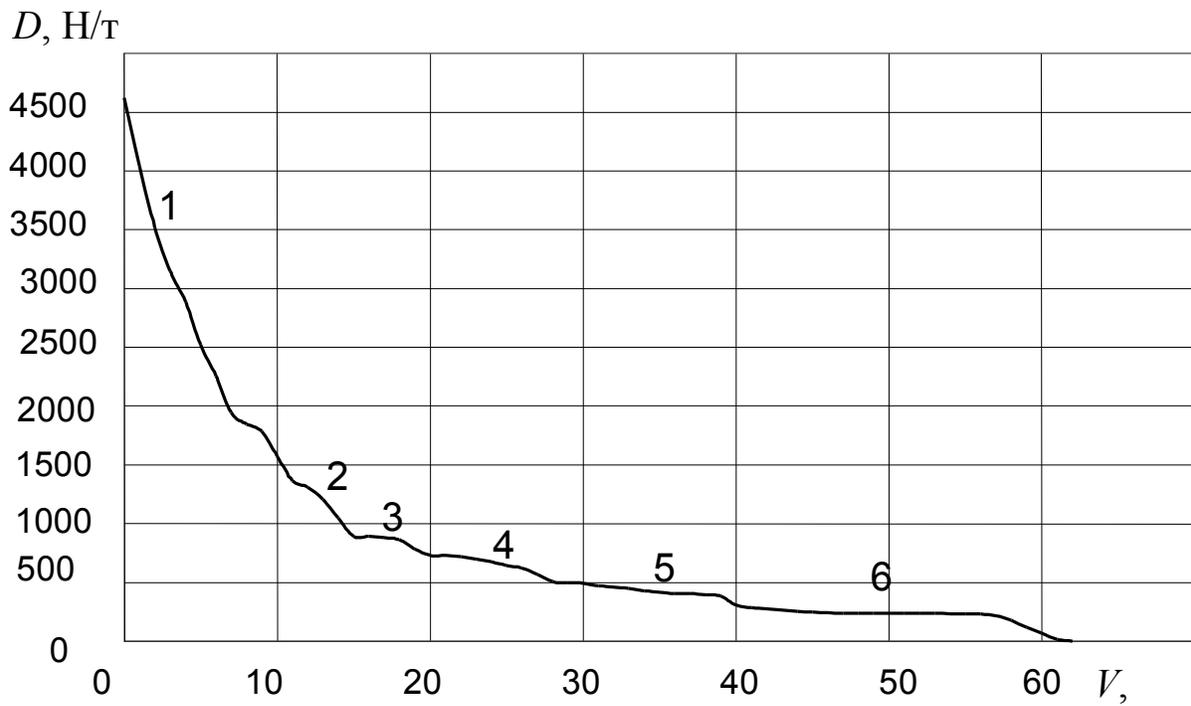


Рис. 3.3. Динамическая характеристика автосамосвала 7555

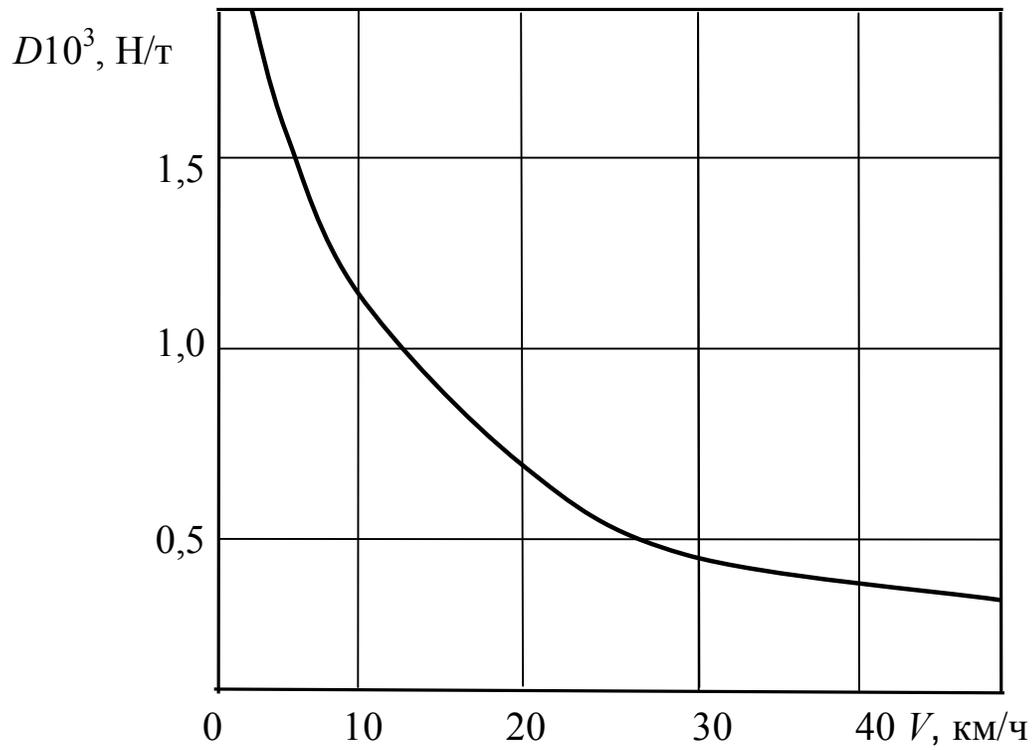


Рис. 3.4. Динамическая характеристика автосамосвала 7557

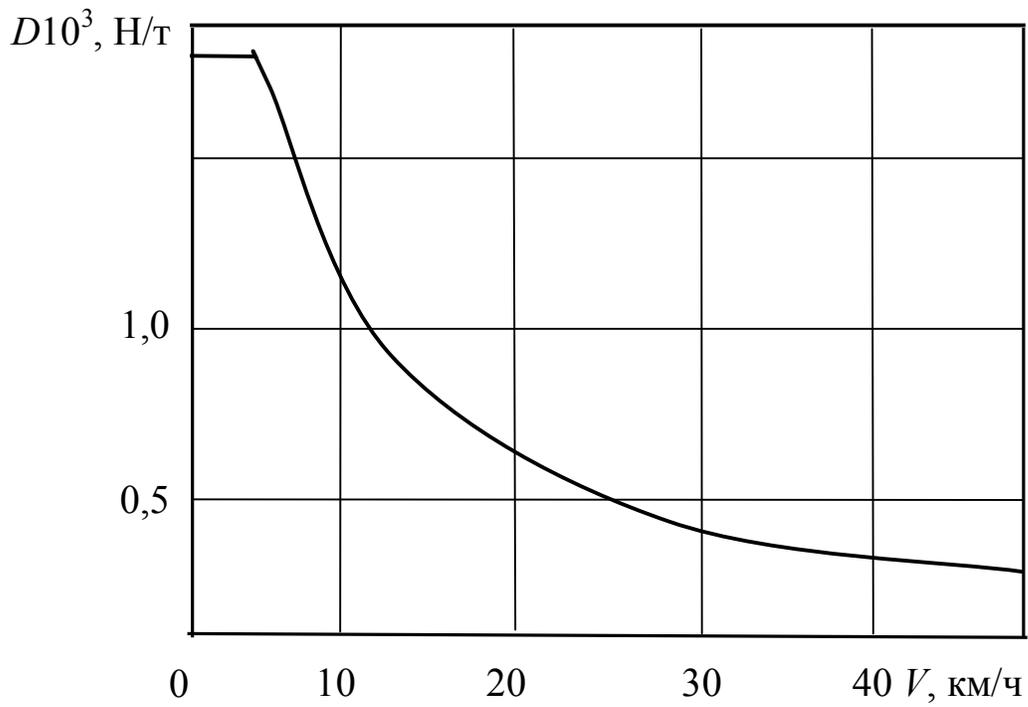


Рис. 3.5. Динамическая характеристика автосамосвала 7517

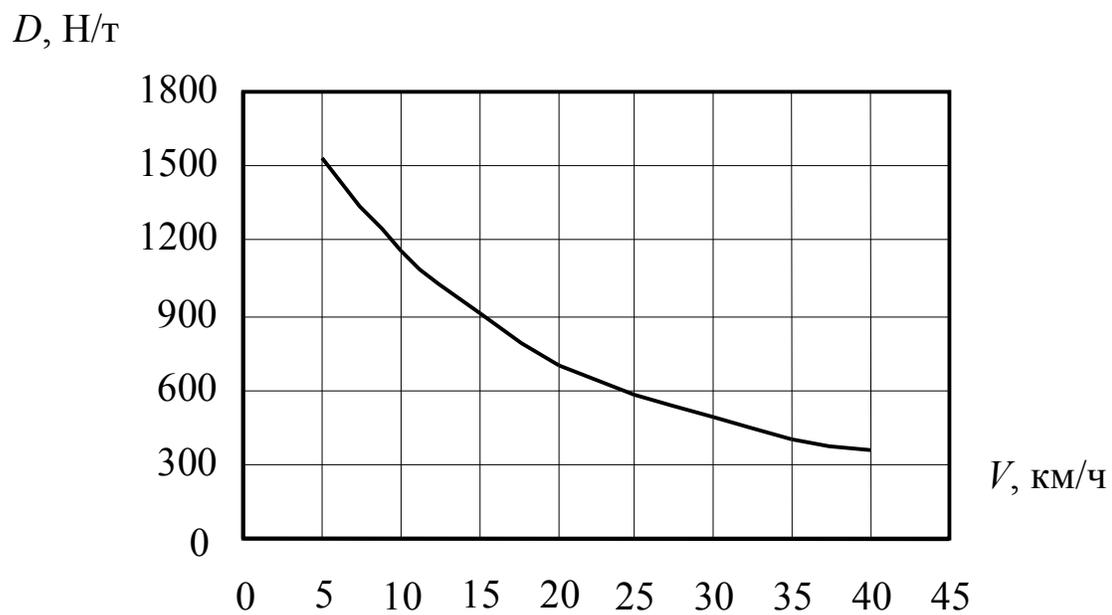


Рис. 3.6. Динамическая характеристика автосамосвала 7513

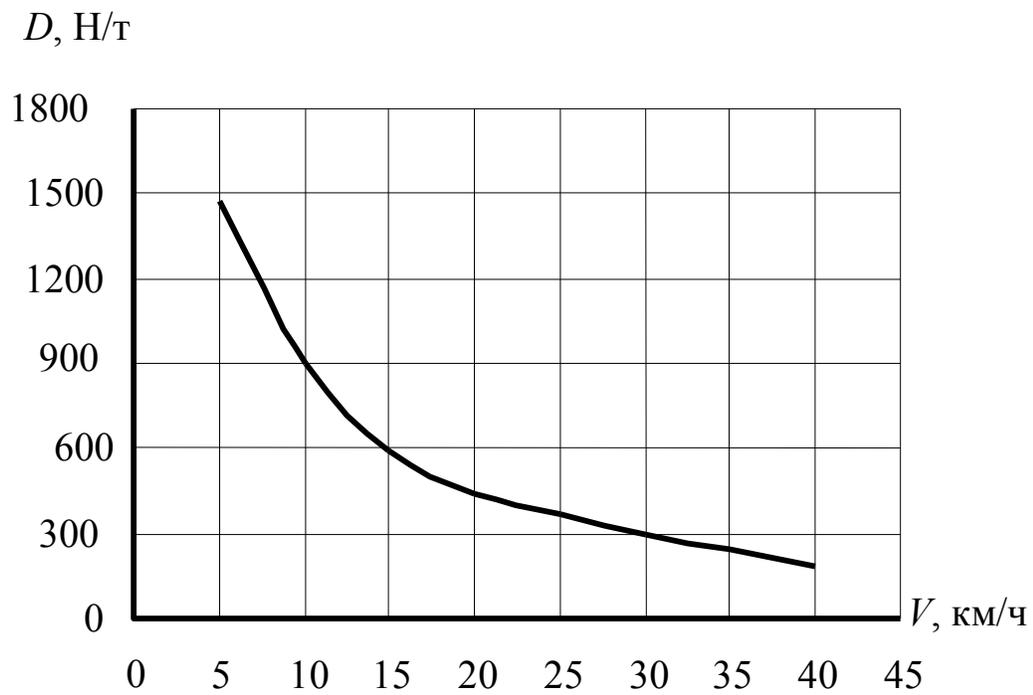


Рис. 3.7. Динамическая характеристика автосамосвала 75303 (200 т)

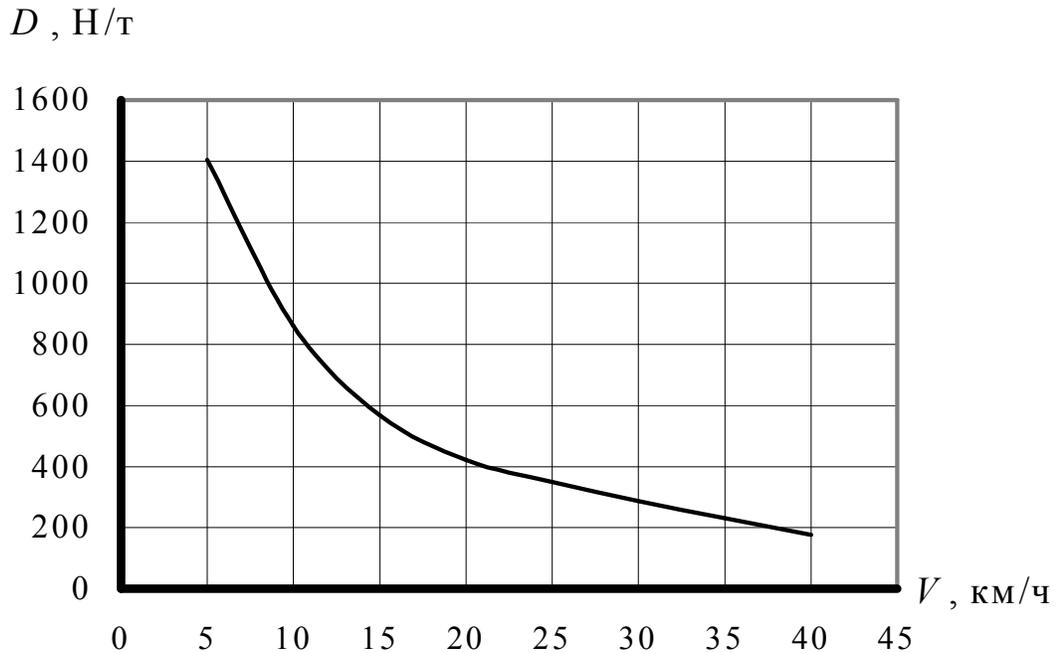


Рис. 3.8. Динамическая характеристика автосамосвала 75306 (220 т)

Скорости движения автосамосвала по динамической характеристике определять по следующему алгоритму:

- 1) Определяется  $w_0$  по табл. 3.1, в зависимости от покрытия дороги;
- 2) Уклон  $i$  должен быть известен для конкретного участка дороги (чаще всего это средневзвешенное значение);
- 3) Вычисляется значение коэффициента  $k_k$  в соответствии с режимом движения (груженный, порожний) по формулам (3.4) или (3.5);
- 4) По уравнению (3.3) или (3.6) (груженный, порожний) вычисляется значение  $D$ ;
- 5) На оси ординат динамической характеристики откладывается соответствующее значение  $D_i$ , затем проводится прямая параллельно оси абсцисс до пересечения с графиком динамической характеристики (в случае пересечения с двумя кривыми (рис. 3.9, б) необходимо брать крайне правую точку пересечения). После этого точка пересечения проецируется на ось абсцисс и определяется скорость движения автосамосвала в соответствующем режиме.

