

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ,  
МОЛОДЕЖИ И СПОРТА УКРАИНЫ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ  
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»



А.В. Денищенко

## **ШАХТНЫЕ КАНАТНЫЕ ДОРОГИ**

**Монография**

Днепропетровск

НГУ

2011

УДК 622. 625  
ББК 33.16  
ДЗЗ

*Рекомендовано до видання вченою радою  
Національного гірничого університету  
(протокол № 8 від 6 липня 2010).*

*Рецензенти:*

**Корнєєв С.В.**, д-р техн. наук, проф. кафедри електромеханічного обладнання Донбаського гірничо-металургійного університету;

**Гребенкін С.С.**, д-р техн. наук, головний науковий співробітник Донбаського науково-дослідного вугільного інституту.

**Денищенко О.В.**

**ДЗЗ** Шахтні канатні дороги [Текст]: Монографія / О.В. Денищенко. – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 160 с. (Російською мовою)

ISBN 978 – 966 – 350 – 304 – 2

Виконано аналіз гірничо-геологічних і виробничо-технічних факторів, що впливають на вибір транспортного обладнання для проведення підготовчих виробок, а також вивчено традиційні технологічні схеми переміщення гірської маси, матеріалів, обладнання і людей. Узагальнено досвід експлуатації монорейкових, моноканатних і нагрунтових канатних доріг у гірничих виробках. Обґрунтовано ефективність застосування канатних нагрунтових доріг як єдиного засобу для перевезення гірської маси, матеріалів і людей у процесі проведення гірничих виробок складного профілю. Відображено результати теоретичних та експериментальних досліджень канатних і підвісних доріг, запропоновано нові технічні рішення, які дозволяють підвищити їхню продуктивність і надійність.

Книга може бути корисною для спеціалістів, які займаються проектуванням та експлуатацією підземних канатних доріг, а також для аспірантів і студентів гірничих спеціальностей.

Выполнен анализ горно-геологических и производственно-технических факторов, влияющих на выбор транспортного оборудования для проведения подготовительных выработок, а также изучены традиционные технологические схемы перемещения горной массы, материалов, оборудования и людей. Обобщен опыт эксплуатации монорельсовых, моноканатных и напочвенных канатных дорог в горных выработках. Обоснована эффективность применения канатных напочвенных дорог в качестве единого средства для транспортирования горной массы, материалов и людей в процессе проведения горных выработок со сложным профилем пути. Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований канатных напочвенных и подвесных дорог, предложены новые технические решения, позволяющие повысить их производительность и надежность.

Книга может быть полезна для специалистов, занимающихся проектированием и эксплуатацией подземных канатных дорог, а также для аспирантов и студентов горных специальностей.

УДК 622.625  
ББК 33.16

ISBN 978 – 966 – 350 – 304 – 2

© А.В. Денищенко, 2011

© ДВНЗ «Національний гірничий університет», 2011

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Ряд угольных регионов Украины, в частности Западный Донбасс, Львовско-Волынский бассейн характеризуются пологими угольными пластами с волнистым или слабонаклонным (до  $10^\circ$ ) залеганием. Из 172 пластов, разрабатываемых здесь, такое залегание имеют 47 (в производственных объединениях ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» и "Львовуголь" – 100 % пластов) [1]. Следует отметить, что подобные горно-геологические условия залегания пластов распространены в Карагандинском бассейне и в месторождениях Восточной Сибири (более 50 % пластов). При вскрытии и подготовке к выемке шахтных полей в этих условиях неизбежна проходка горных выработок сложного профиля.

К выработкам сложного профиля будем относить:

Выработки с "критическими" углами наклона –  $3...5^\circ$ , на которых не может быть применена ни электровозная, ни канатная откатка.

"Горизонтальные" выработки с тяжелым (завышенным) профилем, уклон которых превышает 0,005 (5‰). Эти выработки классифицируют на бремсберговые, когда груженные поезда движутся вниз; уклонные, когда груженные поезда движутся вверх; выработки со сложным завышенным (5...50 ‰) профилем, когда при движении в одном направлении имеются как спуски, так и подъемы.

К причинам появления горизонтальных выработок с завышенным профилем следует отнести:

– наличие специфичных условий залегания пластов при их проходке по гипсометрии, когда избежать сложного профиля невозможно;

– проходку выемочных штреков "по направлению" для создания благоприятных условий работы выемочных комплексов с механизированными крепями, когда требуется выдерживать стабильную длину лавы;

– снижение требований маркшейдерской службы к контролю профиля проходимых горных выработок;

– "пучение" почвы.

Современные проходческие комбайны могут обеспечивать высокие темпы проведения пластовых подготовительных выработок (до 300 метров в месяц и более). Однако применяемые при этом транспортные средства либо не могут обеспечить возникающий грузопоток и безопасность работ (электровозная откатка), либо требуют более сложной транспортной схемы, увеличения сечения выработок и, как следствие, повышения трудоемкости работ на вспомогательном транспорте.

В дальнейшем, применяя термин "транспорт для проходки горной выработки", будем иметь в виду движение груза от устья выработки до призабойной зоны. Не лишним будет напомнить, что при комбайновом способе проходки для оптимизации работ транспортной цепочки используют ленточные перегружатели. В данной работе это не будет рассматриваться.

С точки зрения экономической целесообразности одним из основных, требований к горнопроходческим транспортным установкам [2] является

соблюдение полной согласованности в работе транспорта горной массы и вспомогательного во время проходки и последующей эксплуатации выработки, то есть использование таких видов транспортных средств, которые в дальнейшем остаются в выработке на весь срок ее службы.

Вторым, не менее важным, требованием является совмещение в одной транспортной установке функций, которые позволяли бы переводить горную массу, вспомогательные материалы и людей.

Широко применяемая в нашей стране погоризонтная подготовка шахтного поля и система разработки длинными столбами по восстанию и падению создают необходимость проведения большого количества подготовительных выработок в каждом пласте. Угол наклона выработок при этом находится в пределах  $\pm 10^\circ$ , причем он может изменять знак в пределах каждой из них.

К тому же длина проводимых выработок зависит от условий проветривания, уровня оснащённости транспортных систем, размеров шахтных полей по падению, а также от других причин, и составляет, как правило, 1500...2000 м.

Применение канатных напочвенных дорог в качестве единого транспортного средства, которое сочетает функцию перемещения горной массы и материалов, может повысить скорость проведения выработок и уровень безопасности транспорта. Однако, нужно подчеркнуть, что в нашей стране и за рубежом не изготавливают специально спроектированных для этой цели канатных напочвенных дорог. В связи с этим транспортная установка недостаточно теоретически и экспериментально изучена, что усложняет проектирование канатных напочвенных дорог большой производительности и протяженности для перемещения горной массы, материалов и людей в процессе проведения горных выработок.

Большой вклад в развитие исследований по шахтным канатным дорогам внесли профессора, доктора техн. наук А.А. Ренгевич, Л.В. Колосов, канд. техн. наук С.В. Федоренко, инж. Г.П. Сидоренко.

Автор выражает глубокую признательность за оказанную помощь в подготовке материалов и ценные замечания заведующему кафедрой транспортных систем и технологий Национального горного университета профессору, д-ру техн. наук Л.Н. Ширину, сотрудникам кафедры профессору, д-ру техн. наук Н.Я. Биличенко, профессору, канд. техн. наук В.А. Салову, доцентам, кандидатам технических наук А.Н. Коптовцу и В.С. Трошило, инженеру А.Н. Щетине, заведующему кафедрой горного машиностроения, профессору, д-ру техн. наук Р.П. Дидыку, доценту той же кафедры, канд. техн. наук В.В. Зилю, старш. науч. сотр. кафедры горных машин А.Л. Жупиеву, старш. науч. сотр. ИГТМ АН Украины, канд. техн. наук Е.Г. Петришиной, сотрудникам ГОАО «ООО «Углемеханизация – МАТО» (г. Луганск) кандидатам технических наук А.С. Кузнецову, В.В. Бухановскому, Г.М. Генералову, сотрудникам ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» кандидатам технических наук П.П. Коржу, А.В. Шмиголю, А.В. Мухину, инженеру А.П. Демченко.



# 1. АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И СХЕМ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ГРУЗОВ В ПРОЦЕССЕ ПРОВЕДЕНИЯ ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ ВЫРАБОТОК\*

## 1.1. Горно-геологические и производственно-технические условия проведения выработок

На выбор технологических схем и оборудования для проведения горных выработок влияют горно-геологические и производственно-технические условия.

К основным горно-геологическим факторам относятся: мощность угольного пласта и пород, по которым проводится выработка, угол падения пласта, крепость угля и вмещающих пород, их плотность, устойчивость, газоносность, водообильность.

Среди основных производственно-технических условий следует назвать: площадь сечения выработки, ее протяженность, характер забоя (угольный, породный, смешанный), обеспечение необходимых скоростей проходки и др.

В монографии использованы данные о горно-геологических и производственно-технических условиях проведения подготовительных выработок, собранные на 10 шахтах ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» ("Герновская", "Степная", "Юбилейная", "Павлоградская", "Благодатная", "Самарская", "Днепровская", им. Героев Космоса, "Западнодонецкая", им. Сташкова). Анализ данных об условиях проведения выработок в Западном Донбассе выполнен с применением методов математической статистики [3, 4].

В основу расчетов каждого из параметров выработки положена средняя арифметическая величина, которую определяют по формуле:

$$\bar{a} = \frac{\sum_{i=1}^n a_i}{n}, \quad (1.1)$$

где  $a_i$  – текущее значение измеряемого параметра;  $n$  – число измерений.

При этом также используют среднее квадратическое отклонение случайной величины (результатов измерений), определяемое следующим образом:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\bar{a} - a_i)^2}. \quad (1.2)$$

Чтобы определить доверительный интервал вариационного ряда полученных величин  $(\bar{a} - t_{n;\alpha} \frac{\sigma}{\sqrt{n}}; \bar{a} + t_{n;\alpha} \frac{\sigma}{\sqrt{n}})$ , находят табличное значение коэффициента Стьюдента ( $t_{n;\alpha}$ ) для заданного количества опытов. Тогда значение определяемого параметра  $a$  при доверительной вероятности 0,95

---

\* В подготовке раздела принимал участие аспирант кафедры транспортных систем и технологий НГУ Шипунов С.А.