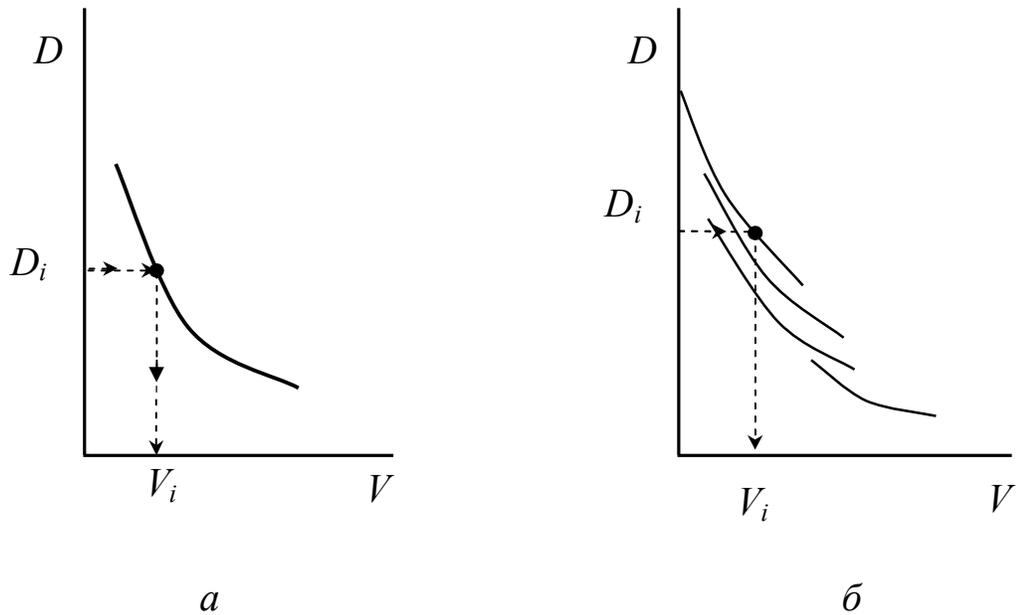


Рис. 3.9. Определение скорости автосамосвала по динамической характеристике: *a* – электромеханическая трансмиссия; *б* – гидромеханическая трансмиссия

### Определение скорости движения автосамосвала по тяговой характеристике

Для определения скорости движения автосамосвала необходимо знать тяговую характеристику (рис. 3.10) и уравнение движения в общем виде.

У каждой модели автосамосвалов имеется тяговая характеристика, которая, как правило, приводится в паспортных данных. В карьерных транспортных расчетах, как уже отмечалось выше, достаточно рассмотреть уравнение движения при установившейся скорости

$$\Sigma W = w_0 P + gi P + \lambda F_S v^2 + w_K P. \quad (3.7)$$

Поскольку сила тяги зависит от скорости в неявном виде, то уравнение (3.7) имеет трансцендентный вид и может быть решено графическим методом. Для решения необходимо в координатах тяговой характеристики построить зависимость суммы сил сопротивлений от скорости (рис. 3.10):

$$\sum W = f(V) \quad \text{или} \quad \sum W = w_0 P + gi P + \lambda F_s v^2 + w_k P. \quad (3.8)$$

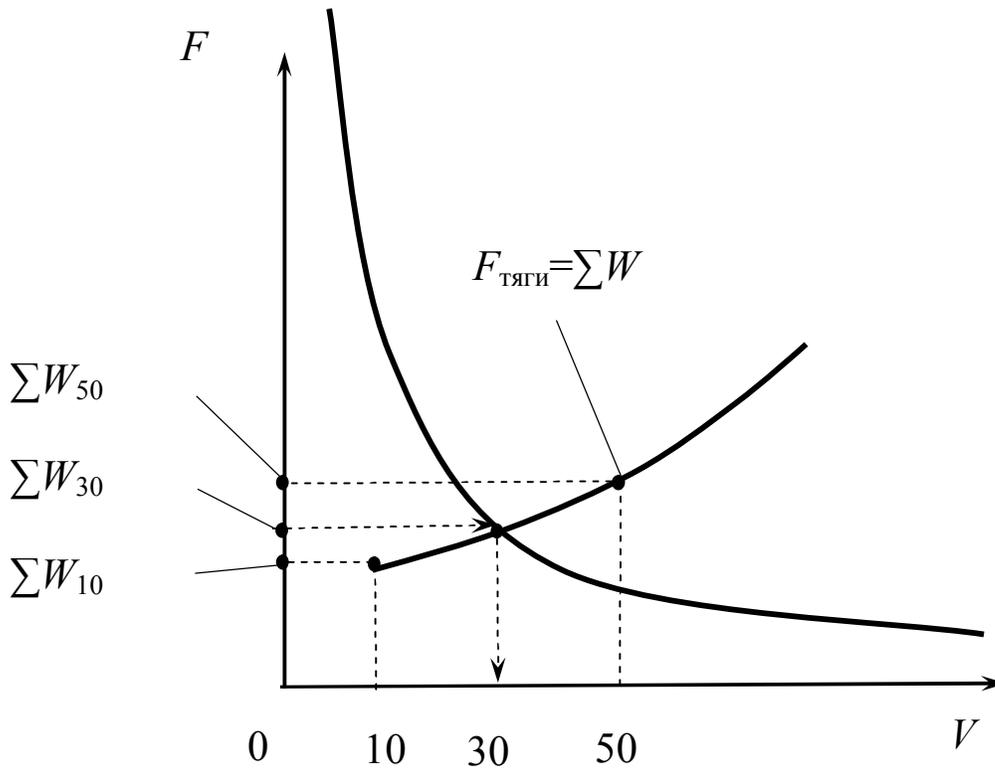


Рис. 3.10. Тяговая характеристика автосамосвала

Как можно заметить, зависимость (3.8) имеет гиперболический характер и ее можно построить имея как минимум три точки. Например, для построения можно задаться следующими значениями скорости:  $v_1 = 10$  км/ч,  $v_2 = 30$  км/ч и  $v_3 = 50$  км/ч. Точка пересечения тяговой характеристики и зависимости суммы сил сопротивления соответствует условию поставленной задачи, т. е.  $F = \sum W$ . Поэтому проекция этой точки на ось скоростей будет искомым решением.

В случае если не требуется высокая точность расчетов и можно пренебречь сопротивлением воздушной среды, для определения скорости достаточно вычислить значение суммы сил сопротивления по выражению

$$\sum W = w_0 P + gi P + w_k P,$$

отложить полученное значение на оси ординат, провести прямую параллельно оси абсцисс до пересечения с тяговой характеристикой и точку пересечения спроецировать на ось скоростей.

Кроме этого скорость движения автосамосвала, при установившейся скорости, можно определить по номограмме, которую можно найти в его технической характеристике.

### 3.2. Определение безопасной скорости автосамосвала

#### Скорость движения самосвала по условию безопасности движения

Безопасной скоростью автосамосвала называется такая скорость, при которой во время экстренного торможения тормозной путь не превышает расстояния, равные зоне видимости, минус длина автомобиля. На карьере видимость может быть ограничена впереди идущим самосвалом, рельефом горных работ, природными осадками. В расчетах принимается зона видимости  $L_v$  от 30 до 50 м.

$$L = L_v - L_a, \quad (3.9)$$

где  $L$  – полный тормозной путь;  $L_a$  – длина автосамосвала (из технических данных).

Полный тормозной путь складывается из подготовительного (предтормозного) тормозного пути  $L_{п}$  и действительного тормозного пути:

$$L = L_{п} + L_{д}. \quad (3.10)$$

Подготовительный тормозной путь – это путь, пройденный за время реакции водителя автосамосвала и время срабатывания тор-

мозной системы. Определяется как

$$L_{\Pi} = v t_{\Pi}, \quad (3.11)$$

где  $t_{\Pi}$  – время реакции водителя автосамосвала и время срабатывания тормозной системы, зависит от типа тормозной системы (изменяется 0,5–2 с);  $v$  – скорость движения автосамосвала.

Действительный тормозной путь определяется из закона сохранения энергии:

$$L_g P(w_0 \pm gi + b) = \frac{P(1 + k_{\text{пр}})v^2}{2}, \quad (3.12)$$

где  $b$  – удельное тормозное усилие,  $b = 1\,000g\psi$ ;  $\psi$  – коэффициент сцепления колеса с дорогой, при торможении (0,2–0,7) зависит от покрытия дороги, определяется по табл. 3.2.

Из выражения (3.12) определим действительный тормозной путь:

$$L_g = \frac{(1 + k_{\text{пр}})v^2}{2(w_0 \pm gi + b)}. \quad (3.13)$$

Тогда с учетом (3.7), (3.8), (3.9) и (3.11) получим

$$L_{\text{в}} - L_{\text{а}} = v_{\text{н}} t_{\Pi} + \frac{(1 + k_{\text{пр}})v^2}{2(w_0 \pm gi + b)}. \quad (3.14)$$

Данные уравнения степенного полинома второй степени относительно  $v$  решаются известными способами.

В случае если значение скорости, полученное в результате расчетов, превышает ограничение скорости движения на данном участке трассы, установленном администрацией предприятия, то скорость принимается по ограничению администрации. На поворотах необходимо проверять значение безопасной скорости по специальной формуле.

Таблица 3.2

Значения коэффициента сцепления ( $\psi$ ) для дорог  
различного типа и состояния

Дорожное покрытие	При сухом дорожном покрытии	При мокром дорожном покрытии	При загрязненном дорожном покрытии
Постоянные дороги			
Щебеночные с поверхностной обработкой покрытия	0,57–0,75	0,43–0,55	0,400
Асфальтовое покрытие	0,70	0,40	0,25
Асфальтобетонное и бетонное покрытие	0,70	0,45	0,30
Временные дороги			
Забойные и укатанные проезды	0,6	0,4–0,5	-
Отвальные укатанные проезды	0,40–0,58	0,20–0,34	-

Уравнение (3.12) имеет следующее упрощенное решение:

$$V_{i\delta} \leq \sqrt{\frac{(L_b - L_a)(w_0 / g \pm i + 1000\psi)}{3,9(1 + k_{пр})}} - \frac{0,035t_{пр}(w_0 / g \pm i + 1000\psi)}{(1 + k_{пр})},$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

### 3.3. Определение расхода топлива и смазочных материалов

При использовании автотранспорта для добычи полезных ископаемых открытым способом основная составляющая эксплуатационных затрат приходится на дизельное топливо. На стадии проектирования и при эксплуатации появляется потребность в расчете необходимого количества топлива для эксплуатации конкретных моделей автосамосвалов. Установление конкретных показателей (например, из опыта эксплуатации) часто приводит к существенным

отклонениям от фактических показателей расхода топлива, поскольку главным фактором, влияющим на величину расхода топлива, являются горно-геологические условия, а точнее параметры трассы транспортирования. Даже на одном предприятии параметры трассы значительно отличаются, причем они меняются в течение суток (забойные и отвальные дороги). По этой же причине эмпирические формулы дают существенные отклонения от фактического расхода.

Существует несколько подходов к аналитическому определению расхода топлива автосамосвала. Наибольшее распространение получил способ, включающий определение совершенной механической работы при транспортировании горной массы за один цикл. Более полно описывают физический процесс следующие зависимости:

- при перемещении груза из глубинного карьера (снизу вверх) работа на транспортирование (кДж)

$$A = (q + q_T)(w_0 S + gH) + q_T(S - S_T)w_0; \quad (3.15)$$

- при перемещении груза сверху вниз

$$A = q_T(w_0 S + gH) + (q + q_T)(S - S_T)w_0, \quad (3.16)$$

где  $q$  – грузоподъемность автомобиля, т;  $q_T$  – масса тары автомобиля, т;  $w_0$  – основное удельное сопротивление движению, Н/т;  $S$  – расстояние транспортирования, км;  $H$  – высота подъема груза (или спуска порожних автомобилей), м;  $S_T$  – протяженность участков, на которых производится торможение автомобиля, м.

В выражениях (3.15) и (3.16) учитывается то обстоятельство, что если на участке трассы скатывающая сила больше силы сопротивления движению, то есть  $gi > w_0$ , где  $i$  – уклон участка трассы, то необходимо торможение и топливо при этом не расходуется. Однако данные выражения не учитывают, что при спуске, когда указанное неравенство не выполняется, автосамосвал движется не только за счет тяговой способности двигателя, но и за счет потенциальной энергии. Этот фактор учитывается в предлагаемой методике определения расхода топлива автосамосвалом.

При транспортировании груза снизу вверх (глубинное залегание) необходимая механическая работа за один цикл определяется:

$$A = A_{\text{гр}} + A_{\text{пор}},$$

где  $A_{\text{гр}}$  – требуемая энергия для транспортирования груза и автосамосвала от забоя до отвала (склада) – груженный режим, кДж.

$$A_{\text{гр}} = (q_{\text{т}} + q_{\text{ф}})(w_0 S + gH),$$

где  $q_{\text{ф}}$  – масса груза в кузове автосамосвала, т;

$A_{\text{пор}}$  – требуемая энергия для транспортирования автосамосвала от отвала (склада) до забоя – порожний режим, кДж.

$$A_{\text{пор}} = q_{\text{т}}(w_0 1,25S - gH).$$

В случае если величина затрат энергии на транспортирование в порожнем режиме получается отрицательной, необходимо принять  $A_{\text{гр}} = 0$ .

Для транспортирования груза сверху вниз (нагорное залегание) необходимая механическая работа  $A_{\text{гр}}$  и  $A_{\text{пор}}$  определяется:

$$A_{\text{гр}} = (q_{\text{т}} + q_{\text{ф}})(w_0 S - gH).$$

Если величина затрат энергии на транспортирование  $A_{\text{гр}}$  получается отрицательной величиной, то необходимо принять  $A_{\text{гр}} = 0$ .

$$A_{\text{пор}} = q_{\text{т}}(1,25w_0 S + gH).$$

Определение расхода топлива автосамосвалов необходимо выполнять с учетом средневзвешенного сопротивления движению  $w_0$ , причем коэффициентом весомости принимать длину участков транспортирования с различным покрытием то есть

$$w_{0\text{ср}} = \frac{w_{01} l_1 + w_{02} l_2 + \dots + w_{0n} l_n}{l_1 + l_2 + \dots + l_n},$$

где  $w_{0\text{cp}}$  – средневзвешенное удельное основное сопротивление движению автомобиля, Н/т;  $l_1, l_2 \dots l_n$  – участки трассы с различным покрытием дорог, м.

Расчетный расход топлива

$$E_p = \frac{A_{\text{гр}} + A_{\text{пор}}}{4187q_{\text{т.с}}\eta_{\text{диз}}}, \quad (3.17)$$

где  $q_{\text{т.с}} \approx 10000$  ккал/кг – теплотворная способность дизельного топлива;  $\eta_{\text{диз}} = 0,43$  – КПД дизельного двигателя.

Фактический расход топлива

$$E_{\text{ф}} = E_p k_{\text{зим}} k_{\text{м}} k_{\text{в.н}}, \quad (3.18)$$

где  $k_{\text{зим}} = 1,05–1,10$  – коэффициент, учитывающий повышение расхода топлива в зимнее время;  $k_{\text{м}} = 1,04–1,07$  – коэффициент, учитывающий расход топлива на маневры;  $k_{\text{в.н}} = 1,04–1,06$  – коэффициент, учитывающий расход топлива на внутригаражные нужды.

Расход масла составляет 4–6 % расхода топлива, расход смазочных материалов – 1–1,5 %.

Определение расхода топлива автосамосвалов по данной методике в условиях разреза «Черниговец» дает расхождение с фактическими значениями не более 6 %. Для укрупненных расчетов это хорошие результаты. Более точные расчеты с учетом скорости движения, кинетической энергии и других факторов целесообразно выполнять с помощью компьютера.

### 3.4. Эксплуатационные расчеты

Целью эксплуатационного расчета является определение рабочего и инвентарного парка автосамосвалов.

Эксплуатационный расчет предусматривает:

- 1) определение времени рейса автосамосвала;
- 2) определение производительности автосамосвала;
- 3) расчет парков автосамосвалов;
- 4) определение пропускной и провозной способности карьерных автодорог.

## Определение времени рейса автосамосвала

Время рейса  $T_p$  складывается из следующих составляющих:

$$T_p = t_{\Pi} + t_{\text{дв}} + t_p + t_{\text{доп}}, \quad (3.19)$$

где  $t_{\Pi}$  – время погрузки автомобиля.

$$t_{\Pi} = \frac{qt_{\text{ц}}}{0,9V_{\text{к}}\gamma k_{\text{э}}}, \quad (3.20)$$

где  $t_{\text{ц}}$  – время цикла экскаватора, мин;  $V_{\text{к}}$  – вместимость ковша экскаватора, м<sup>3</sup>;  $k_{\text{э}}$  – коэффициент экскавации;  $\gamma$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>);

$t_{\text{дв}}$  – время движения автосамосвала в грузовом и порожняковом направлениях, мин:

$$t_{\text{дв}} = (\sum t_{\text{гр}} + \sum t_{\text{пор}})k_{\text{р.з}} = \left( \sum \frac{3,6l_i}{60v_{\text{гр}_i}} + \sum \frac{3,6l_i}{60v_{\text{пор}_i}} \right) k_{\text{р.з}}, \quad (3.21)$$

где  $\sum t_{\text{гр}}$ ,  $\sum t_{\text{пор}}$  – суммарное время движения автосамосвала, соответственно, в грузовом и порожняковом направлениях, мин;  $k_{\text{р.з}} = 1,10\text{--}1,12$  – коэффициент, учитывающий разгон и замедление автосамосвала при движении);

$t_p = 0,75\text{--}1,00$  – время разгрузки автосамосвала, мин;

$t_{\text{доп}}$  – время, затраченное на маневры при подъезде автосамосвала к местам погрузки и разгрузки, мин.

Загрузка:	
сквозная	0–0,20
петлевая	0,33–0,42
тупиковая	0,83–1,0
Разгрузка	1,34–1,72

### Определение производительности автосамосвала

Сменную техническую производительность определять по формуле

$$Q_{\text{см}} = \frac{60T_{\text{см}}}{T_{\text{р}} - t_{\text{доп}}} qk_{\text{Г}}, \quad (3.22)$$

где  $T_{\text{см}}$  – продолжительность смены, ч;  $k_{\text{Г}} = 0,75-0,8$  – коэффициент технической готовности, характеризующий безотказность и ремонтотпригодность автомобиля.

### Расчет парков автосамосвалов

Сначала определяют сменный грузооборот карьера:

$$Q'_{\text{см}} = \frac{Ak_{\text{н.р}}}{n_{\text{раб}}n_{\text{см}}}, \quad (3.23)$$

где  $A$  – годовая производительность карьера, т;  $k_{\text{н.р}} = 1,1-1,2$  – коэффициент неравномерности работы карьера;  $n_{\text{раб}}$  – число рабочих дней в году;  $n_{\text{см}}$  – количество смен в сутки.

Рабочий парк автосамосвалов определяется по формуле

$$N_{\text{раб}} = k_{\text{н.д}} \frac{Q'_{\text{см}}}{Q_{\text{см}}}, \quad (3.24)$$

где  $k_{\text{н.д}} = 1,2$  – коэффициент неравномерности движения автосамосвалов.

Инвентарный парк автосамосвалов определяется по формуле

$$N_{\text{инв}} = \frac{N_{\text{раб}}}{k_{\text{Г}}}. \quad (3.25)$$

## Определение пропускной и провозной способности карьерных автодорог

Пропускная способность (автомобилей в час) определяется по формуле

$$N_{\text{ч}} = \frac{1000v_{\text{ср.т}}}{k_{\text{н.д}}(L_{\text{т}} + l_{\text{а}})}, \quad (3.26)$$

где  $v_{\text{ср.т}} = \frac{2v_{\text{гр}}v_{\text{пор}}}{v_{\text{гр}} + v_{\text{пор}}}$  – среднетехническая скорость движения автосамосвала, км/ч;  $v_{\text{гр}}$ ,  $v_{\text{пор}}$  – средние скорости движения автомобиля с грузом и без груза, км/ч;  $L_{\text{т}}$  – максимальный тормозной путь (определяется в тяговом расчете), м;  $l_{\text{а}}$  – длина автомобиля, м.

Провозную способность, т/ч, вычисляют по формуле

$$M_{\text{а}} = \frac{N_{\text{ч}}}{k_{\text{рез}}} q, \quad (3.27)$$

где  $k_{\text{рез}} = 1,75-2,0$  – коэффициент резерва пропускной способности.

$$L_{\text{в}} - L_{\text{а}} = v_{\text{н}} t_{\text{п}} + \frac{(1 + k_{\text{пр}})v^2}{2(w_0 \pm gi + b)}. \quad (3.28)$$

## 4. КОНВЕЙЕРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Наряду с конвейерами традиционного типа (ленточными), в горной промышленности применяются скребковые, пластинчатые, качающиеся, вибрационные, винтовые и др. Они эксплуатируются в основном на подземных рудниках и шахтах. Некоторые из них могут быть использованы в качестве питателей на дробильно-сортировочных комплексах.

На открытых горных разработках к конвейерам специального типа относят ленточно-канатные, ленточно-тележечные и крутонаклонные. По совокупности достоинств они уступают ленточным, но превосходят их в чем-то одном: ленточно-канатные конвейеры эффективнее при больших расстояниях транспортирования груза; ленточно-тележечные конвейеры предназначены для транспортирования крупнокусковых грузов; крутонаклонные конвейеры используются для транспортирования груза под большими углами.

### 4.1. Расчет ленточного конвейера

Целью расчета является выбор типа конвейера для заданных условий транспортирования материала, установление прочностных характеристик конвейерной ленты.

Исходные данные: годовая производительность карьера; параметры, характеризующие режим работы предприятия; расстояние транспортирования груза; физико-механические свойства транспортируемых грузов; условия работы конвейера.

Расчет ленточного конвейера включает:

- 1) предварительный выбор типа конвейера;
- 2) проверку принятой ширины ленты конвейера;
- 3) вычисление распределенных сопротивлений движению ленты;
- 4) определение сосредоточенных сопротивлений движению ленты;
- 5) расчет натяжений конвейерной ленты и тягового усилия;
- 6) определение мощности привода;

- 7) установление силы натяжного устройства;
- 8) определение прочностных характеристик ленты.

### **Предварительный выбор типа конвейера**

В горнорудных отраслях промышленности ленточными конвейерами транспортируют различные сыпучие грузы с размером наибольших кусков до 350–450 мм.

Производительность конвейеров достигает 5 000–6 000 т/ч. Ширина ленты может варьироваться от 500 до 2 000 мм, а скорость движения  $v$  составляет 2,50–3,15 м/с и более.

Ленточный конвейер условно можно разбить на три основные части: головную, среднюю и хвостовую. Загрузка конвейера производится загрузочным устройством (или несколькими устройствами), расположенным в хвостовой части конвейера. Головная часть конвейера (при головном приводе) состоит из разгрузочного устройства и фрикционного привода. В зависимости от расположения загрузочного и разгрузочного устройств, а также других условий трасса конвейера в вертикальной плоскости может быть: прямолинейной горизонтальной, наклонной (подъем, спуск) или ломаной, состоящей из прямолинейных участков, соединенных криволинейными выпуклыми участками. Угол наклона конвейера (участка) на подъем (спуск)  $\beta$  зависит от свойств груза и условий транспортирования. Для лент с гладкой поверхностью на подъем угол  $\beta$  может достигать 18–20°. Трасса конвейеров в плане прямолинейная.

В большинстве случаев схема трассы и расположение основного оборудования конвейера (привода и натяжного устройства) диктуются компоновочным решением, т. е. взаимным расположением технологического оборудования проектируемого объекта (цеха, фабрики, комбината). При выборе этих данных необходимо строго соблюдать нормативные рекомендации, а также учитывать опыт проектирования и эксплуатации. Отклонение при проектировании конвейеров от норм в конечном итоге ухудшает работоспособность конвейера, а также его обслуживание и ремонт.

Трасса конвейера по возможности должна быть прямолинейной или с минимальным числом перегибов, а длина и высота подъема

должна обеспечиваться соответствующим оборудованием, т. е. тяговой способностью привода и прочностью ленты [4].

Наилучшее месторасположение привода конвейера, работающего на подъем, в головной части. В этом случае максимальное натяжение ленты на приводном барабане будет меньше, чем на головном барабане для такого же конвейера при промежуточном приводе. Промежуточный двухбарабанный привод имеет недостаток – один из приводных барабанов огибается стороной ленты, соприкасающейся с грузом, что резко снижает фрикционные возможности барабана. В этом отношении многобарабанные приводы, располагаемые в головной части конвейеров, предпочтительней, так как приводные барабаны соприкасаются только с чистой стороной ленты.

Для конвейеров, работающих на спуск в генераторном режиме, привод целесообразно устанавливать в хвостовой части. Для конвейеров большой протяженности в ряде случаев, кроме головного привода, устанавливают привод в хвостовой части.

Натяжные устройства, как правило, расположены в хвостовой части конвейера. Если из-за компоновочных решений загрузочного устройства (ограничение места для хода тележечного натяжного устройства) применяется вертикальное натяжное устройство, что по многим причинам нежелательно (дополнительные барабаны и перегибы ленты, повышенная просыпь и др.), то устанавливать его следует в зоне меньших натяжений ленты, т. е. как можно ближе к приводу. У конвейеров большой длины с резинотканевой лентой, у которых ход натяжного барабана может достигать десятков метров, натяжное устройство может быть расположено около привода, т. е. один из оборотных барабанов привода используется в качестве натяжного. Возможны два варианта схемы установки натяжного устройства наклонного конвейера: с расположением натяжного устройства под углом и с горизонтальным расположением. Второй вариант исключает заглубление натяжного устройства, что удешевляет строительные работы и улучшает компоновку перегрузочного устройства, но вместе с тем появляются дополнительные изгибы трассы и необходима установка двух отклоняющих барабанов.

Для нормальной работы ленточных конвейеров и увеличения срока службы ленты и ее центровки большое значение имеет правильный способ загрузки и разгрузки конвейеров, что должно учитываться про-

ектировщиками при разработке схемы трассы конвейерных линий, компоновок технологического оборудования цехов и фабрик.

Загрузочные и разгрузочные устройства разрабатываются проектировщиками применительно к конкретным условиям: высоте перепада груза при перегрузке, углу подхода потока груза к загруженному конвейеру, характеристике груза, атмосферным условиям и др. Загрузка ленточного конвейера может осуществляться другим конвейером или питателем, дозатором, самотеком из бункера или из технологического оборудования и др. Загрузочное устройство должно: обеспечивать равномерное поступление груза на ленту в количестве, обеспечивающем нормальное заполнение ленты, т. е. без перегрузки ленты и образования просыпи; разрабатываться с использованием способа, обеспечивающего наименьшие механические воздействия груза на ленту и само устройство (форма лотка, футеровка, рудный карман и др.); исключать боковые смещения ленты при ее загрузке; предусматривать для крупнокусовых абразивных грузов подгрохачивание их с целью уменьшения воздействия кусков груза на ленту; учитывать возможности амортизирующих роликоопор конвейера или других средств, уменьшающих удары кусков груза по ленте.