будет соответствовать такому выражению:

$$a = \bar{a} \pm t_{n;0,95} \frac{\sigma}{\sqrt{n}}. \quad (1.3)$$

Чтобы выявить закономерности распределения параметров проведения подготовительных выработок, строятся интервальные вариационные ряды – гистограммы, для каждой из которых рассчитывается величина оптимального интервала по формуле Стерджеса, то есть

$$h = \frac{(x_{\max} - x_{\min})}{(1 + 3,322 \lg n)}, \quad (1.4)$$

где  $x_{\max}$ ,  $x_{\min}$  – соответственно, максимальное и минимальное значение параметров.

На гистограммах по оси абсцисс откладываются отрезки, соответствующие интервалам варьирования параметров, а по оси ординат – частоты соответствующего интервала.

Технологические схемы выполнения и организации проведения подготовительных выработок определяются взаимосвязью во времени и пространстве основных и вспомогательных процессов, которые при этом происходят, а также способом механизации работ. К основным производственным процессам относятся: разрушение горной массы в забое выработки, ее извлечение и перевозка, крепление выработки и сооружение транспортных коммуникаций. К вспомогательным операциям относятся: установка вентиляции, водоотлива, доставка оборудования, материалов, людей.

Технологические транспортные схемы, которые обуславливают проведение выработок, включают все операции, связанные с перемещением горной массы из забоя выработки до ее устья, с учетом погрузки и маневров в местах сопряжения проводимой и магистральной выработок.

На шахтах Западного Донбасса угол падения пласта изменяется от  $0^\circ$  до  $\pm 8^\circ$ . Гистограмма распределения результатов изменения уклонов пути на обследованных шахтах представлена на рис. 1.1, а. Как видим, эти значения колеблются от 0 по 130 ‰ и вероятность их в вариационном ряду составляет: до 30 ‰ – 0,043; от 30 ‰ до 50 ‰ – 0,326; от 50 ‰ до 100 ‰ – 0,456; более 100 ‰ – 0,175. Очевидно, что в основном эти значения гораздо больше нормативных.

Среднее значение уклона для данного вариационного ряда  $i = 65 \text{ ‰}$ , доверительный интервал при  $t_{46;0,95}$  находится в следующих пределах:

$$55 \text{ ‰} \leq i \leq 71 \text{ ‰}.$$

На структуру забоя подготовительной выработки непосредственно влияет мощность и структура пласта. При диапазоне мощностей, отрабатываемых на шахтах Западного Донбасса (от 0,75 по 1,25 м) основным является проведение выработок в виде смешанного забоя с отдельной выемкой угля и породы, после чего уголь из подготовительных и очистных забоев поступает

потребителю, а породы – в отвал. Это обуславливает существенное снижение затрат на проведение выработок за счет оперативной реализации угля. Тогда доля породы в общей площади сечения выработки определяется коэффициентом присечки, который отвечает следующему выражению:

$$k_{\text{п}} = \frac{S_{\text{п}}}{S_0}, \quad (1.5)$$

где  $S_{\text{п}}$  – площадь породного забоя;  $S_0$  – площадь сечения выработки.

Распределение значений коэффициента присечки исследуемых забоев  $k_{\text{п}}$  показано в виде гистограммы на рис. 1.1, г. Значение коэффициента присечки с доверительной вероятностью 0,85 находится в интервале:  $k_{\text{п}} = 0,65 \pm 0,05$ . Это значит, что определяя технологические схемы перевозок и оборудования для их реализации, необходимо обеспечить раздельное перемещение угля и породы из забоя, причем почти в равных частях.

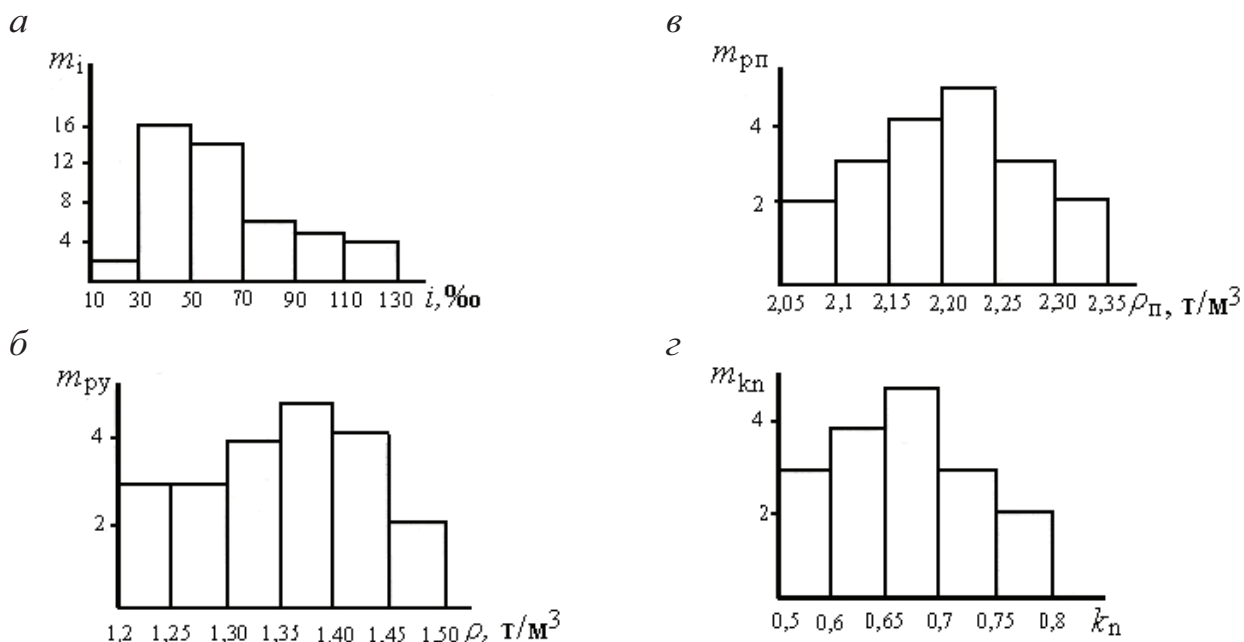


Рис. 1.1. Гистограммы распределения: а – уклонов рельсового пути; б – плотности угля в массиве; в – плотности породы в массиве; г – коэффициента присечки боковых пород

Плотность транспортируемого груза оказывает влияние на характеристику грузопотока и выбор оборудования. Поскольку при раздельной выдаче угля и породы около трети вагонеток загружены углем, остальные – породой, под понятием "плотность транспортируемого груза в массиве" далее будем подразумевать следующее значение:

$$\rho = (0,35\rho_{\text{у}} + 0,65\rho_{\text{п}}),$$

где  $\rho_{\text{у}}$ ,  $\rho_{\text{п}}$  – плотность, соответственно, угля и породы в массиве (рис. 1.1, б, в). Плотность транспортируемого материала, как правило, равна  $1,9 \pm 0,1 \text{ т/м}^3$ .

Газоносность пластов и склонность их к внезапным выбросам газа, угля и породы – важнейший фактор, влияющий на выбор способов проведения

выработки и применяемого оборудования. На шахтах компании ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» II и III категорий ("Самарская", "Павлоградская", "Днепровская") применяется соответствующая технология выполнения работ и взрывобезопасное оборудование, которое подходит для шахт с особо сложными горно-геологическими и производственно-техническими условиями, а также для сверхкатегорных шахт ("Западнодонецкая", им. Героев Космоса), что возможно только после предварительной дегазации.

Обводненность имеет наиболее существенное значение для проведения выработок сверху вниз, так как с увеличением угла их наклона водоприток все более усложняет процессы возведения крепи, погрузки и транспортирования горной массы. Из общего числа проводимых выработок, которые изучались, около трети имеют водоприток, превышающий более  $5 \text{ м}^3/\text{ч}$ , и требуют специальных водоотливных мероприятий. В связи с этим на шахтах Западного Донбасса усложняется транспортирование размокаемых вмещающих пород при помощи ленточных конвейеров.

Протяженность выработки оказывает влияние на выбор типа транспортного оборудования с точки зрения обеспечения заданной производительности. На рис. 1.2, а показано распределение протяженности выработок по 46 подготовительным забоям.

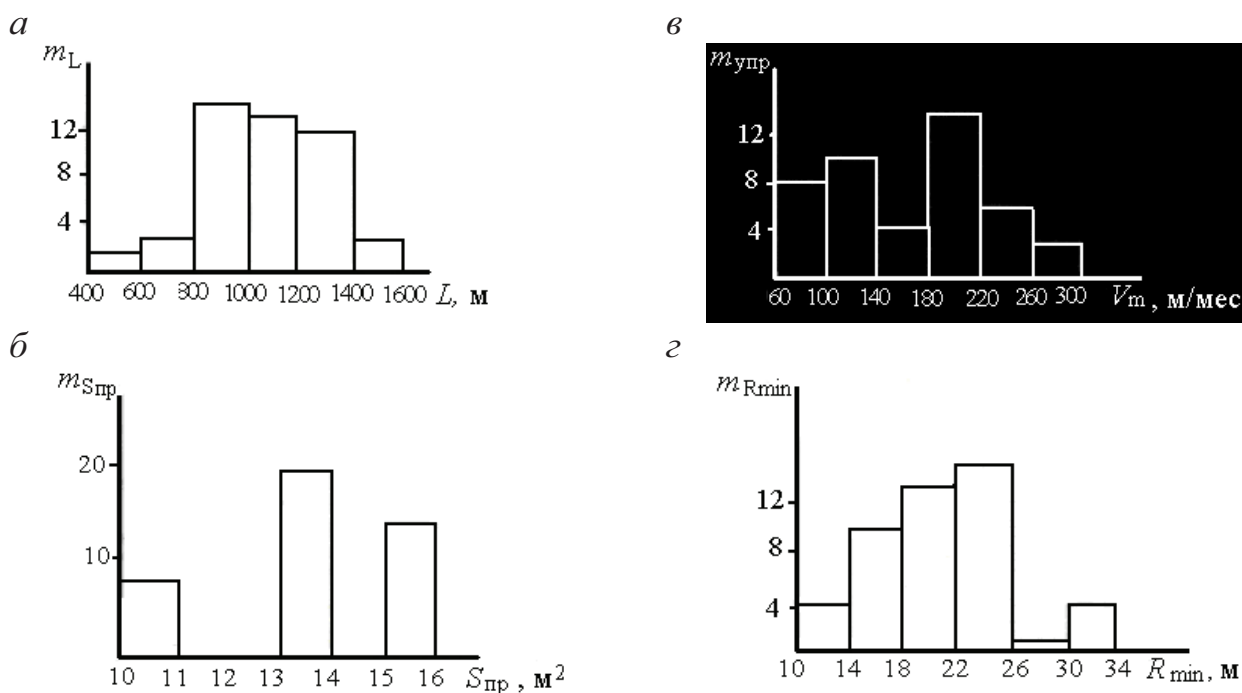


Рис. 1.2. Гистограммы распределения: а – протяженности выработки; б – площади ее поперечного сечения в проходке; в – скорости проходки; г – минимального радиуса закругления пути

Значения протяженности проводимых выработок колеблются от 560 до 1640 м. При этом вариационный ряд распределения их вероятности имеет следующий вид: до 800 м – 0,087; от 800 до 1200 м – 0,587; более 1200 м – 0,326.