### Выбор типа конвейера

Выбор производится по его расчетной часовой производительности:

$$Q_p = \frac{Ak_{н.р}}{n_{раб}n_{см}T_{см}}, \quad (4.1)$$

где  $Q_p$  – расчетная производительность, м<sup>3</sup>;  $A$  – годовая производительность карьера, м<sup>3</sup>;  $k_{н.р} = 1,15–1,25$  – коэффициент неравномерности работы карьера;  $n_{раб}$  – число рабочих дней в году;  $n_{см}$  – количество смен в сутки;  $T_{см}$  – продолжительность смены, ч.

По расчетной производительности  $Q_p$  и исходным данным ориентировочно выбирается тип конвейера (табл. 4.1).

Таблица 4.1

## Технические характеристики ленточных конвейеров

Конвейер	Ширина ленты, мм	Скорость дви- жения ленты, м/с	Производи- тельность, м <sup>3</sup> /ч	Мощность при- вода, кВт	Максимальная дли- на става, м
КЛЗ-800-2М КЛЗ-500-2М КЛЗ- 400- 2М КЛЗ- 250-2М	1 200	1,85–4,60	1 750	2×250 2×250 250 250	800 500 400 250
КЛМ-800-2М КЛМ-500-2М КЛМ-400-2М КЛМ-250-2М КЛМ (Н)-400-2М КЛМ (Н)-400-2М	1 200	1,85–4,60	1 750	2×250 2×250 250 250 2×250 2×250	800 500 400 250 400 250
КЛО-750-2М КЛО-500-2М КЛО-400-2М КЛО-250-2М	1 200	1,85–4,60	1 750	2×250 2×250 250 250	750 500 400 250
КЛП-250/100-2М КЛЗ-600 КЛШ-800	1 200 1 000 1 200	3,10–4,60 2,34 2,58	1 750 600 т/ч 500 т/ч	250 132 150	265 500 800
КМЗ КМП КМО	1 800	4,35	4 500	1050	600 500 500

Продолжение табл. 4.1

Конвейер	Ширина ленты, мм	Скорость дви- жения ленты, м/с	Производи- тельность, м <sup>3</sup> /ч	Мощность при- вода, кВт	Максимальная дли- на става, м
С160.125	1 600	1,60	1 600	320	600–1 000
		2,00	2 000	400	
		2,50	2 500	300	
		3,00	3 150	630	
С160.160	1 600	1,60	1 600	400	800–1 000
		2,00	2 000	500	
		2,50	2 500	630	
		3,15	3 150	800	
С200.160	2 000	1,60	2 500	630	700–1 200
		2,00	3 200	800	
		2,50	4 000	1 000	
		3,00	4 960	1 250	
С200.200 (однобарабанный привод)	2 000	1,60	2 560	630	800–1 400
		2,00	3 200	800	
		2,50	4 000	1 000	
		3,15	4 960	1 250	
С200.200 (двухбарабанный привод)	2 000	1,60	2 560	950	800–1 600
		2,00	3 200	1 200	
		2,50	4 000	1 500	
		3,15	4 960	1880	

## Проверка принятой ширины ленты конвейера

Проверка включает в себя два этапа. Сначала производится проверка соответствия принятой ширины ленты заданной производительности

$$B_p = 1,1 \left( \sqrt{\frac{Q}{C_o v k_\beta}} + 0,05 \right) \leq B, \quad (4.2)$$

где  $B_p, B$  – соответственно расчетная и принятая по технической характеристике ширина ленты, м;  $Q$  – техническая производительность конвейера, принятая по технической характеристике ( $Q \geq Q_p$ ), м<sup>3</sup>/ч;  $C_o$  – коэффициент формы сечения груза на ленте (табл. 4.2);  $v$  – скорость движения ленты, м/с;  $k_\beta$  – коэффициент, учитывающий снижение высоты насыпки груза при применении наклонных конвейеров:

Угол наклона конвейера $\beta$ , град	0	12	14	18
Коэффициент $k_\beta$	1	0,98	0,96	0,92

Если условие (4.2) не выполняется, то необходимо выбрать другой тип конвейера.

Таблица 4.2

Значения коэффициента  $C_o$ 

Угол откоса насыпного груза на ленте $\varphi$ , град	При угле наклона боковых роликов $\beta'$ , град			
	20	30	35	45
15°	470	550	580	625
20°	550	625	650	690

Затем ширина ленты проверяется по крупности куска:

$$B \geq (2,3 - 2,5)a_{\max}, \quad (4.3)$$

где  $a_{\max}$  – размер максимального куска, мм.

### Определение распределенных сопротивлений движению ленты

Распределенное сопротивление движению ленты на грузовой ветви конвейера определяется по формуле

$$W_{гр} = (q + q_{л} + q'_p) w_{гр} L \cos \beta \pm (q + q_{л}) L \sin \beta, \quad (4.4)$$

где  $q$ ,  $q_{л}$ , – линейные силы тяжести соответственно груза, ленты и роlikоопор грузовой ветви конвейера, Н/м:

$$q = \frac{Qg\gamma}{3,6v}; \quad (4.5)$$

$$q_{л} = M_{л} Bg, \quad (4.6)$$

где  $M_{л}$  – масса 1 м<sup>2</sup> конвейерной ленты, кг/м<sup>2</sup> (табл. 4.3, 4.4);

Таблица 4.3

#### Характеристика резиновых лент

Тип ленты	Прочность, Н/мм	Диаметр и шаг тросов, мм	Масса, кг/м <sup>2</sup>
РТЛ-1500	1 500	6,2/15	28
РТЛ-2500	2 500	7,6/14	37
РТЛ-3150	3 150	8,6/15	43
РТЛ-4000	4 000	8,0/15	48
РТЛ-5000	5 000	10,5/17	55
РТЛ-6000	6 000	11,5/18	65

$$q'_p = \frac{M'_p g}{l'_p}, \quad (4.7)$$

где  $M'_p$  – масса вращающихся частей роlikоопоры грузовой ветви конвейера, кг (табл. 4.5);  $l'_p$  – расстояние между роlikоопорами грузовой ветви конвейера, м (табл. 4.6);

$w_{гр}$  – коэффициент сопротивления движению ленты грузовой ветви конвейера (табл. 4.7);

$L$  – расстояние транспортирования, м;

$\beta$  – угол наклона конвейера, град.

Таблица 4.4

## Характеристика резиноканевых лент

Тип ленты	Прочность ленты, Н/мм	Число прокладок, шт.	Масса, кг/м <sup>2</sup>
БКНЛ-65	55	3–10	8,7–17,6
БКНЛ-100	100	3–8	10,0–19,0
БКНЛ-150	150	3–8	13,4–25,5
ЛХ-120	120	3–12	12,4–28,0
ТА-100	100	3–8	11,0–17,7
ТА-150	150	3–8	11,4–18,6
ТА-300	300	4–10	13,3–20,7
ТЛ-150	150	3–8	10,4–20,2
ТЛ-200	200	3–8	11,8–21,0
ТЛК-150	150	3–8	11,4–20,2
ТЛК-200	200	3–8	11,8–21,0
ТК-300	300	4–10	14,2–26,4
ТК-400	400	4–8	16,0–26,4
МЛ-200	200	–	16,5–25,3
МЛ-300	300	–	16,5–25,3
МК-300	300	–	16,5–25,3
МК-600	600	–	16,5–25,3

Таблица 4.5

## Характеристика роlikоопор

Ширина ленты, мм	Трехроликовая опора				Однороликовая опора	
	в нормальном ис- полнении		в тяжелом исполнении		диаметр ролика, мм	масса, кг
	диаметр ролика, мм	масса, кг	диаметр ролика, мм	масса, кг		
800	127	22	159	45	127	19
1 000	127	25	159	50	127	21,5
1 200	127	29	159	57	127	26
1 400	159	50	194	108	159	40
1 600	–	60	194	116	–	–
1 800	–	82	194	122	159	47
2 000	–	–	219	190	–	–

Значения  $l'_p$ 

Насыпная плотность груза, т/м <sup>3</sup>	Расстояние между роlikоопорами, м, при ширине ленты, мм			
	800	1 000–1 200	1 400–1 600	1 800–2 000
< 1	1,4	1,3	1,2	1,1
1–2	1,3	1,2	1,1	1,0
> 2	1,2	1,1	1,0	0,9

Знак «+» ставится при перемещении груза вверх, знак «-» – при перемещении груза вниз.

Распределенное сопротивление движению ленты на порожняковой ветви конвейера определяется по формуле

$$W_{\text{пор}} = (q_{\text{л}} + q''_{\text{р}}) w_{\text{пор}} L \cos \beta \pm q_{\text{л}} L \sin \beta, \quad (4.8)$$

где  $q''_{\text{р}}$  – линейная сила тяжести роlikоопор порожняковой ветви конвейера, Н/м;

$$q''_{\text{р}} = \frac{M''_{\text{р}} g}{l''_{\text{р}}}, \quad (4.9)$$

где  $M''_{\text{р}}$  – масса вращающихся частей роlikоопоры порожняковой ветви конвейера, кг (см. табл. 4.5);  $l''_{\text{р}}$  – расстояние между роlikоопорами порожняковой ветви конвейера, м:

$$l''_{\text{р}} = (2 - 4)l'_{\text{р}}; \quad (4.10)$$

$w_{\text{пор}}$  – коэффициент сопротивления движению ленты на порожняковой ветви конвейера (табл. 4.7).

Таблица 4.7

Значения коэффициентов сопротивления движению ленты

Тип установок	Состояние конвейера	Условия работы	$w_{гр}$	$w_{пор}$
Стационарные мощные	Очень хорошее	Без загрязнений	0,018–0,024	0,025–0,035
Стационарные	Хорошее	Небольшие загрязнения ленты или абразивная пыль	0,022–0,026	0,025–0,035
Полустационарные	Хорошее	Сильное загрязнение ленты	0,024–0,032	0,030–0,040
Передвижные	Удовлетворительное	Обильное загрязнение и запыленность атмосферы	0,030–0,040	0,035–0,045

Знак «–» ставится при движении ленты на порожняковой ветви вниз, знак «+» – вверх.

### Определение сосредоточенных сопротивлений движению ленты конвейера

Сопротивление при огибании лентой барабана  $W_6$ ,  $H$ , складывается из сопротивлений вследствие трения в цапфах вала барабана и жесткости ленты. При этом натяжение ленты в последующей точке  $S_{i+1}$  (набегающая на барабан ветвь ленты) больше, чем в предыдущей точке  $S_i$  (сбегающая с барабана ветвь ленты) в  $k'$  раз,

$$S_{i+1} = k'S_i, \quad (4.11)$$

где  $k'$  – коэффициент увеличения натяжения, зависящий от угла обхвата лентой барабана:

$\alpha$ , град	> 180	90–180	< 90
$k'$	1,03–1,04	1,02–1,03	1,01–1,02

Тогда

$$W_6 = S_i(k' - 1). \quad (4.12)$$

Сопротивление на загрузочном устройстве рассчитывают по формуле

$$W_3 = \frac{qv^2}{g}. \quad (4.13)$$

Сопротивление на разгрузочном устройстве (плужковый сбрасыватель) вычисляют по формуле

$$W_p = 2,7qB. \quad (4.14)$$

### Определение натяжений конвейерной ленты и тягового усилия

На расчетной схеме конвейера (рис. 4.1) в характерных местах изгиба ленты расставляют точки, начиная с точки сбегания ленты с приводного барабана (при двухбарабанном приводе – с последнего).

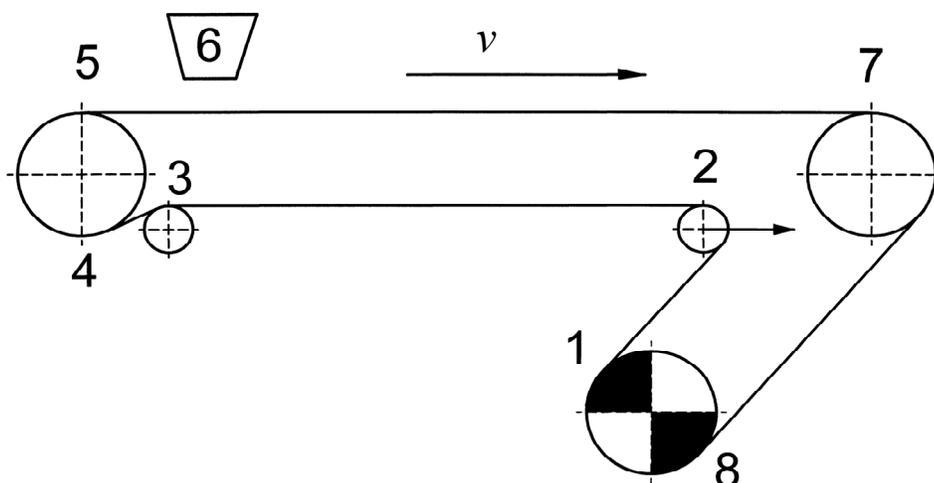


Рис. 4.1. Расчетная схема конвейера:  
1, 2, 3, 4, 5, 7 – характерные точки; 6 – загрузочный бункер

Силы натяжения в характерных точках ленты конвейера определяют методом обхода по замкнутому контуру, учитывая, что между расставленными точками действуют определенные ранее распределенные и сосредоточенные сопротивления.

$$S_1 = S_{сб};$$

$$S_2 = k'_1 S_{сб};$$

$$S_3 = S_2 + W_{пор} = k'_1 S_{сб} + W_{пор};$$

$$S_4 = k'_2 S_3 = k'_1 k'_2 S_{сб} + k'_2 W_{пор};$$

$$S_5 = k'_3 S_4 = k'_1 k'_2 k'_3 S_{сб} + k'_2 k'_3 W_{пор};$$

$$S_6 = S_5 + W_3 = k'_1 k'_2 k'_3 S_{сб} + k'_2 k'_3 W_{пор} + W_3;$$

$$S_7 = S_6 + W_{гр} = k'_1 k'_2 k'_3 S_{сб} + k'_2 k'_3 W_{пор} + W_3 + W_{гр};$$

$$S_8 = S_{нб} = k'_4 S_7 = k'_1 k'_2 k'_3 k'_4 S_{сб} + k'_2 k'_3 k'_4 W_{пор} + k'_4 W_3 + k'_4 W_{гр}, \quad (4.15)$$

где  $k'_1, k'_2, k'_3, k'_4$  – коэффициенты увеличения натяжения, зависящие от угла обхвата (для данной схемы  $k'_1 = 1,02; k'_2 = 1,01; k'_3 = 1,03; k'_4 = 1,02$ ).

Преобразовав уравнение (4.15) и воспользовавшись формулой Эйлера, получаем систему уравнений, решив которую, определим значение сил натяжения ленты во всех точках:

$$\begin{cases} S_{\text{нб}} = 1,08S_{\text{сб}} + (1,06W_{\text{пор}} + 1,02W_3 + 1,02W_{\text{гр}}), \\ S_{\text{нб}} = S_{\text{сб}}e^{\mu\alpha}, \end{cases} \quad (4.16)$$

где  $e^{\mu\alpha}$  – тяговый фактор привода (табл. 4.8);  $\mu$  – коэффициент сцепления ленты с приводным барабаном;  $\alpha$  – угол обхвата лентой приводного барабана, рад.

Для обеспечения нормальной работы конвейера должны выполняться два условия:

- 1) лента не должна пробуксовывать на приводных барабанах

$$S_{\text{нб}} \leq S_{\text{сб}}e^{\mu\alpha}; \quad (4.17)$$

- 2) лента не должна провисать чрезмерно на грузовой ветви

$$S_{\text{min}} = (5-10)(q + q_{\text{л}})l'_p \leq S_i, \quad (4.18)$$

где  $S_i$  – наименьшее натяжение на грузовой ветви конвейера, Н.

Если второе условие не выполняется, то натяжение ленты должно быть соответственно увеличено (при этом пересчет начинают от точки наименьшего натяжения на грузовой ветви).

Тяговое усилие определяется по формуле

$$W_o = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}} + 0,03(S_{\text{нб}} + S_{\text{сб}}). \quad (4.19)$$

Таблица 4.8

## Значения тягового фактора

Материал барабана	Состояние атмосферы	Коэффициент сцепления ленты с барабаном $\mu$	Тяговый фактор $e^{\mu\alpha}$ при углах обхвата в градусах и радианах								
			180	210	240	300	360	400	420	450	480
			3,14	3,66	4,19	5,24	6,28	7,00	7,33	7,85	8,38
Чугунный или стальной	Очень влажная	0,10	1,35	1,44	1,52	1,69	1,87	2,02	2,08	2,19	2,32
С деревянной или резиновой футеровкой	Очень влажная	0,15	1,60	1,73	1,87	2,19	2,57	2,87	3,00	3,25	3,51
Чугунный или стальной	Влажная	0,20	1,87	2,08	2,31	2,85	3,51	4,04	4,33	4,34	5,34
С деревянной или резиновой футеровкой	Влажная	0,25	2,18	2,49	2,85	3,70	4,81	5,75	6,25	7,05	8,17
Чугунный или стальной	Сухая	0,30	2,57	3,00	3,51	4,81	6,59	8,17	9,02	10,50	12,35
С шевронной резиновой футеровкой	Влажная	0,30	2,57	3,00	3,51	4,81	6,59	8,17	9,02	10,50	12,35
С гладкой резиновой футеровкой	Сухая	0,35	3,00	3,61	4,33	6,27	9,00	11,62	13,01	15,60	18,78
С шевронной резиновой футеровкой	Сухая	0,40	3,51	4,33	5,34	8,12	12,35	16,41	18,77	23,00	28,56

### Определение мощности привода

Мощность на валу двигателя определяется по формуле

$$N_{\text{дв}} = \frac{W_o V}{1000\eta}, \quad (4.20)$$

где  $\eta = (0,92-0,96)$  – КПД двигателя.

При двухбарабанном приводе общую мощность необходимо распределить между приводными барабанами, которые работают не в одинаковом режиме. Мощность двигателя пропорциональна величине тягового усилия, поэтому нужно вначале определить величину тягового усилия, приходящуюся на каждый барабан:

$$W_{o1} = S_{\text{нб}} \frac{e^{\mu\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_1}}, \quad (4.21)$$

где  $\alpha_1$  – угол обхвата лентой первого барабана, рад.

$$W_{o2} = W_o - W_{o1}, \quad (4.22)$$

Подставляя значения тягового усилия из рассчитанного по формулам (4.21), (4.22) в выражение (4.20), получим значения мощности двигателей на приводных барабанах конвейера.

### Определение силы натяжного устройства

Она складывается из суммы сил натяжения в набегающей на натяжной барабан и сбегавшей с натяжного барабана ветвях ленты.

Для нашей расчетной схемы, приводится на рис. 4.1, составит

$$S_{\text{н.у}} = S_1 + S_2. \quad (4.23)$$

### Определение прочностных характеристик лент

Потребная прочность на разрыв резинотканевой ленты зависит от прочности на разрыв одной прокладки  $\delta_p$  (Н/мм) и числа прокладок.

$$i = \frac{S_{\max} k_3}{\delta_p B}, \quad (4.24)$$

где  $S_{\max}$  – наибольшее натяжение в ленте, Н;  $k_3$  – коэффициент запаса прочности (при  $\beta \leq 10^\circ$   $k_3 = 8-9$ , при  $\beta > 10^\circ$   $k_3 = 9-10$ );  $B$  – ширина ленты, мм.

Подбор резинотросовой ленты необходимой прочности выполняется по ее сопротивлению разрыву

$$\delta_p = \frac{S_{\max} k_3}{B}, \quad (4.25)$$

где  $k_3 = 8-8,5$  при  $\beta \leq 10^\circ$  и  $k_3 = 9-10$  при  $\beta > 10^\circ$ .

## Заключение

В последнее время наблюдается тенденция к увеличению доли добычи угля открытым способом. Транспортирование грузов на карьерах и угольных разрезах является основным технологическим процессом добычи полезного ископаемого.

Машины, входящие в структуру транспортного парка предприятия, должны обеспечивать заданную производительность, высокую надежность, минимальный уровень затрат на транспортирование грузов, безопасность перевозок, низкий уровень вредного воздействия на окружающую среду.

Учебное пособие поможет студентам в выполнении расчета основных видов транспорта, то есть железнодорожного, автомобильного и конвейерного. Поскольку затраты на транспортирование могут достигать до 75 % себестоимости добычи полезного ископаемого открытым способом, точный расчет, правильный выбор оборудования и возможность анализа результатов могут существенно повлиять на эффективность добычи полезных ископаемых.

Приведенные методы расчета показателей основных транспортных машин карьеров и разрезов отличаются повышенной точностью и, соответственно, сложностью, но ими должен владеть современный инженер.