Средняя протяженность выработки  $\bar{L} = 1070$  м, доверительный интервал этой величины:  $1010 \text{ м} \leq L \leq 1130 \text{ м}$ . Это немалые расстояния, поэтому

становится проблематичным использование в перевозках грузов концевых канатных откаток из-за недостаточных величин емкости барабана и скорости движения каната.

Размеры сечений подготовительных выработок зависят от горного давления, срока их службы, и назначения; они определяются с учетом требований к вентиляции, безремонтного содержания и габаритов средств подземного транспорта при соблюдении необходимых зазоров, соответствующих правил безопасности. На рис. 1.2, б представлена гистограмма распределения сечений выработок в проходке.

Значения площади сечения проводимых выработок находятся в пределах от  $10,8 \text{ м}^2$  до  $15,9 \text{ м}^2$ , а их вероятность распределена следующим образом: от 10 до  $11 \text{ м}^2 - 0,239$ ; от 13 до  $14 \text{ м}^2 - 0,456$ ; от 15 до  $16 \text{ м}^2 - 0,304$ .

Средняя площадь сечения  $S_{\text{пр}} = 13,5 \text{ м}^2$ , доверительный интервал:  $13 \text{ м}^2 \leq S_{\text{пр}} \leq 14 \text{ м}^2$ . Для выработок такого сечения, учитывая уменьшение его площади вследствие горного давления, необходимо использовать транспортные средства, которые обеспечивали бы заданную производительность и соблюдение всех требований безопасности.

Скорость проведения подготовительных выработок диктуется скоростью подвигания линии очистного забоя и оказывает значительное влияние на выбор оборудования и формирование технологических схем транспортирования. Увеличение скорости проведения выработок ведет, как правило, к улучшению технико-экономических показателей проходки, однако вместе с этим оно связано с более интенсивным выполнением и совмещением основных и вспомогательных операций, повышением концентрации оборудования, а также требует увеличения количества обслуживающего персонала. Очевидно, что это целесообразно до тех пор, пока увеличение скорости проходки не приводит к уменьшению производительности труда и повышению стоимости проведения выработки. Большой разброс значений скорости проведения исследованных забоев (рис. 1.2, в) объясняется применением различного транспортного оборудования (электровозная откатка, канатная откатка, конвейерный транспорт).

Скорость проведения подготовительных выработок изменяется от 80 до 325 м в месяц, а вероятность ее изменения находится в интервалах: от 60 до 140 м/мес – 0,391; от 140 до 220 м/мес – 0,413; от 220 до 300 м/мес – 0,196.

При этом средняя скорость проходки  $V_{\text{пр}} = 165 \text{ м/мес}$ , а доверительный интервал:  $156 \text{ м/мес} \leq V_{\text{пр}} \leq 174 \text{ м/мес}$ . Очевидно, что подобный разброс скорости проходки выработок (от 80 до 325 м/мес) нельзя считать приемлемым, поскольку от него напрямую зависят объем добычи угля и его себестоимость.

Выбор и конструктивные особенности подвижного состава связаны с параметрами рельсового пути, к которым относятся: минимальный радиус закругления, уширение (сужение) колеи, превышение уровня одного рельса над уровнем другого.

Значение радиуса закругления рельсового пути на обследованных выработках находится в интервале  $19 \text{ м} \leq R_{\text{min}} \leq 23 \text{ м}$  (рис. 1.2, г), 30 % выработок имеют радиусы закругления от 10 до 18 м.

Уширение рельсовой колеи (рис. 1.3, а) изменяется в широких пределах (от 14 до 36 мм) и его значение находится в интервале  $24 \text{ мм} \leq \Delta S_k \leq 28 \text{ мм}$  ( $\alpha = 0,95$ ).

Превышение уровня расположения одного рельса над уровнем другого на горизонтальных прямолинейных участках пути (рис. 1.3, б) зависит от двух причин: небрежности укладки пути и пучения почвы.

Значения этого параметра оказываются в интервале  $19 \text{ мм} \leq \Delta h \leq 29 \text{ мм}$  ( $\alpha = 0,95$ ) в расчете на 1 м.

Для обоснованной разработки технологических схем и графиков организации работ в подготовительном забое необходимо знать продолжительность основных и вспомогательных операций. Ниже приведены результаты хронометража, проведенного непосредственно в подготовительных забоях шахт Западного Донбасса

Продолжительность погрузки партии вагонеток (рис. 1.3, в) обусловлена многими причинами: маркой комбайна, крепостью пород, площадью поперечного сечения выработки, квалификацией персонала; а ее значения находятся в пределах  $26 \text{ мин} \leq t_{\text{п}} \leq 30 \text{ мин}$  ( $\alpha = 0,95$ ).

Продолжительность крепления забоя зависит от площади сечения выработки, обеспеченности крепежными материалами, устойчивости боковых пород, квалификации персонала; пределы ее значений таковы:  $28 \text{ мин} \leq t_{\text{к}} \leq 30 \text{ мин}$  ( $\alpha = 0,95$ ), это время, потраченное на установку одной рамы.

На продолжительность маневров во время сопряжения выработок и разминок (рис. 1.3, г) оказывает влияние тип применяемого оборудования и квалификация персонала. Для рассматриваемых условий ее значения находятся в интервале  $6 \text{ мин} \leq t_{\text{м}} \leq 8 \text{ мин}$  ( $\alpha = 0,95$ ).

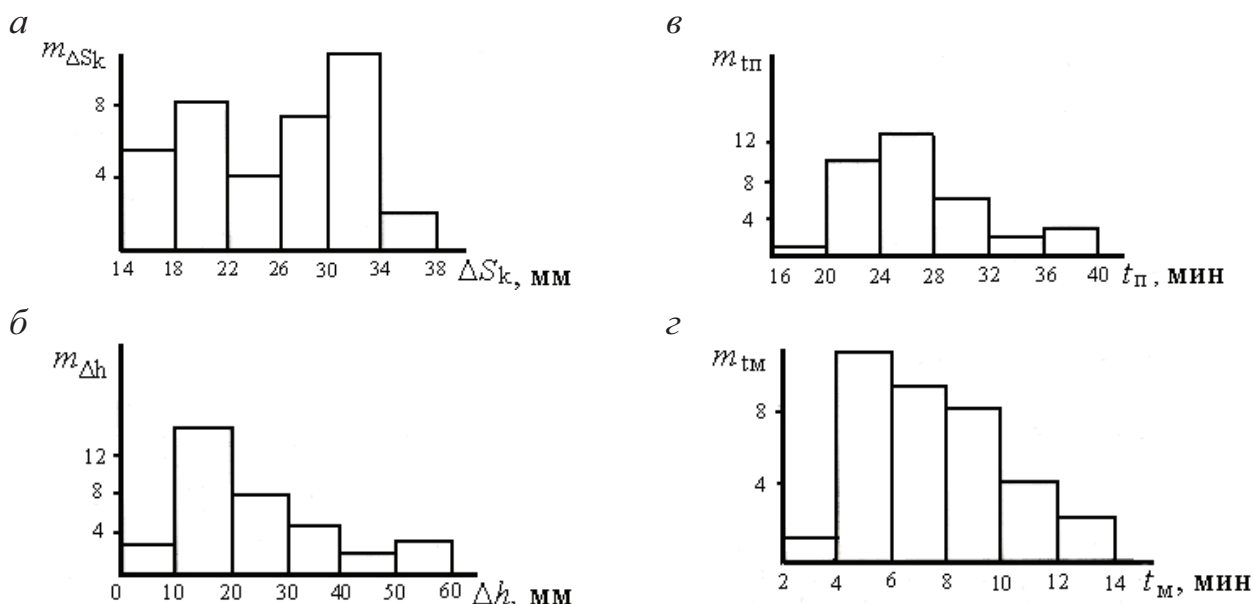


Рис. 1.3. Гистограммы распределения: а – уширения рельсовой колеи; б – превышения уровня одного рельса над уровнем другого; в – продолжительности погрузки; г – продолжительности маневров



Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. Более половины выработок на исследованных шахтах (63 %) имеют уклоны рельсовых путей более 0,050, и в дальнейшем их доля будет увеличиваться в связи с необходимостью освоения отдаленных по отношению к околоствольным дворам участков, характерных геологическими нарушениями.

2. Подавляющее большинство выработок (более 90 %) проводятся в виде смешанного забоя, что требует отдельного транспортирования угля и породы от проходческого комбайна до скипового подъема.

3. Средняя длина подготовительных выработок, превышающая 1000 м, имеет тенденцию к увеличению при дальнейшем развитии горных работ на шахтах ПАО «ДТЭК Павлоградуголь».

4. Существующее состояние рельсовых путей не позволяет эффективно использовать локомотивную откатку даже в выработках с нормальным профилем пути.

5. Оптимальной скоростью проведения горных выработок, что может обеспечить своевременную подготовку фронта очистных работ, следует считать 300 метров в месяц. С учетом этой цифры приходится проектировать или выбирать из существующих транспортную машину соответствующей производительности.