## Схемы трасс транспортирования

1 АВТО

М 1:10000

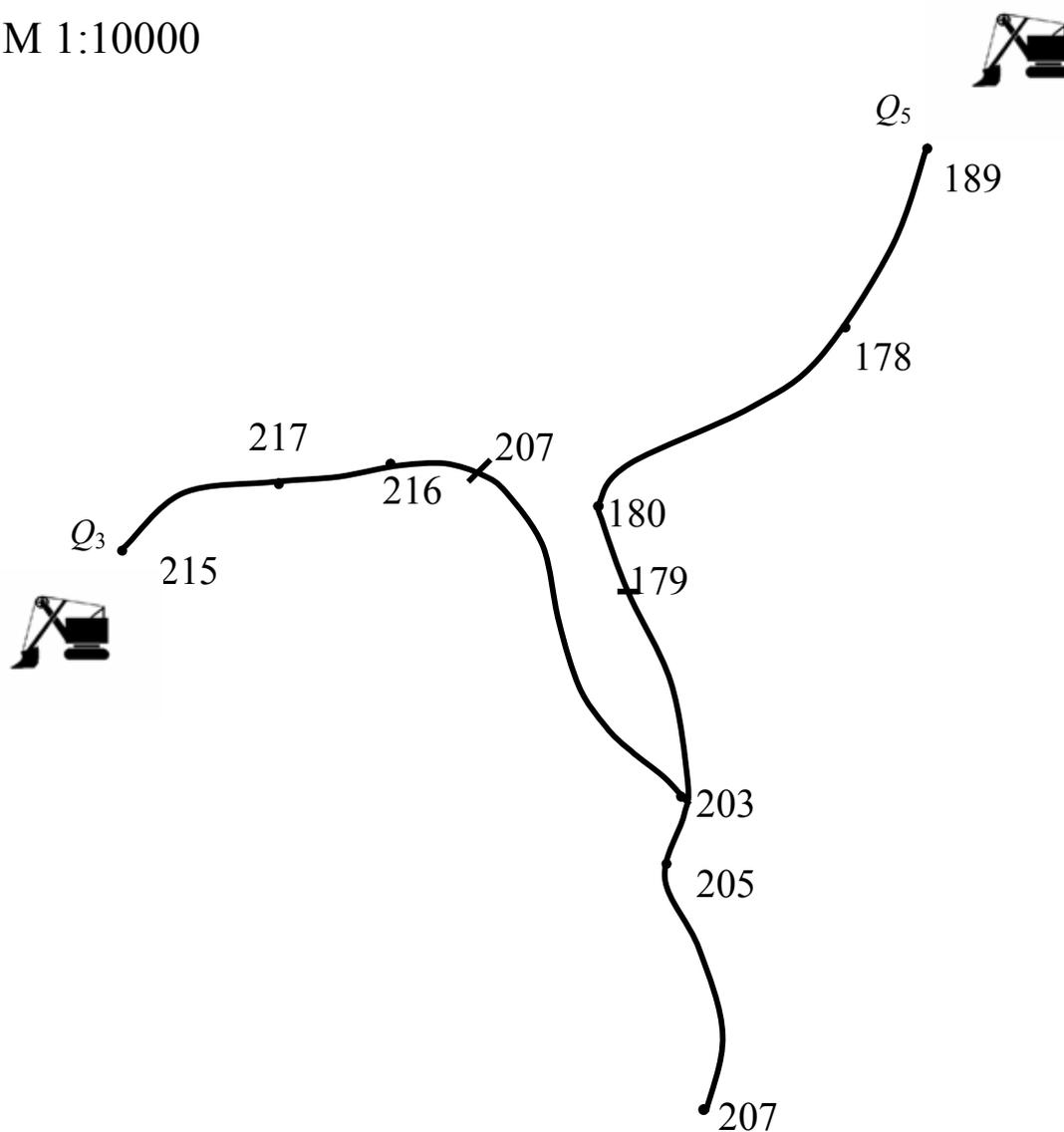


Рис. П.1. Схема трассы № 1

2 АВТО

M 1:10000

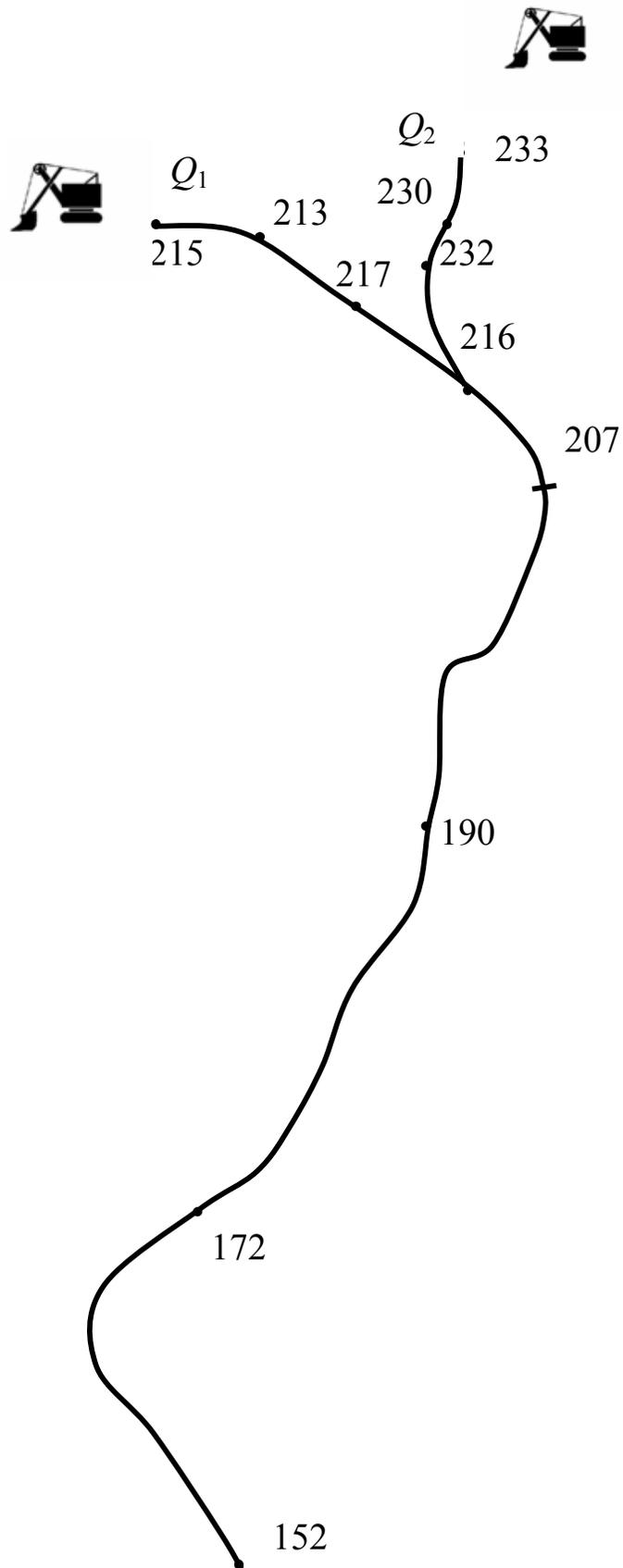


Рис. П.2. Схема трассы № 2

3 АВТО

M 1:10000

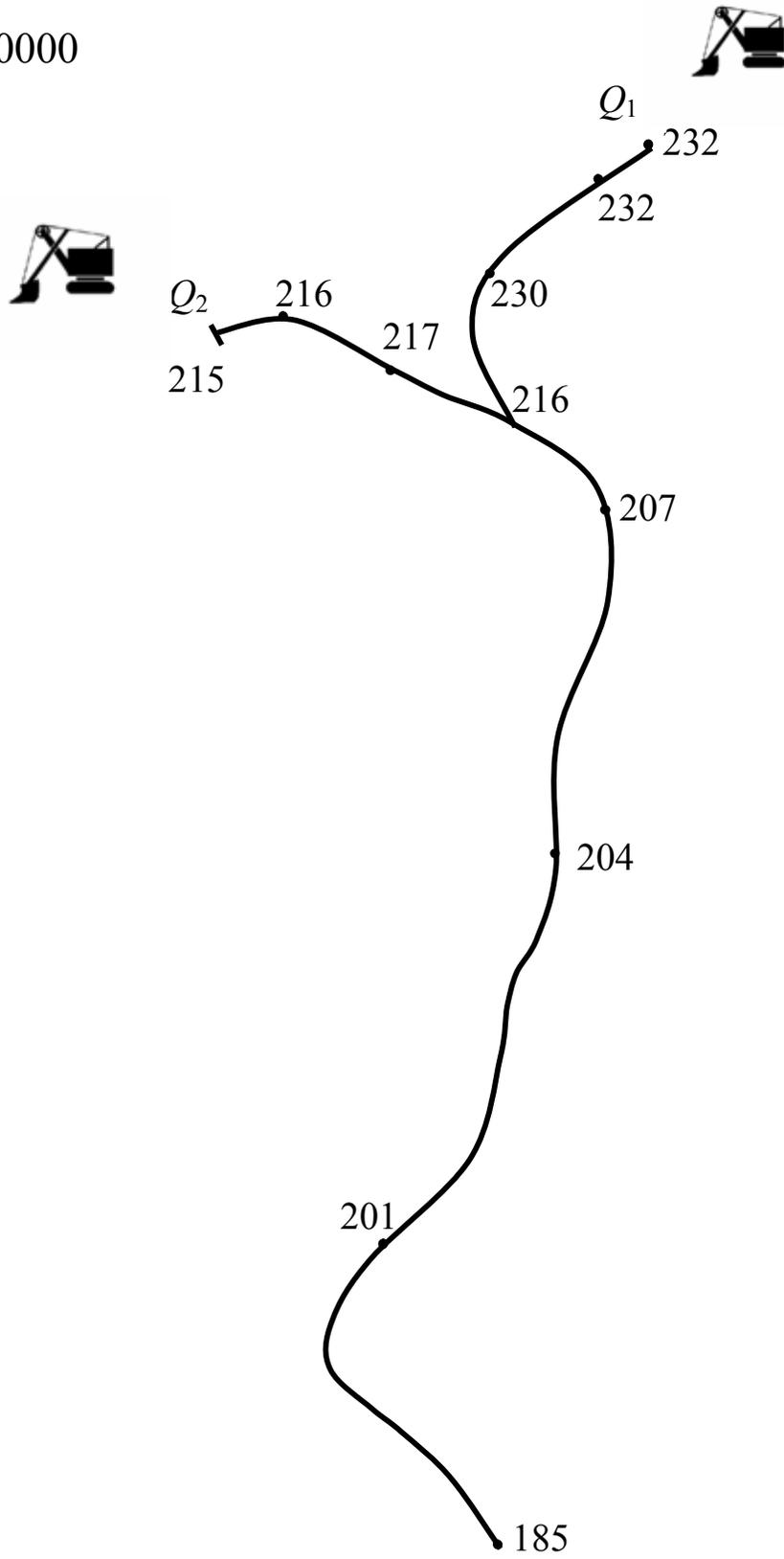


Рис. П.3. Схема трассы № 3

4 АВТО

M 1:10000

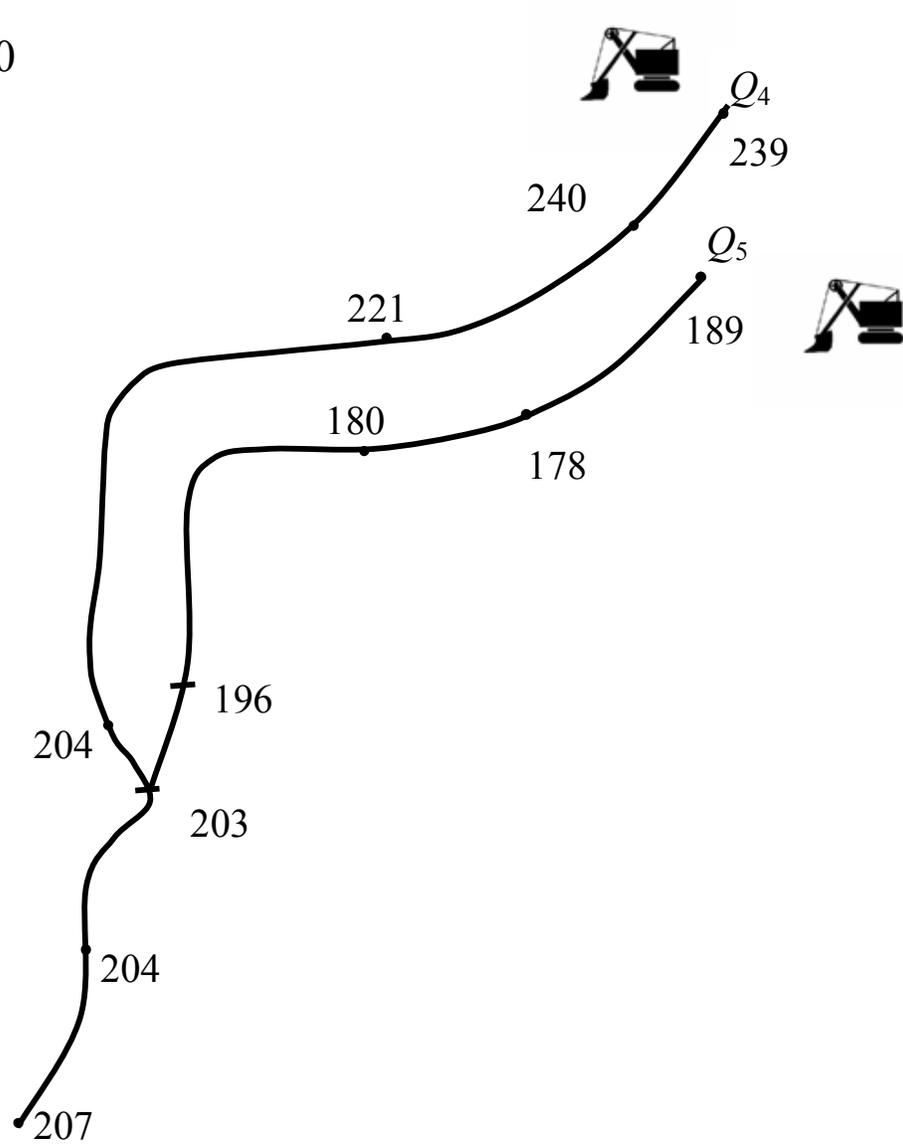


Рис. П.4. Схема трассы № 4

5 АВТО

M 1:10000

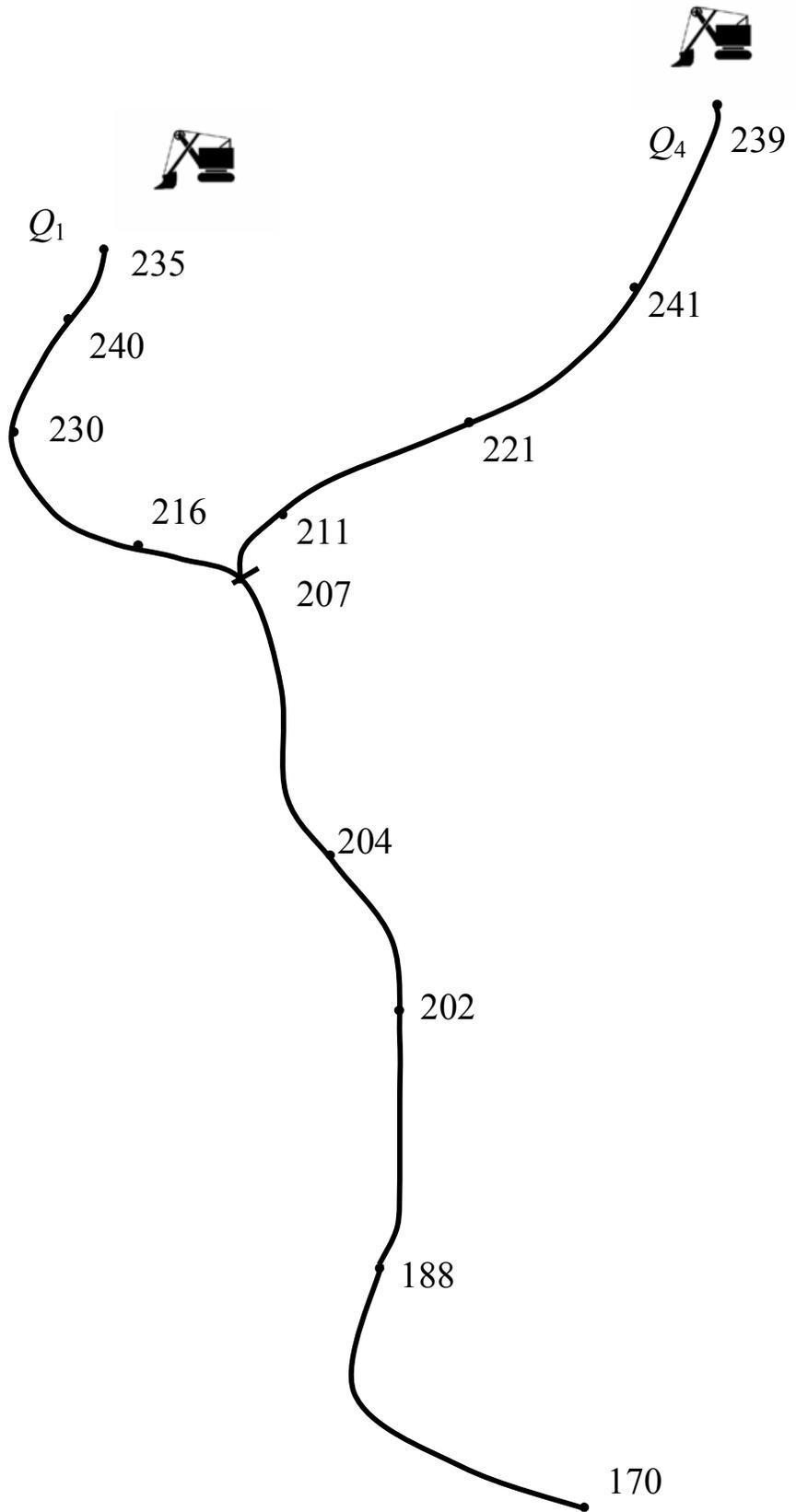


Рис. П.5. Схема трассы № 5

6 Ж/Д

М 1:5000

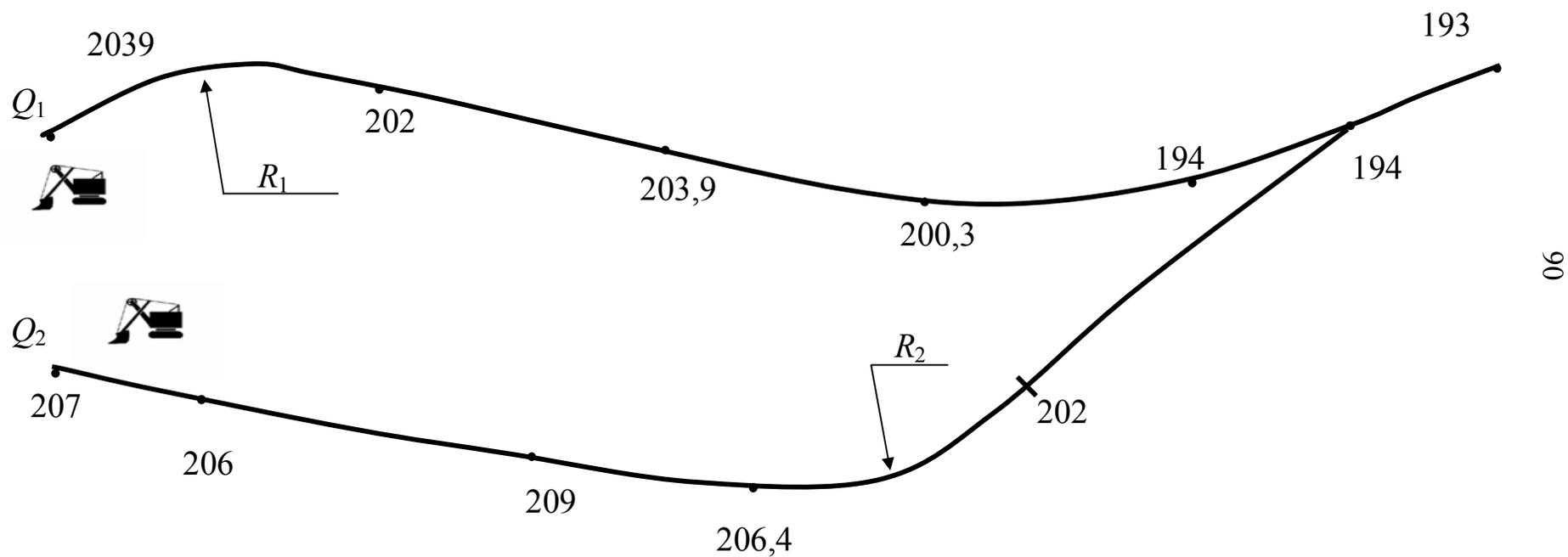


Рис. П.6. Схема трассы № 6

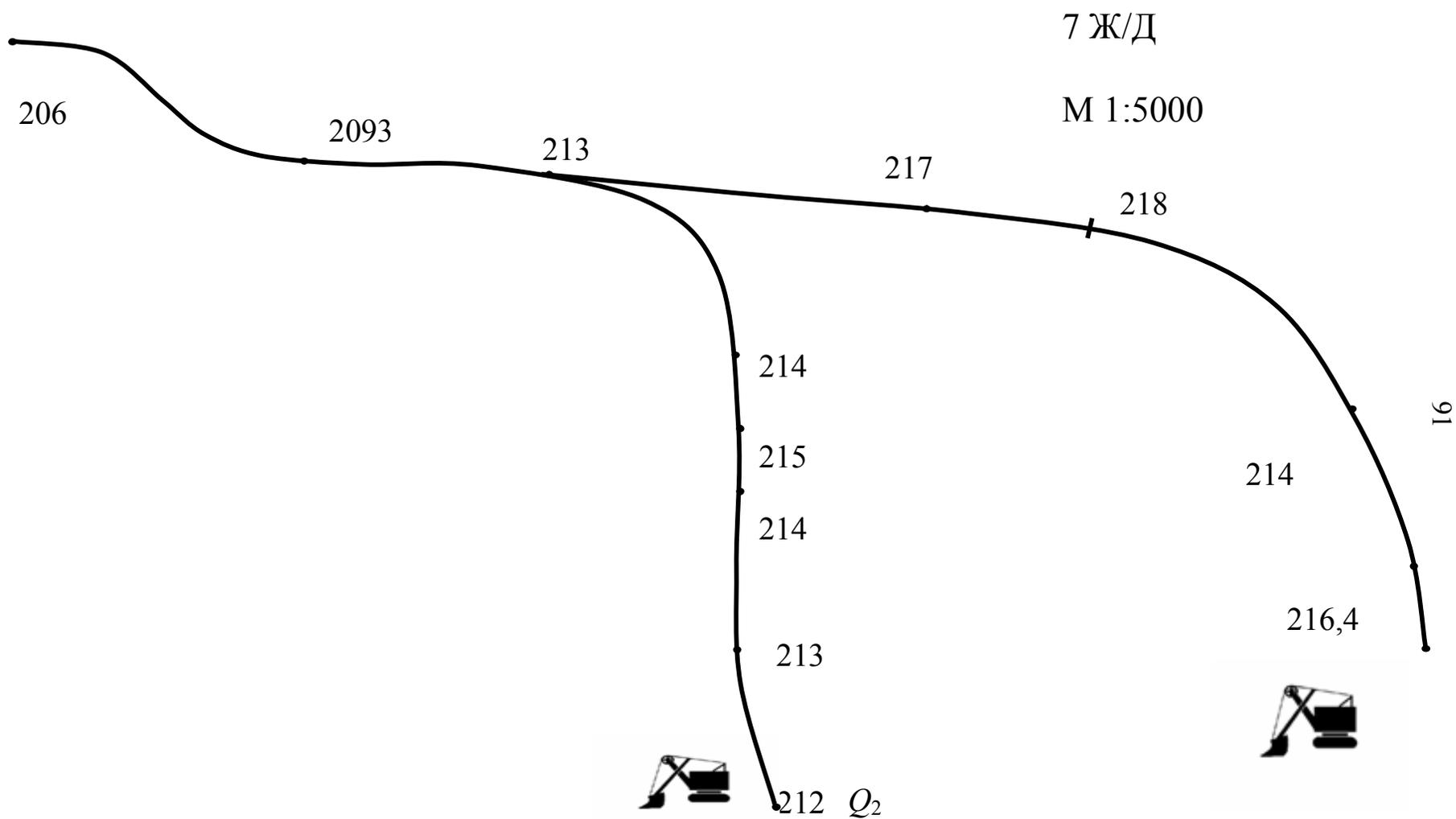


Рис. П.7. Схема трассы № 7

8 Ж/Д  
М 1:10000

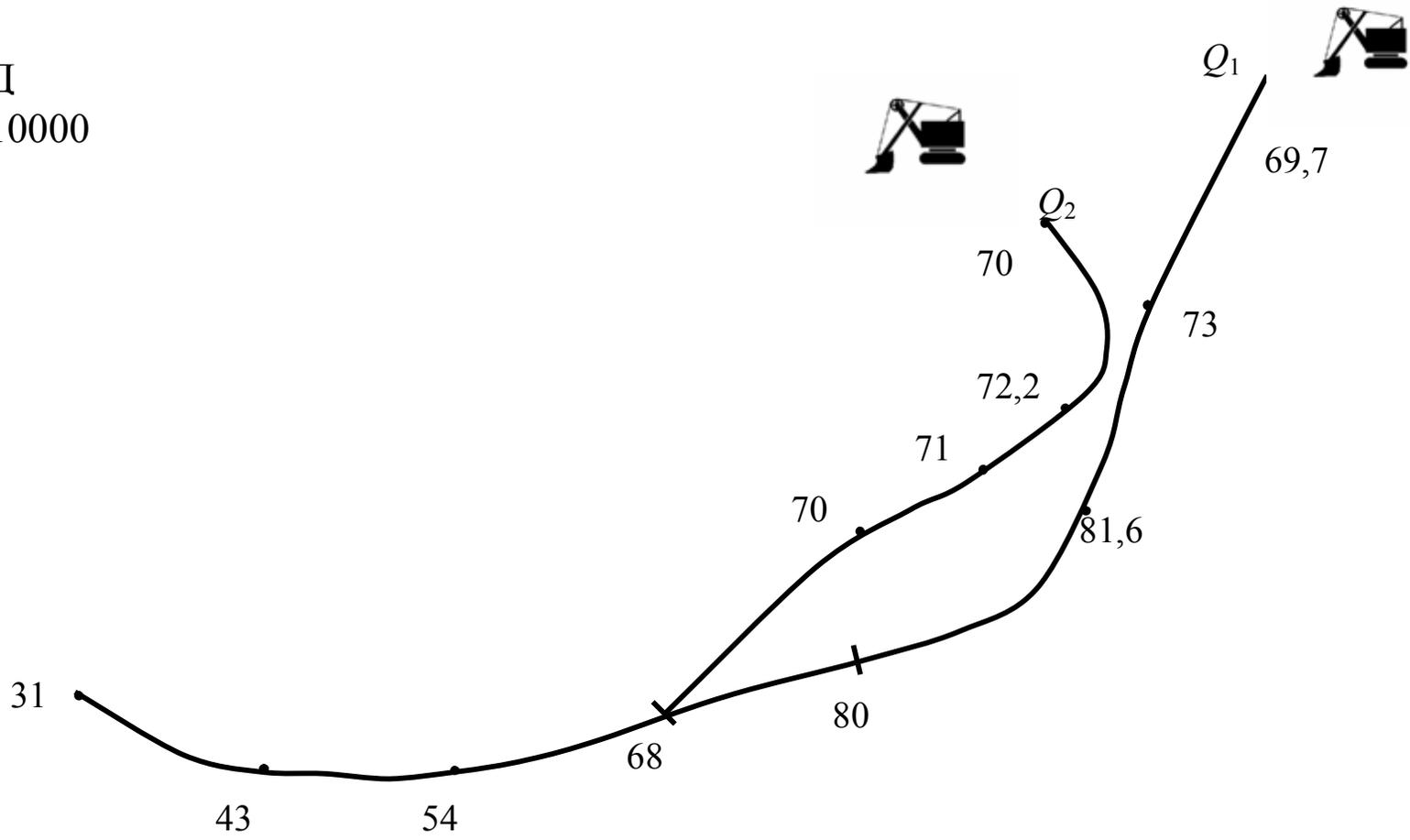


Рис. П.8. Схема трассы № 8

## Рекомендуемые модели самосвалов

## Серия 7540



Карьерные самосвалы грузоподъемностью 30 т предназначены для перевозки горной массы и сыпучих грузов на открытых разработках полезных ископаемых, при сооружении крупных промышленных и гидротехнических объектов по технологическим дорогам в различных климатических условиях. По заказу потребителя машины могут быть укомплектованы централизованной системой смазки, кондиционером. Наибольшая эффективность достигается при работе в комплексе с экскаваторами и погрузчиками с вместимостью ковша 6 м<sup>3</sup>

## Серия 7540

## БелАЗ 7540D

## БелАЗ 7540E

Двигатель	DEUTZ BF 8M 1015	ЯМЗ-240М2
Мощность, кВт (л. с.)	290(395)	265(360)
Трансмиссия	ГМП (5+2)	ГМП (3+1)
Шины	18,00 R25	
Максимальная скорость, км/ч	50	
Радиус поворота, м	8,7	
Масса, т	22,5	
Габариты, мм		
Длина	7110	7160
Ширина	4460	4620
Высота	3930	3900
Объем платформы, м <sup>3</sup>		
Стандартная: геометр.	15	24,5
с шапкой «2:1»	19	28
Грузоподъемность, т	30	

<b>Серия 7540</b>	<b>БелАЗ 75404</b>	<b>БелАЗ 75406</b>
Двигатель	ТМЗ-8424,10-07	ЯМЗ-240ПМ2
Мощность, кВт (л. с.)	312,5(425)	309(420)
Трансмиссия	ГМП (5+2)	ГМП (3+1)
Шины	18,00 R25	
Максимальная скорость, км/ч	50	
Радиус поворота, м	8,7	
Масса, т	22,5	
Габариты, мм		
Длина	7110	
Ширина	4460	
Высота	3930	
Объем платформы, м <sup>3</sup>		
Стандартная: геометр.	15	
с шапкой «2:1»	19	
Грузоподъемность, т	30	

### **Серия 7528**



Самосвал шарнирно-сочлененный БелАЗ 7528 грузоподъемностью 36 т колесной формулой 6×6 предназначен для перевозки насыпных грузов и рассчитан на эксплуатацию в различных климатических условиях как по специальным технологическим дорогам, так и в условиях бездорожья на грунтах с низкой несущей способностью. Самосвал может быть использован при разработке полезных ископаемых открытым способом, в том числе в карьерах, при строительстве дорог, тоннелей, гидротехнических сооружений и т. п., в шахтах. Наибольшая эффективность достигается при работе в комплексе с экскаваторами и погрузчиками с вместимостью ковша 6 м<sup>3</sup>.

**Серия 7528**

Двигатель	
Мощность, кВт (л. с.)	
Трансмиссия	
Шины	
Максимальная скорость, км/ч	
Радиус поворота, м	
Масса, т	
Габариты, мм	
Длина	
Ширина	
Высота	
Объем платформы, м <sup>3</sup>	
Стандартная: геометр.	
с шапкой «2:1»	

**БелАЗ 7528-10**

CUMMINS QSX-15
403 / 548
ГМП (5+2)
29,5 R25
60
8,5
40
11350
3700
3700
16
21

**Серия 7547**

Карьерные самосвалы грузоподъемностью 45 т предназначены для перевозки горной массы и сыпучих грузов на открытых разработках полезных ископаемых, при сооружении крупных промышленных и гидротехнических объектов по технологическим дорогам в различных климатических условиях. По заказу потребителя машины могут быть укомплектованы централизованной системой смазки, кондиционером. Наибольшая эффективность достигается при работе в комплексе с экскаваторами и погрузчиками с вместимостью ковша 6 м<sup>3</sup>.

**Серия 7547**

Двигатель	
Мощность, кВт (л. с.)	
Трансмиссия	