Аналогичное положение сложилось также в компании «Львовуголь», что требует комплексного подхода к решению задачи выбора оптимальных транспортных схем и средств.

## **1. 2. Технологические схемы проведения выработок сложного профиля**

Анализ отечественного опыта горной проходки позволяет выделить несколько технологических схем проведения выработок, которые могут рассматриваться как характерные применительно к условиям шахт Западного Донбасса и Львовско-Волынского бассейна.

Схема 1 (рис. 1.4) предусматривает транспортирование горной массы, крепежных материалов и оборудования при помощи электровозного транспорта, причем электровозы, применяемые как тяговые средства, оборудованы усиленной (за счет использования магниторельсовых тормозов) тормозной системой – АРП 7, АРВ 7, АРП Ю.

Опыт проведения подготовительных выработок на шахтах Западного Донбасса подтверждает эффективность применения этого вида транспорта с количеством вагонеток в составе до 4 – 5, при этом уклон пути в грузовом направлении составляет до 50 ‰. Для обеспечения наибольшей производительности комбайна в схеме применен ленточный перегружатель ППЛ-1К длиной 35 метров. При ритмичной подаче порожняка, крепежных материалов и при четкой организации работ достигают средней скорости проведения выработок (300 м/мес). Достоинством этого варианта является возможность проведения выработок небольшой площади сечения (8,5 м<sup>2</sup> в свету).

Схема 2 (рис. 1.5) предполагает доставку горной массы от комбайна, оборудованного стреловидным разрушающим органом, через ленточный перегружатель и далее телескопическим конвейером до сопряжения штрека с магистральной выработкой. Доставка крепежных материалов осуществляется при помощи напочвенной дороги ДКНЛ. Минимальная площадь сечения выработки при реализации схемы составляет  $10,3 \text{ м}^2$  в свету ( $13 \text{ м}^2$  в проходке).

В схеме 3 (рис. 1.6) используется комбайн в сочетании со скребковым и ленточным конвейерами, которые обеспечивают его непрерывную работу.

Для доставки крепежных материалов в благоприятных условиях («спокойное» залегание, уклон не более 50 %) возможно применение электровозного транспорта. По условиям размещения оборудования необходимо проведение выработок, которые имеют площадь сечения в свету  $10,3 \text{ м}^2$ .

Схема 4 (рис. 1.7) отличается от предыдущей тем, что для доставки крепежных материалов в сложных условиях залегания пласта (знакопеременные уклоны, существенные величины углов залегания и т. д.) применяется напочвенная канатная дорога.

Схема 5 (рис. 1.8) отличается от ранее рассмотренных тем, что доставка крепежных материалов в призабойное пространство осуществляется монорельсовой канатной дорогой типа ДМКЛ. Малые габариты контейнеров позволяют разместить оборудование в выработке с сечением в свету  $8,5 \text{ м}^2$ .

В схеме 6 (рис. 1.9) непрерывная работа комбайна обеспечивается погрузкой горной массы на телескопический проходческий ленточный конвейер типа 1ЛТП80. Доставка крепежных материалов осуществляется электровозным транспортом. Схема предусматривает проведение выработки, сечение в свету которой равно  $10,3 \text{ м}^2$ . Применение конвейерного транспорта влечет значительные первоначальные расходы, необходимость периодического наращивания ленты, а также использование весьма сложных средств автоматического пуска и контроля работы данного оборудования.

Концевая откатка, применяемая на шахтах для перемещения породы, материалов и оборудования (схема 7), предполагает два варианта смещения транспортных средств в зависимости от направления проходки: во-первых, это проведение сверху вниз, когда лебедка находится в устье выработки, а порожние вагонетки транспортируются вниз и груженные вверх (рис. 1.10), и во-вторых, проходка снизу вверх, когда лебедка закрепляется рядом с комбайном.

Основные недостатки концевой откатки: малая производительность при концевой нагрузке в 2...3 вагонетки, что недостаточно для обеспечения заданной скорости проведения выработок; ограниченная длина (до 600 м); невозможность использования в условиях изменяющегося профиля выработки; низкий уровень безопасности работ.

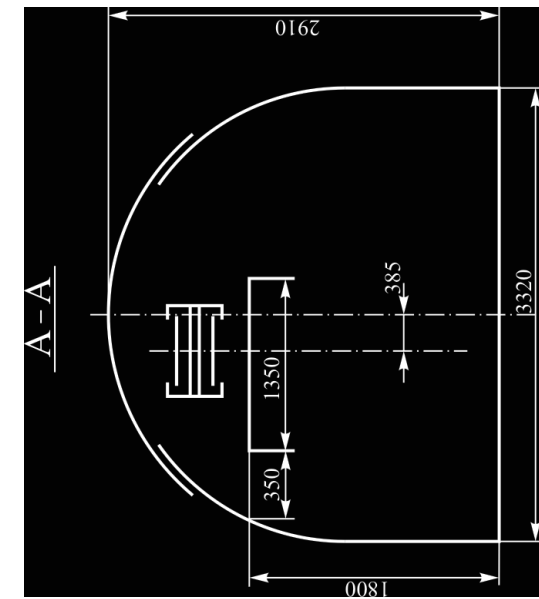
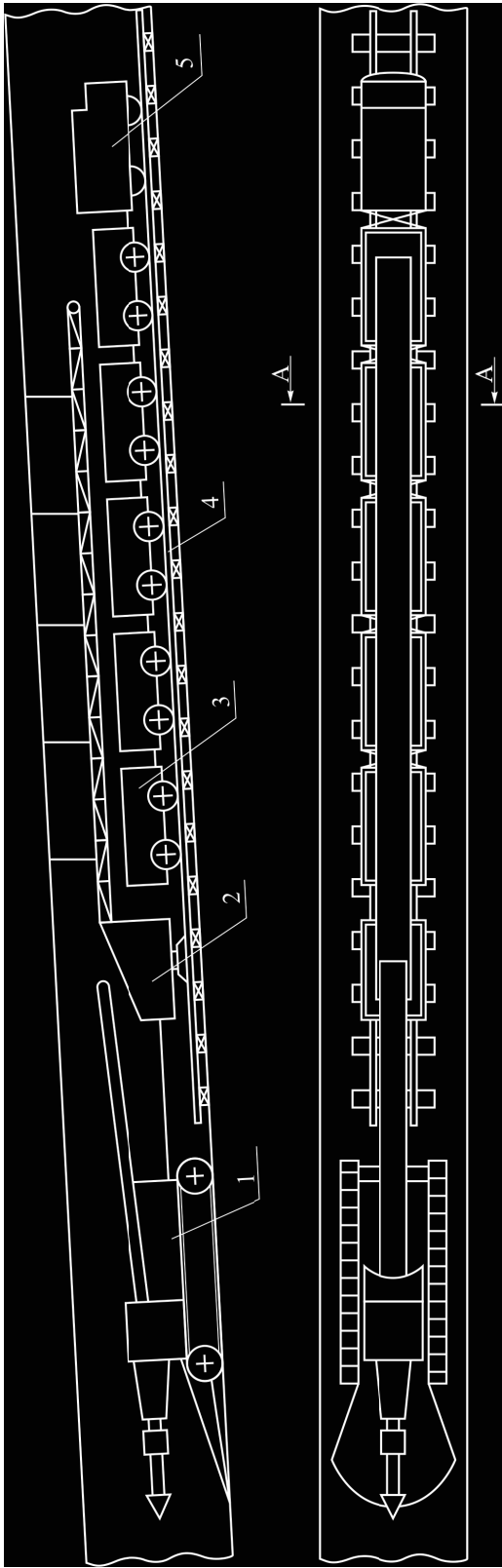
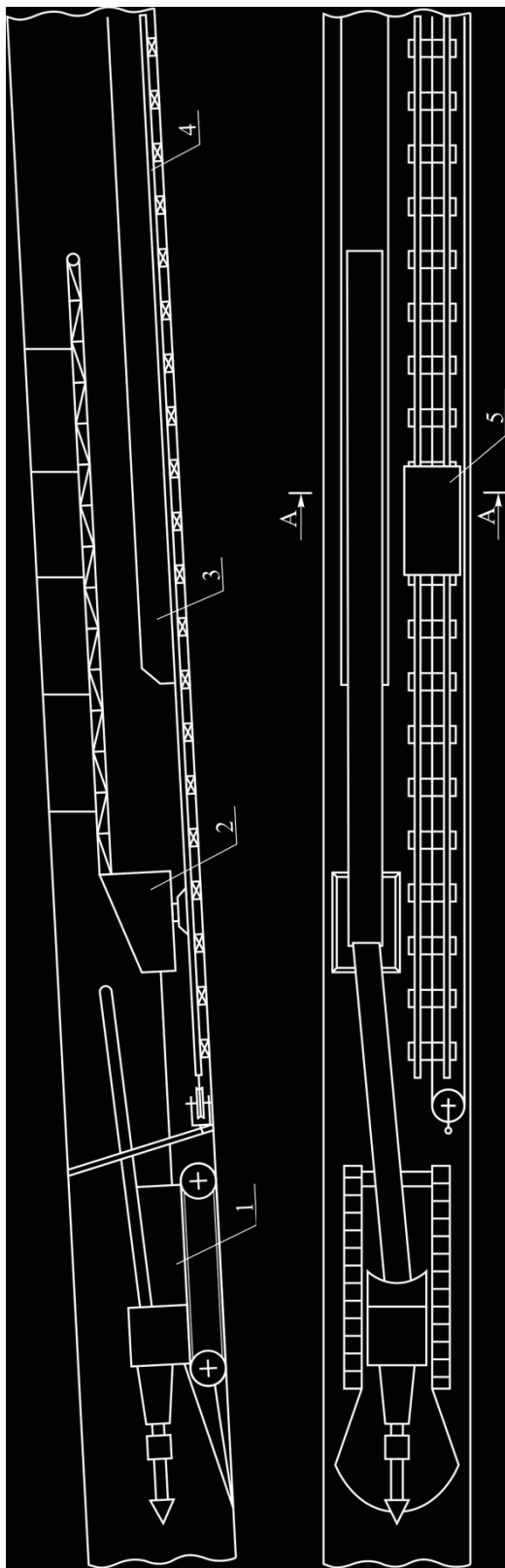


Рис. 1.4. Технологическая схема проведения выработки с применением электровазозного транспорта: а – размещение оборудования; б – поперечное сечение (1 – проходческий комбайн; 2 – ленточный перегружатель; 3 – вагонетка ВГ-3,3; 4 – рельсовый путь; 5 – электровоз)

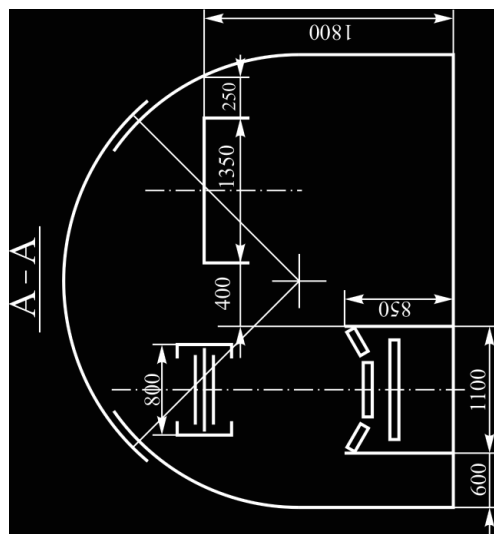
а

б

*a*

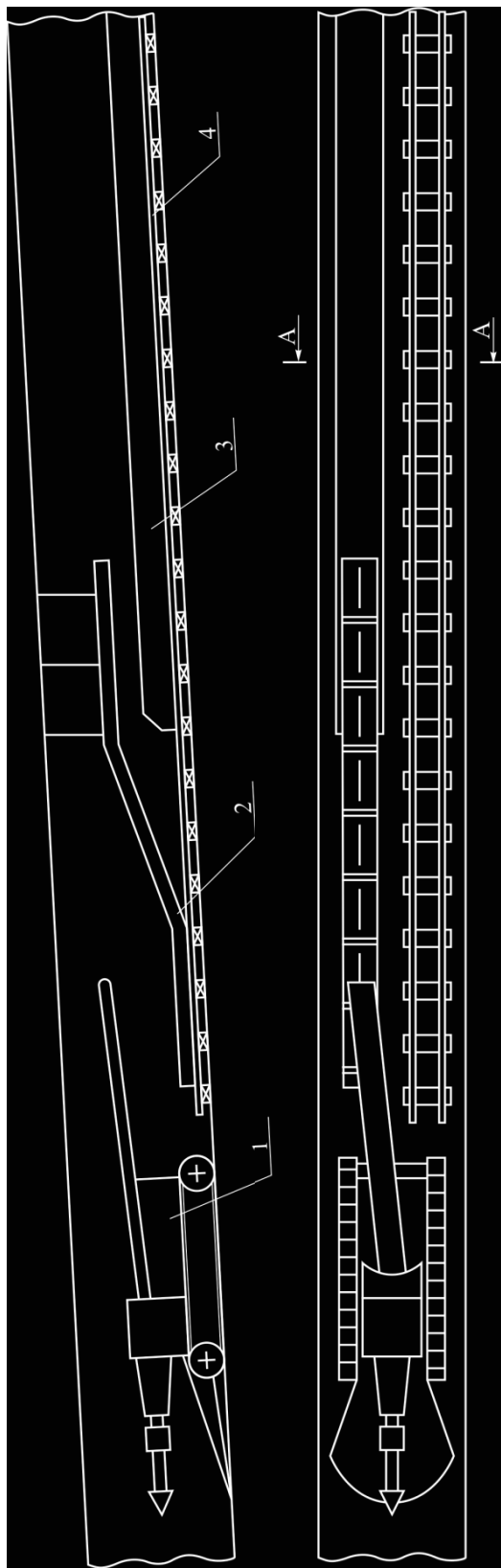


*б*

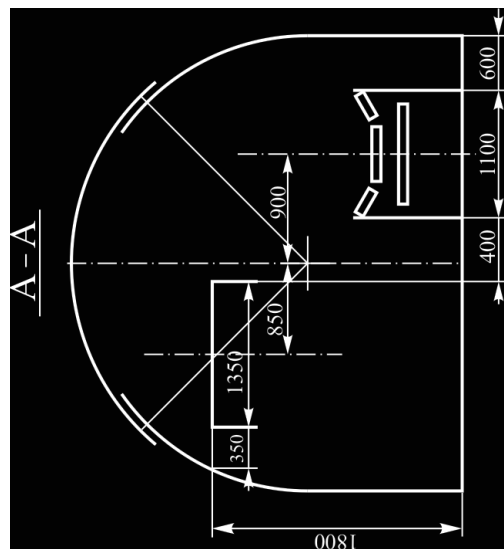


*Рис. 1.5. Технологическая схема проведения выработки ленточного конвейера и напочвенной дороги: а – размещение оборудования; б – поперечное сечение (1 – проходческий комбайн; 2 – размещение оборудования; 3 – ленточный конвейер ЛТ80; 4 – рельсовый путь; 5 – напочвенная дорога ДКНЛ)*

*a*

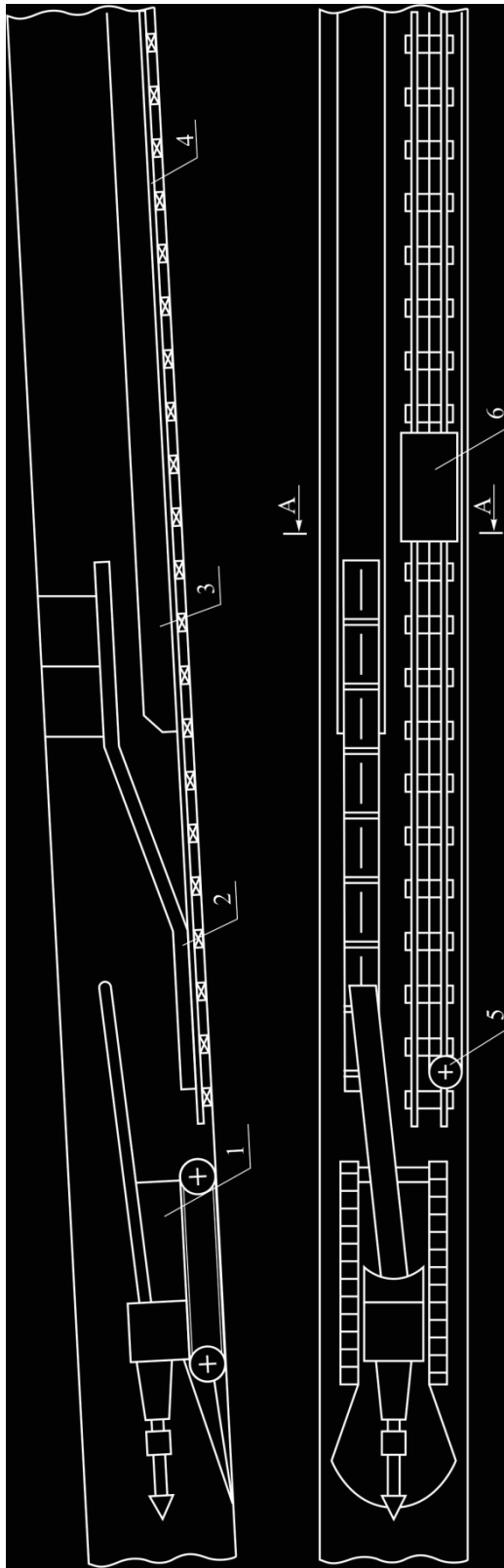


*б*

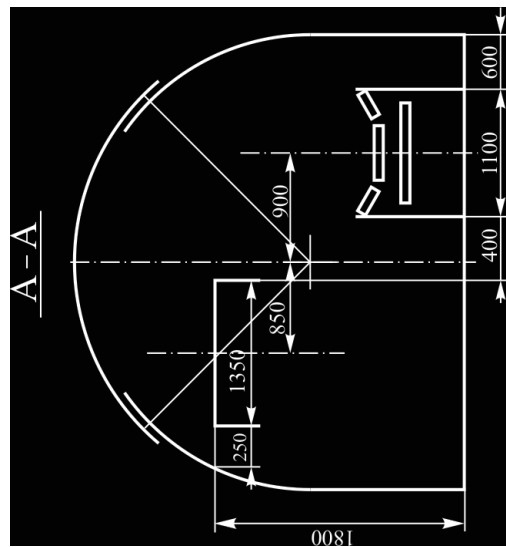


*Рис. 1.6. Технологическая схема проведения выработки с применением телескопического ленточного конвейера и электровозной доставки материалов:  
а – размещение оборудования; б – поперечное сечение  
(1 – проходческий комбайн; 2 – скребковый конвейер; 3 – ленточный конвейер;  
4 – рельсовый путь)*