Шины	
Максимальная скорость, км/ч	

**БелАЗ 7547**

ЯМЗ-240НМ2
368(500)

**БелАЗ 75471**

ЯМЗ-8401.10-06
405(550)

ГМП (5+2)

21,00 R35

50

Радиус поворота, м	10,2
Масса, т	33
Габариты, мм	
Длина	8090
Ширина	4620
Высота	4390
Объем платформы, м <sup>3</sup>	
Стандартная: геометр.	19
с шапкой «2:1»	26
Грузоподъемность, т	45

**Серия 75473, 7547D****БелАЗ 75473****БелАЗ 7547D**

Двигатель	КТА-19С	DEUTZ BF 8M 1015C
Мощность, кВт (л. с.)	448(600)	400(544)
Трансмиссия		ГМП (5+2)
Шины		21,00 R35
Максимальная скорость, км/ч		50
Радиус поворота, м		10,2
Масса, т		33
Габариты, мм		
Длина		8090
Ширина		4620
Высота		4390
Объем платформы, м <sup>3</sup>		
Стандартная: геометр.		19
с шапкой «2:1»		26
С увеличенным объемом		
Вровень с бортом		26,2
С шапкой «2:1»		33
Грузоподъемность, т		45

**Серия 7555**

Карьерные самосвалы грузоподъемностью 55 т предназначены для перевозки горной массы и сыпучих грузов на открытых разработках полезных ископаемых, при сооружении крупных промышленных и гидротехнических объектов по технологическим дорогам в различных климатических условиях. По заказу потребителя машины могут быть укомплектованы централизованной автоматической системой смазки, кондиционером, взвешивающим устройством. Наибольшая эффективность достигается при работе в комплексе с экскаваторами и погрузчиками с вместимостью ковша 6 м<sup>3</sup>.

<b>Серия 7555</b>	<b>БелАЗ 7555В</b>	<b>БелАЗ 7555Е</b>
Двигатель	КТТА-19С	QSK-19
Мощность, кВт (л. с.)	515(700)	750(1020)
Трансмиссия	ГМП (6+1)	
Шины	24,00 R35	
Максимальная скорость, км/ч	55	
Радиус поворота, м	9	
Масса, т	40,2	44
Габариты, мм		
Длина	8890	9000
Ширина	5240	
Высота	4610	
Объем платформы, м <sup>3</sup>		
Стандартная: геометр.	25	32
с шапкой «2:1»	34,2	37,5
Углевозная: геометр.	49	
с шапкой «2:1»	56	
Грузоподъемность, т	55	

**Серия 7545**

Предназначен для транспортирования горной массы в разрыхленном состоянии по технологическим дорогам на открытых разработках полезных ископаемых с различными климатическими условиями. Может использоваться на строительстве крупных промышленных и гидротехнических сооружений, при сооружении дорожно-магистральных комплексов, а также в технологических подразделениях предприятий перерабатывающей промышленности. В зависимости от удельного веса перевозимого груза наибольшая эффективность достигается при эксплуатации с экскаваторами или погрузчиками с ковшами следующей емкости: 8–12,5 м<sup>3</sup>.

**Серия 7545****БелАЗ 7545**

Двигатель	QSX15-C (Cummins)
Мощность двигателя, кВт (л. с.)	447 кВт (608 л. с.)
Трансмиссия	гидромеханическая
Формула трансмиссии	5+2
Крутящий момент, Н·м/об/мин	2779 / 1400
Удельный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт·ч	209
Шины	21,00 R35
Задний мост	механический, с одноступенчатой главной передачей, коническим дифференциалом и планетарными колесными передачами
Подвеска	пневмогидравлическая, зависимая для передней оси и ведущего моста – продольные рычаги с центральным шарниром
Тормоза (с гидроприводом) передних колес	сухие однодисковые
задних колес	ММОТ
стояночный	дисковый

вспомогательный	ММОТ
Габариты, мм	
Длина	8560
Ширина	4240
Высота	4475
Объем кузова, м <sup>3</sup>	
геометрический	21,5
с шапкой «2:1»	27,7
радиус поворота, м	9
Масса самосвала, кг без груза	35000 (стандартная комплектация)
полная масса	80000
Максимальная скорость, км/ч	55
Грузоподъемность, т	45



### Серия 7557

Карьерные самосвалы грузоподъемностью 90 т предназначены для перевозки горной массы в сложных горнотехнических условиях глубоких карьеров, на открытых разработках месторождений полезных ископаемых по технологическим дорогам в различных климатических условиях эксплуатации (при температуре окружающего воздуха от –50 до +50 град).