*a*



*б*

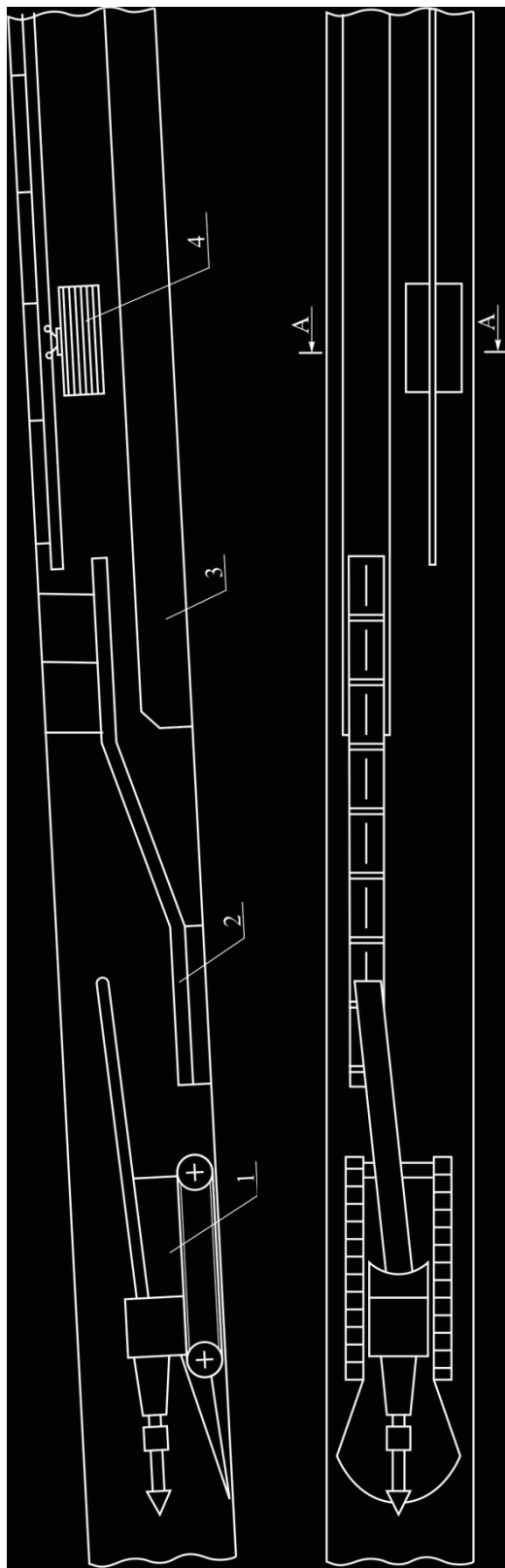


*Рис. 1.7. Технологическая транспортная схема проведения выработки с применением скребкового и ленточного конвейеров и напочвенной дороги для доставки материалов:*

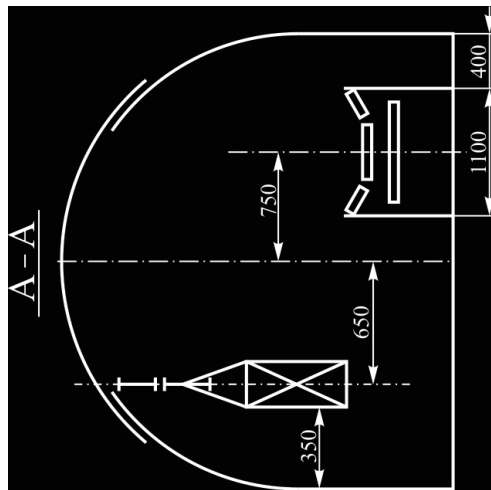
*а – размещение оборудования; б – поперечное сечение  
(1 – проходческий комбайн; 2 – скребковый конвейер; 3 – ленточный конвейер;  
4 – рельсовый путь; 5 – конечный блок ДКН; 6 – буксировочная тележка ДКН)*



*a*

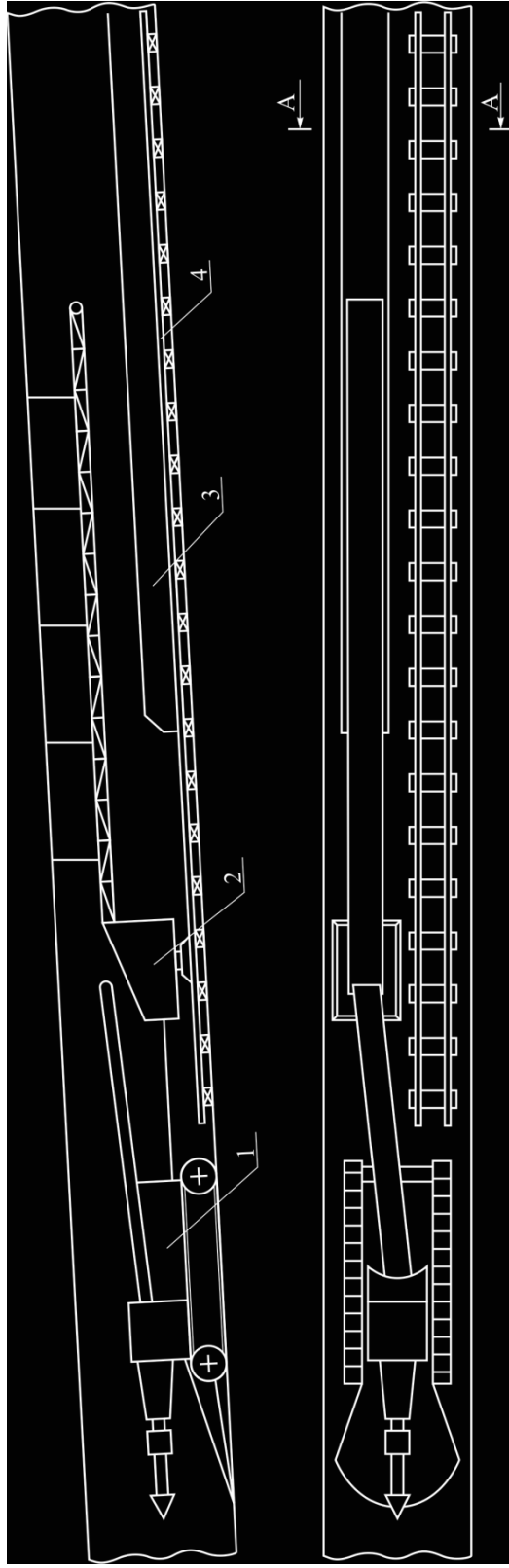


*б*



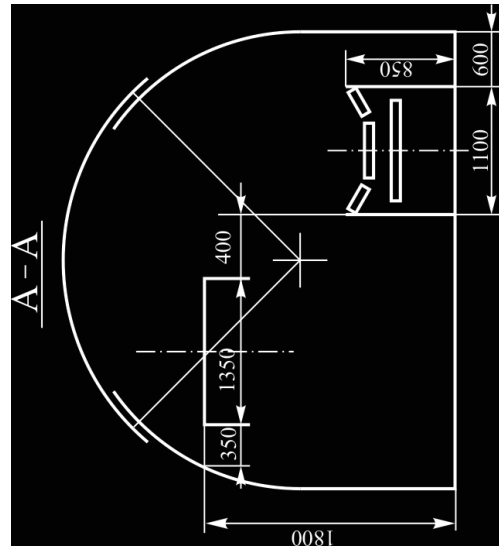
*Рис. 1.8. Технологическая схема проведения выработки с применением скребкового и ленточного конвейеров и подвесной монорельсовой дороги для доставки материалов:*  
*а – размещение оборудования; б – поперечное сечение*  
*(1 – проходческий комбайн; 2 – скребковый конвейер; 3 – ленточный конвейер; 4 – монорельсовая канатная дорога)*

*a*



18

*б*



*Рис. 1.9. Технологическая схема проведения выработки с применением проходческого конвейера и электровозного транспорта для доставки материалов:  
а – размещение оборудования; б – поперечное сечение  
(1 – проходческий комбайн; 2 – ленточный перегружатель; 3 – проходческий конвейер ЛПП180; 4 – рельсовый путь)*

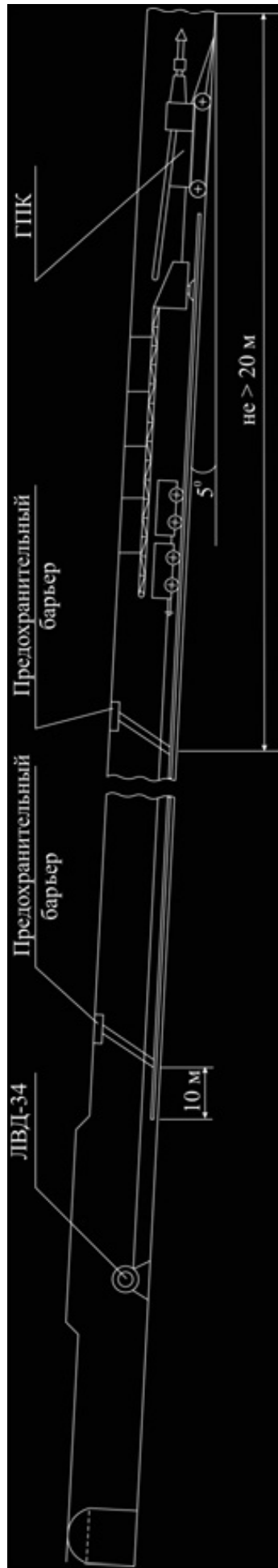


Рис. 1.10. Схема проведения выработки канатной канатной откатки с использованием канатной откатки

Автором был проведен анализ работы концевых канатных откаток в подготовительных выработках шахт компании "Львовуголь", который позволяет сделать некоторые выводы:

при длине проводимой выработки 1000 – 1200 метров транспортирование горной массы из забоя осуществляется методом «эстафетной» доставки, т. е. груз перемещается несколькими последовательно установленными лебедками;

в выработках со знакопеременным профилем пути происходит набегание движущейся под действием силы тяжести партии вагонеток на канат, что приводит к его ослаблению и образованию скученных участков «жучков»;

ввиду отсутствия на шахтных лебедках устройств для укладки каната на барабан, приходится укладывать его вручную с помощью рычага, при этом часты случаи травмирования обслуживающего персонала, включая с летальным исходом;

если угол наклона выработки незначителен, то движение порожнего состава в забой под действием силы тяжести невозможно, поэтому возникает потребность в переходе на двухконцевую откатку, что ведет к усложнению транспортной схемы и снижению безопасности работ.

### 1.3. Выводы

В настоящее время транспортные технологические схемы, используемые для проведения горных выработок, предусматривают применение [2]:

в выработках с углом наклона до  $\pm 10^\circ$  и протяженностью свыше 800 м – ленточного конвейера 1ЛТП80 (1Л80, 2Л80, 1ЛТ80, 2ЛТ80), на котором перемещают горную массу, а также транспортных средств – монорельсовой (ДМКУ) или напочвенной дороги (ДКНЛ, ДКНЛ1, ДКН2);

в выработках с углом наклона до  $\pm 12^\circ$  и длиной до 300 м – самоходных электрокабельных вагонов ВС5Э и ВС15Э;

если угол наклона выработки составляет более  $10^\circ$  – одноконцевой откатки.

Кроме того, в процессе проходки выработок снизу вверх, когда их наклон не превышает 50 ‰, целесообразно применять локомотивную откатку при помощи электровозов АРП7, АРВ7, АРП10, оборудованных усиленной тормозной системой с дополнительной установкой на них магниторельсовых тормозов.

Если проходка ведется сверху вниз, когда груженные поезда движутся на подъем, то возможное применение электровозной откатки ограничено уклоном 20 ‰, поскольку приходится учитывать пределы тяговых возможностей электровоза.

Используемые в настоящее время при проходке выработок с завышенными (более 5 ‰) профилями рельсовых путей электровозы АМ8Д и 2АМ8Д не имеют усиленной тормозной системы и не могут удовлетворить требований к производительности откатки и к уровню безопасности транспортных работ.

Анализ действующих технологических схем позволяет сделать вывод о том, что для проведения подготовительных выработок, угол наклона которых

не превышает  $\pm 10^\circ$ , а длина – 2000 м, может быть использован только вариант, включающий ленточный конвейер, оборудованный вспомогательной транспортной установкой.

Однако этот вариант не отвечает ряду требований, предъявляемых к горно-проходческим транспортным установкам. В частности, он не обеспечивает совмещение перевозок горной массы и вспомогательных материалов, преимущественности в использовании оборудования (ленточный конвейер после проходки необходимо демонтировать), отдельной выдачи угля и породы.

Кроме того, крайне затруднительно применение ленточных конвейеров для транспортирования размокаемых пород, полученных от проведения обводненных горных выработок.

В этих условиях представляется перспективным использование установок рельсового и подвешного транспорта с замкнутым тяговым органом для перемещения горной массы, оборудования, материалов и людей. Причем названные средства пригодны как в процессе проведения выработок, так и для дальнейшей эксплуатации.

## **2. ШАХТНЫЕ МОНОРЕЛЬСОВЫЕ, МОНОКАНАТНЫЕ И НАПОЧВЕННЫЕ ДОРОГИ**

### **2.1. Монорельсовые установки**

В целом подземные подвешные монорельсовые установки удобно классифицировать по расположению привода следующим образом [7,8]:

- монорельсовые установки, оснащенные стационарным приводом: тяговой лебедкой (сокращенно ДМК) и устройством, вращающим монорельс;
- монорельсовые установки, оборудованные подвижным, например подвешенным приводом и соединенные с лентой конвейера.

Подвешные монорельсовые установки получили широкое применение в качестве вспомогательных транспортных средств на шахтах и рудниках Западной Европы, Донбасса, Кривбасса и Алтая.

Опыт использования подвешных моноканатных и монорельсовых установок подтверждает, что в подземных условиях наиболее надежными в эксплуатации и дешевыми являются монорельсовые установки. Несущий орган-монорельс, будучи жестким, не требует натяжных устройств, что значительно упрощает схему подвешной установки. Кроме того, стоимость несущего каната выше стоимости монорельса, а эксплуатация моноканатной установки дороже эксплуатации монорельсовой.

Монорельсовые системы по сравнению с обычными средствами доставки вспомогательных материалов обладают рядом существенных преимуществ, основные из которых следующие:

- легкая приспособляемость к рельефным условиям выработки, возможность монтажа, демонтажа и перепланировки в соответствии с местными условиями и в расчете на применяемые средства транспортировки основных грузов;

- увеличение пропускной способности горных выработок за счет перемещения вспомогательных материалов на верхней части выработки;
- возможность интенсивного насыщения производственных участков подъемно-транспортными средствами;
- снижение расходов на техническое обслуживание и эксплуатацию по сравнению с обычным рельсовым транспортом.

Средний срок службы подвесных монорельсовых установок составляет 2 – 3 года, моноканатных – 1,5 – 2 года (в результате быстрого разрушения несущего каната).

Несущий орган подвесных монорельсовых установок изготавливают из рельсов и двутавровых балок длиной от 2,7 до 4,5 м или вращающихся труб длиной 4 – 5 м. Секции монорельса имеют усовершенствованную подвеску и быстроразъемное гибкое соединение, допускающее отклонение в горизонтальном и вертикальном направлении от 3 до 15° соответственно профилю выработки.

Монорельс через каждые 3 – 4 м подвешивают к кровле выработки или к крепи на высоте 1,5 – 1,8 м от ее подошвы. В выработках, пройденных без крепления или закрепленных бетоном, монорельс подвешивают на кронштейнах с цепями (рис. 2.1), а кронштейны в свою очередь прикрепляются к анкерным болтам или крюкам, заделанным в породу или бетон. В выработках с металлической крепью цепи или растяжки (при жесткой подвеске монорельса) фиксируют на рамах (арках) специальными зажимами или хомутами (рис. 2.2 и 2.3); в выработках, закрепленных деревянными рамами, монорельс подвешивают при помощи цепей, обхватывающих верхняк. Подвесные установки с такими монорельсами монтируют в выработках с углом наклона от 0 до 27° для транспортирования материалов, оборудования и людей, а в ряде случаев и в выработках, пройденных под углом 45 – 75°, для перемещения материалов, малогабаритного оборудования и выдачи породы.

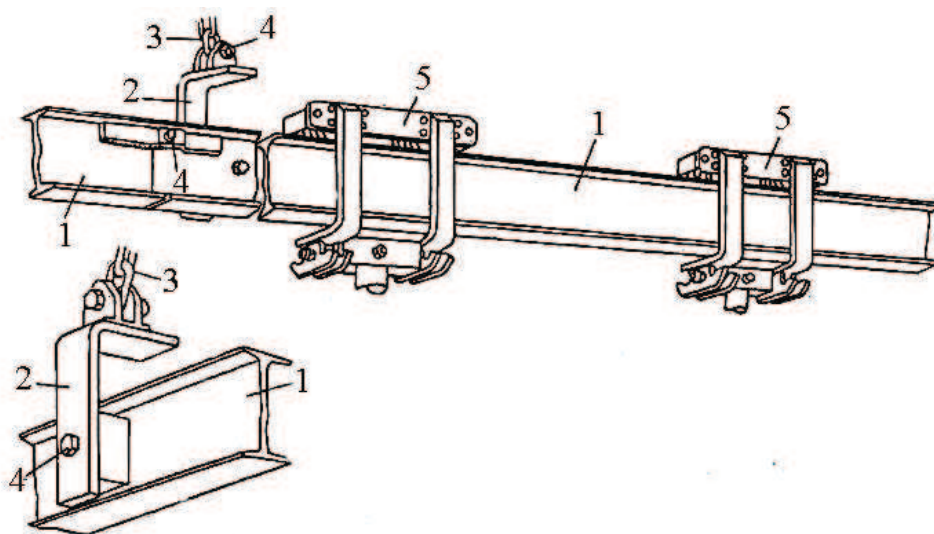


Рис. 2.1. Схема подвески монорельса в выработках, пройденных без крепления или закрепленных бетоном: 1 – двутавровая балка; 2 – кронштейн; 3 – цепь для подвешивания кронштейна к кровле или крепи выработки; 4 – крепежные болты; 5 – каретка



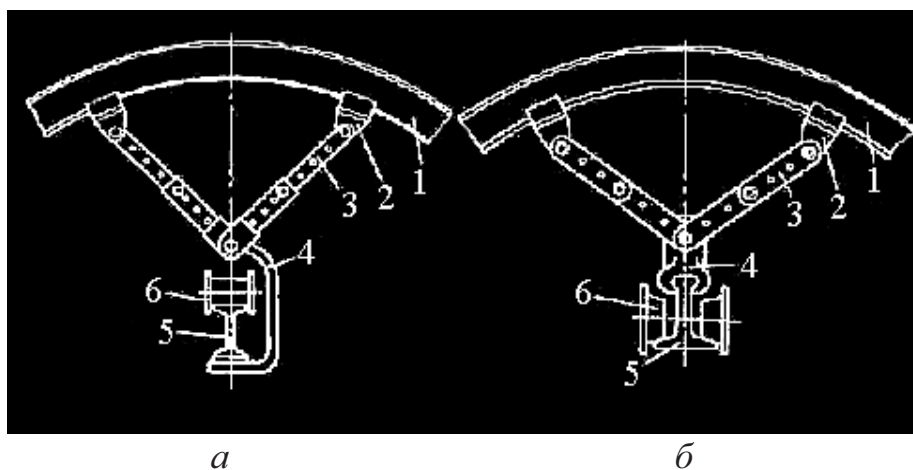


Рис. 2.2. Схема подвески монорельса в выработках, закрепленных металлической крепью: а – система «Бекорит»: 1 – арочная крепь; 2 – зажимное устройство; 3 – растяжки; 4 – кронштейн; 5 – двутавровая балка; 6 – каретка.  
 б – система «Рендал»: 1 – арочная крепь; 2 – зажимное устройство; 3 – растяжка; 4 – зажимное устройство для крепления рельса к растяжкам; 5 – рельс; 6 – ролики каретки