Грузоподъемность, т	90
Двигатель	Cummins QST 30-C
Мощность двигателя	783 кВт (1065 л. с.)
Трансмиссия	гидромеханическая
Формула трансмиссии	6+1
Крутящий момент, Н·м/об/мин	4630 / 1300
Удельный расход топлива при номинальной мощно- сти, г/кВт·ч	204
Шины	31 / 90 R49; 27,00 R49

Задний мост	механический, с одноступенчатой главной передачей, коническим дифференциалом и планетарными колесными передачами	
Подвеска	пневмогидравлическая, зависимая для передней оси и ведущего моста – продольные рычаги с центральным шарниром	
Тормоза (с гидроприводом)		
передних колес	сухие однодисковые	
задних колес	ММОТ	
стояночный	дисковый	
вспомогательный	ММОТ	
Объем кузова, м <sup>3</sup>		
геометрический	37,7; 44,5; 75	
с шапкой «2:1»	53,3; 60; 93	
радиус поворота, м	11	
Масса самосвала, кг		
без груза	73000 (стандартная комплектация)	
полная масса	163000	
Максимальная скорость, км/ч	60	

### Серия 7513, 75131

Карьерные самосвалы грузоподъемностью 130 т предназначены для перевозки горной массы и сыпучих грузов на открытых разработках полезных ископаемых по технологическим дорогам в различных климатических условиях. По заказу потребителя машины могут быть укомплектованы централизованной системой смазки, кондиционером, системой автоматического пожаротушения, взвешивающим устройством. Наибольшая эффективность достигается при работе в комплексе с экскаваторами и погрузчиками с вместимостью ковша 20 м<sup>3</sup>.



<b>Серия 7513</b>	<b>БелАЗ 7513</b>	<b>БелАЗ 75131</b>
Двигатель	QSK-45	КТА-50С
Мощность, кВт (л. с.)	1194(1600)	1176(1600)
Трансмиссия	электромеханическая переменного-постоянного тока	
Тяговый генератор	СГД-89 / 38	СГД-89 / 38 СГД2-89 / 38
Мощность, кВт	800	
Тяговый электродвигатель	ЭК-420 / ТЭД-6 / ЭК-590	
Мощность, кВт	420 / 590	
Шины	33,00 R51	
Максимальная скорость, км/ч	45	
Радиус поворота, м	13	
Масса, т	107	
Габариты, мм		
Длина	11500	
Ширина	6900	
Высота	5720	
Объем платформы, м <sup>3</sup>		
Стандартная: геометр.	46	
с шапкой «2:1»	71	
Грузоподъемность, т	130	

<b>Серия 75132</b>	<b>БелАЗ 75132</b>
Двигатель	8ДМ-21АМС
Мощность, кВт (л. с.)	1103(1500)
Трансмиссия	электромеханическая переменного-постоянного тока
Тяговый генератор	СГД-89 / 38    СГД2-89 / 38
Мощность, кВт	800
Тяговый электродвигатель	ЭК-420 / ТЭД-6 / ЭК-590
Мощность, кВт	420 / 590
Шины	33,00 R51
Максимальная скорость, км/ч	45

Радиус поворота, м	13
Масса, т	107
Габариты, мм	
Длина	11500
Ширина	6900
Высота	5720
Объем платформы, м <sup>3</sup>	
Стандартная: геометр.	46
с шапкой «2:1»	71
Грузоподъемность, т	130



### Серия 7517

Карьерные самосвалы грузоподъемностью 154–160 т предназначены для перевозки горной массы в сложных горнотехнических условиях глубоких карьеров, на открытых разработках месторождений полезных ископаемых по технологическим дорогам в различных климатических условиях эксплуатации (при температуре окружающего воздуха от  $-50$  до  $+50^{\circ}$ ).

Серия 7517	БелАЗ 75170	БелАЗ 75172	БелАЗ 75174
Грузоподъемность, т	154–160	154–160	154–160
Двигатель	QSK 45-C	MTU DD 12V4000	MTU DD 12V4000
Мощность двигателя	1491 кВт (2028 л. с.)	1400 (1875) кВт (1904 л. с.)	1400 (1875) кВт (1904 л. с.)
Трансмиссия	электромеханическая	переменно-постоянного тока	электромеханическая
Формула трансмиссии			переменно-переменного тока

## Дополнительные характеристики

Крутящий момент, Н·м/об/мин	7871 / 1500	7612 / 1500	
Удельный расход топли- ва при номинальной мощности, г/кВт·ч	201		
Шины	36,00 R51		
Трансмиссия	переменно-постоянного тока		
Редуктор мотор-колес	планетарный двухрядный		
Подвеска	пневмогидравлическая, зависимая для передней оси и ведущего моста – продольные рычаги с центральной шарниром		
Тяговый электродвига- тель	ЭДП-600; ЭК-590	ЭДП-600; ЭК-590	ТАД-5
Тяговый генератор	СГТ 1400-8	СГТ 1400-8	СГТ 1600-8
Тормоза (с гидроприводом)			
передних колес		сухие однодисковые	
задних колес		сухие дисковые	
стояночный		дисковый	
вспомогательный		электродинамическое торможение тяго- выми двигателями с принудительным воздушным охлаждением тормозных ре- зисторов	
Объем кузова, м <sup>3</sup>			
геометрический		65,6	
с «шапкой» 2:1		96,5	
радиус поворота, м		14	
Масса самосвала, кг			
без груза	134000	(стандартная комплектация)	
полная масса	294000		
Максимальная скорость, км/ч	50		

**Серия 75304, 75306**

Карьерные самосвалы грузоподъемностью 200–220 т предназначены для перевозки горной массы и сыпучих грузов на открытых разработках полезных ископаемых по технологическим дорогам в различных климатических условиях. По заказу потребителя машины могут быть укомплектованы централизованной автоматической системой смазки, кондиционером, системой автоматического пожаротушения, взвешивающим устройством, деталями усиления кузова. Наибольшая эффективность достигается при работе в комплексе с экскаваторами и погрузчиками с вместимостью ковша 20 м<sup>3</sup>.

**Серия 75306, 75304**

	<b>БелАЗ 75306</b>	<b>БелАЗ 75304</b>
Двигатель	QSK-60	8ЧН26 / 26
Мощность, кВт (л. с.)	1716(2300)	1765(2400)
Трансмиссия	электромеханическая	
Тяговый генератор	СГД-101 / 32-8	ГС-517А
Мощность, кВт	1400	
Тяговый электродвигатель	ДК-724 / ЭК-590	
Мощность, кВт	560 / 590	
Шины	40,00 R57	
Максимальная скорость, км/ч	43	
Радиус поворота, м	15	
Масса, т	150	155,5
Габариты, мм		
Длина	13360	
Ширина	7780	
Высота	6520	
Объем платформы, м <sup>3</sup>		
Стандартная: геометр.	80 / 92	
с шапкой «2:1»	112 / 130	
Грузоподъемность, т	220	200

**Серия 75303**

Двигатель  
 Мощность, кВт (л. с.)  
 Трансмиссия  
 Тяговый генератор  
 Мощность, кВт  
 Тяговый электродвигатель  
 Мощность, кВт  
 Шины  
 Максимальная скорость, км/ч  
 Радиус поворота, м  
 Масса, т  
 Габариты, мм  
 Длина  
 Ширина  
 Высота  
 Объем платформы, м<sup>3</sup>  
 Стандартная: геометр.  
 с шапкой «2:1»  
 Грузоподъемность, т

**БелАЗ 75303**

12ДМ-21АМ  
 1765(2400)  
 электромеханическая  
 СГД-101 / 32-8  
 1400  
 ДК-724 / ЭК-590  
 560 / 590  
 40,00 R57  
 43  
 15  
 152,7  
 13360  
 7780  
 6520  
 80  
 112  
 200

**Серия 7560**

Карьерные самосвалы грузоподъемностью 320–360 т предназначены для перевозки горной массы в сложных горнотехнических условиях глубоких карьеров, на открытых разработках месторождений полезных ископаемых по технологическим дорогам в различных климатических условиях эксплуатации (при температуре окружающего воздуха от –50 до +50 град).

<b>Серия 7560</b>	<b>БелАЗ 75600</b>	<b>БелАЗ 75601</b>
Грузоподъемность, т	320	360
Двигатель	QSK 78-C	MTU 20V400
Мощность двигателя	2610 кВт (3549 л. с.)	2800 кВт (3807 л. с.)
Трансмиссия	электромеханическая	электромеханическая
Формула трансмиссии		
Дополнительные характеристики		
Крутящий момент, Н·м/об/мин	13771 / 1500	15728 / 1800
Удельный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт·ч	201	198
Шины	55 / 80 R63; 56 / 80 R63; 59 / 80 R63	59 / 80 R63
Трансмиссия	переменно-переменного тока	переменно-переменного тока
Редуктор мотор-колес	планетарный двухрядный	планетарный двухрядный
Подвеска	зависимая для передней оси и ведущего моста – продольные рычаги с центральным шарниром	
Тяговый электродвигатель	электродвигатель тяго- вый 1TB2830-3GA02	Siemens
Тяговый генератор	генератор переменного тока A1110300027	Kato
Тормоза (с гидроприводом)		
передних колес	сухие дисковые	сухие дисковые
задних колес	сухие двухдисковые	сухие двухдисковые
стояночный	дисковый	дисковый
вспомогательный	электродинамическое торможение тяговыми двигателями с принудительным воздушным охлаждением тормозных резисторов	

Объем кузова, м <sup>3</sup>		
геометрический	139	162,8
с «шапкой» 2:1	199	218
радиус поворота, м	17,2	17,2
Масса самосвала, кг		
без груза	240000 (стандартная комплекта- ция)	250000 (стандартная комплекта- ция)
полная масса	560000	610000
Максимальная скорость, км/ч	64	64

## Список рекомендуемой литературы

### Основной

1. Галкин, В. И. Транспортные машины / В. И. Галкин, Е. Е. Шешко. – М. : Горная книга ; Изд-во Моск. гос. горн. ун-та, 2010. – 578 с.
2. Карьерный автотранспорт / П. Л. Мариев, А. А. Кулешов, А. Н. Егоров, И. В. Зырянов. – СПб. : Наука, 2004. – 429 с.
3. Шешко, Е. Е. Горнотранспортные машины и оборудование для открытых горных работ : учеб. пособие для вузов. – М. : Изд-во Моск. горн. ун-та, 2003. – 260 с.
4. Шешко, Е. Е. Эксплуатация и ремонт оборудования транспортных комплексов карьеров : учеб. пособие / под ред. П. И. Томакова. – 2-е изд., стереотип. – М. : Изд-во Моск. горн. ун-та, 2000. – 425 с.
5. Конструкция и расчет конвейеров : справочник / под ред. Н. Е. Ромакина. – Старый Оскол : ТНТ, 2011. – 504 с.

### Дополнительной

6. Андреев, А. В. Транспортные машины и автоматизированные комплексы открытых разработок / А. В. Андреев, В. А. Дьяков, Е. Е. Шешко. – М. : Недра, 1975. – 464 с.
7. Васильев, М. В. Транспортные процессы и оборудование на карьерах / М. В. Васильев. – М. : Недра, 1986. – 239 с.
8. Транспорт на горных предприятиях / под ред. Б. А. Кузнецова. – М. : Недра, 1976. – 553 с.
9. Открытые горные работы. Справочник / К. Н. Трубецкой [и др.]. – М. : Горное бюро, 1994. – 950 с.
10. Справочник механика открытых работ. Экскавационно-транспортные машины циклического действия / М. И. Щадов, [и др.] ; под ред. М. И. Щадова, Р. Ю. Подэрни. – М. : Недра, 1989. – 374 с.
11. Спиваковский, А. О. Транспортные машины и комплексы открытых горных разработок / А. О. Спиваковский, М. Г. Потапов. – М. : Недра, 1983. – 383 с.

12. Васильев, М. В. Транспорт глубоких карьеров / М. В. Васильев. – М. : Недра, 1983. – 295 с.

13. Васильев, М. В. Конвейеры большой протяженности на открытых горных работах / М. В. Васильев, В. С. Волотковский, Г. Д. Кармаев. – М. : Недра, 1977. – 248 с.

14. Зелинский, О. В. Справочник по проектированию ленточных конвейеров / О. В. Зелинский, А. С. Петров. – М. : Недра, 1986. – 223 с.

15. Трофимов, Г. В. Сборник задач по карьерному транспорту / Г. В. Трофимов, Ю. Н. Посохов. – М. : Недра, 1965. – 95 с.

## Оглавление

Предисловие	3
1. Определение средневзвешенных параметров трассы транспортирования	5
1.1. Понятие о трассе транспортирования	5
1.2. Определение средневзвешенного уклона	6
1.3. Определение сопротивления движению от кривизны трассы	9
1.4. Алгоритм расчета трассы отдельного маршрута	10
2. Железнодорожный транспорт	12
2.1. Определение прицепной массы поезда	12
2.2. Определение расчетной скорости движения поезда	16
2.2.1. Расчет скорости поезда по тяговой способности локомотива	16
2.2.2. Расчет скорости по условию безопасности движения	28
2.3. Эксплуатационные расчеты	40
3. Автомобильный транспорт	47
3.1. Методы определения скорости автосамосвала по тяговой способности	47
3.2. Определение безопасной скорости автосамосвала	58
3.3. Определение расхода топлива и смазочных материалов	60
3.4. Эксплуатационные расчеты	63
4. Конвейерный транспорт	67
4.1. Расчет ленточного конвейера	67
Заключение	84
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	85
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	93
Список рекомендуемой литературы	108

**Захаров Александр Юрьевич**  
**ОСНОВЫ РАСЧЕТА КАРЬЕРНОГО ТРАНСПОРТА**  
**Учебное пособие**

Редактор З. М. Савина

Подписано в печать 28.06.2012  
Формат 60×84/16. Бумага офсетная.  
Отпечатано на ризографе. Уч.-изд. л. 6,00.  
Тираж 100 экз. Заказ

КузГТУ, 650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28

Типография КузГТУ, 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4а