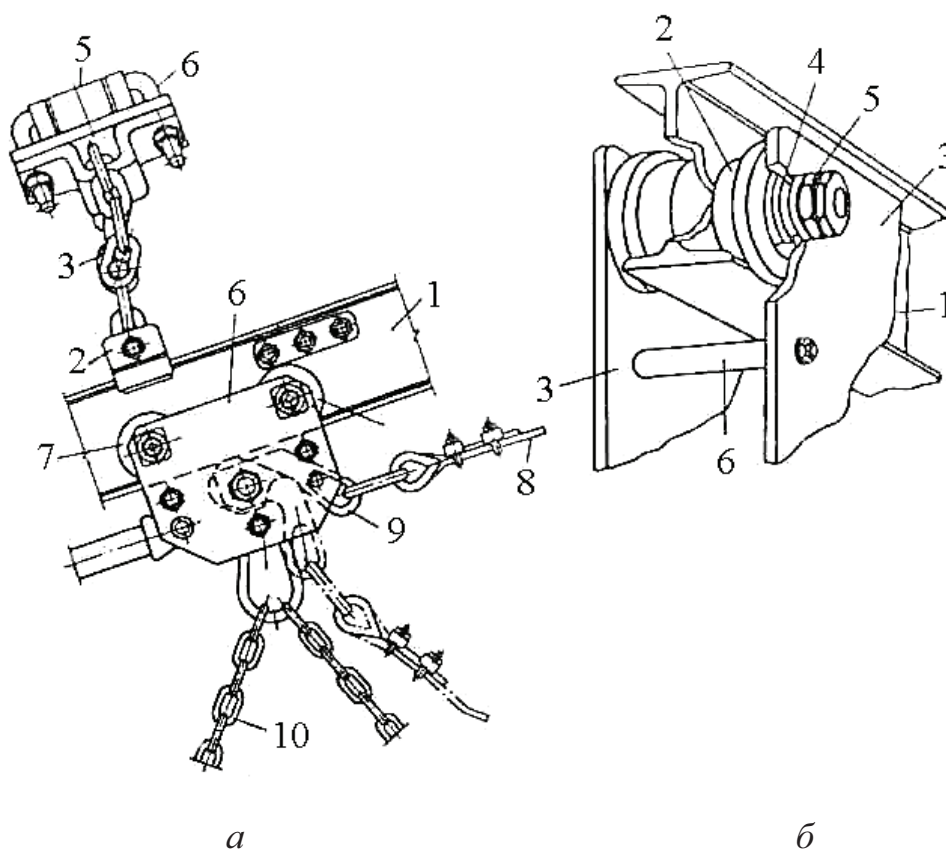


Рис. 2.3. Схема крепления монорельса и каретки: а – крепление монорельса к арочной крепи: 1 – монорельс; 2 – зажимное устройство; 3 – цепь; 4 – хомут; 5 – арочная крепь; 6 – каретка; 7 – ролик каретки; 8 – тяговый канат; 9 – тормозное устройство; 10 – цепь для крепления груза. б – подвески каретки: 1 – монорельс из двутавровой балки; 2 – ролик; 3 – щеки; 4 – ось роликов каретки; 5 – контргайка; 6 – соединительный болт

В зависимости от назначения подвесные монорельсовые установки могут быть оборудованы различными устройствами, например площадками, рамами и контейнерами, предназначенными для доставки материалов, рельсов, труб и другого оборудования; вагонетками для транспортирования породы, полезного ископаемого и других сыпучих материалов, а также специальными подвесными стульями, платформами или вагонетками для перевозки людей. Все это подвесное транспортное оборудование крепится к несущим грузовым кареткам монорельсовых установок.

Контейнеры, вагонетки и грузовые площадки для их опускания при загрузке, выгрузке и подъеме на нужную высоту с целью безопасного транспортирования по выработкам оборудуют подъемными приспособлениями (ручными таями и т. д.).

Наибольшее распространение на шахтах и рудниках ФРГ, Англии, Франции, Южной Африки и Польши, а также в Украине получили подвесные монорельсовые установки, оборудованные стационарными лебедками с замкнутым тяговым канатом.

К этой группе подвесных монорельсовых установок следует отнести конструкции: отечественные – 8 МКД-4, 400 ДМТ, 150 ДМТ, МД-1, ДМКМ, ДМКУ, ДМКЛ, а также зарубежных компаний – «Генрих Шарф», «Саарленд», «Вальтер Беккер» (ФРГ), а также польские установки КСП (табл. 2.1) и др.

Первой из зарубежных конструкций в середине 50-х годов была создана монорельсовая система «Шарф». Ее конструкция и параметры были положены в основу всех последующих зарубежных монорельсовых установок. Подвесные монорельсовые транспортные установки этой группы по направлению движения кареток с грузом и людьми можно разделить на оборудованные тяговыми лебедками с бесконечным канатом (работающие по замкнутому циклу) и с головным и хвостовым канатами (работающие по принципу челнока).

Все подвесные монорельсовые установки этой группы снабжены предохранительными устройствами, срабатывающими при превышении скорости движения каретки с грузом (людьми) и обрыве или провисании тягового органа. Предохранительные устройства могут быть различной конструкции: одни монтируются на каретках, другие на тяговом канате (рис. 2.3). Тормозное устройство, смонтированное с обеих сторон монорельса, позволяет быстро остановить каретку – при обрыве тягового органа или превышении скорости движения тормозное устройство вступает в зацепление на участке шарнирного соединения секции монорельса.

Тормозное устройство монорельсовых установок системы «Шарф» состоит из двух дисков, действующих за счет натяжения каната. При обрыве или значительном провисании каната тормозные колодки прижимаются к вертикальной стенке монорельса.

В установках «Шарф» и «Саарленд» секции монорельса соединяют шарнирными устройствами, допускающими отклонение в вертикальной и горизонтальной плоскостях до 8°. Установки «Бекорит» и «Рендал» допускают отклонение до 15°.

Таблица 2.1

## Основные параметры канатных монорельсовых дорог

Параметры	ДМК1	ДМКУ	ДМКМ	ДКМУ4	ДКМУ1-90	ДКМУ2-110	ДКМУ2-132	«Сар-ленд»	«Бекорит»	«Шарф»	КСП-16	КСП-32
Расстояние транспортирования, м	1000	2000	2000	1500	2500	2500	2500	2000	2500	2500	500	2200
Максимальная скорость движения каната, м/с	1,0	1,8	2,0	1,26	1,8	1,8	1,8	1,9	2,5	2,0	1,4	2,0
Максимальный угол установки, град	10	15	20	18	20	20	20	20	15	27	25	30
Мощность привода, кВт	13	75	75	55	90	110	132	10;40	15;20;40	16;25;40	30	50
Грузоподъемность												
транспортной емкости, т	1...2	1...3	1...3	1...2	2...5	2...5	2...5	1...4	1,5...5	2...5	1...3	1...3

На шахтах и рудниках ФРГ в качестве тягового привода монорельсовых установок «Шарф» и «Саарленд» используют фрикционные лебедки типа «Дюстерло» с электрическими, пневматическими и гидравлическими приводами.

Натяжение каната регулируется автоматически грузовыми или гидравлическими натяжными станциями. Перед пуском монорельсовой установки гидравлическая система натяжного устройства заполняется маслом при помощи ручного насоса с тем расчетом, чтобы обеспечить заданное натяжение тягового каната. Контролируется натяжение с помощью манометра.

Гидросистема состоит из двух цилиндров, сообщающихся с амортизационными резервуарами. На концах штоков цилиндров закреплены цепи, присоединенные к двум подвижным направляющим блокам. При изменении направления движения тягового каната его ветвь с большим натяжением перемещает один из направляющих блоков таким образом, что другой блок перемещается на ту же величину, но в противоположном направлении. Вследствие этого менее натянутая ветвь каната автоматически увеличивает свое натяжение. При повышении натяжения тягового органа поршни цилиндров перемещаются, обеспечивая этим постоянное натяжение ветвей каната в период работы монорельсовой системы.

Для перевозки людей применяют специальные вагонетки на 8 – 12 человек, которые при необходимости легко заменяют контейнерами грузоподъемностью от 2 до 4 т для переинвентаризации материалов и оборудования.

В Польше первая подвесная монорельсовая установка протяженностью 1900 м была смонтирована в начале 1959 г. на шахте «Бобрик». Успешная ее эксплуатация обусловила широкое и быстрое внедрение таких установок на многих шахтах и рудниках этой страны.

Несущий орган сконструированных в Польше подвесных монорельсовых установок изготавливают из отрезков двутавровых балок с высотой полки 140 мм и стандартных рельсов. Секции длиной 4 м соединяют между собой при помощи накладок и болтов, допускающих необходимое смещение при движении груза по монорельсу. Монорельс подвешивают на высоте не менее 1,7 м от подошвы выработки к арочной крепи, используя зажимы и цепи. В выработках с деревянной крепью несущий орган подвешивают цепями на крюки, вбитые в верхняк, или цепями, обвитыми через верхняк.

Каретки на четырех роликах перемещаются по нижней полке монорельса. Грузоподъемность одной каретки достигают до 1,3 т. Для транспортирования более тяжелых грузов и длинномерных материалов каретки объединяют траверсами. В каретках смонтировано предохранительное устройство, срабатывающее при обрыве тягового каната (устройство заклинивает каретку на нижней полке монорельса), приостанавливая движение груза по монорельсу. В качестве тягового привода используют лебедки с электрическим или пневматическим приводами.

За последние десятилетия на шахтах Украины эксплуатировались монорельсовые дороги типа 8МКД-4МА и МГЛ конструкции ДонУГИ, ДМ-1, 4ДМК, 6ДМК (рис. 2.4) разработанные в ООО «Углемеханизация – МАТО»



(г. Луганск), МД-2, спроектированные в Гипроуглегормаше. В настоящее время серийно выпускаются установки ДКМУ4, ДКМУ1-90, ДКМУ2-110, ДКМУ2-132 производства ОАО «Луганскгормаш».

Дороги ДКМУ1 и ДКМУ2 применяются для перевозки людей и грузов в условиях, когда грузопоток превышает 12 т в сутки, в выработках с углами наклона до  $\pm 20^\circ$  и длиной от 500 до 2500 метров.

Дороги ДКМУ1 и ДКМУ2 оснащены электромеханическим приводом, двигатель которого имеет фазный ротор, что обеспечивает плавное начало движения и остановку состава. Дороги ДКМУ1 могут также комплектоваться приводами с асинхронными двигателями, в них используется короткозамкнутый ротор мощностью до 90 кВт. Управление приводом осуществляется от частотных преобразователей, которые обеспечивают любую фиксированную скорость движения дороги, а также ее плавное изменение.



*Рис. 2.4. Монорельсовая подвесная дорога БДМК*

Рациональная область применения дорог ДКМУ4 – участковые безрельсовые и конвейеризированные выработки, угол наклона которых составляет до  $\pm 18^\circ$ , и которые отличаются небольшими грузопотоками (до 24 т в сутки). Из-за сравнительно низкой скорости движения следует рекомендовать это транспортное средство для перевозки людей в выработках длиной только до 1000 метров. Управление дорогой можно осуществлять дистанционно специальной аппаратурой УМД.

Конструкция дороги полностью исключает сход подвижного состава с монорельсового пути. По сравнению с рельсовым транспортом, монорельсовые дороги имеют меньшую собственную массу подвижного состава, небольшие габариты транспортных единиц. Особенно эффективно их использование на шахтах, где наблюдается пучение породы. Для перевозки контактного груза массой более 4 т применяются специальные траверсы, обеспечивающие распределение нагрузки на три каретки и более. При этом успешно решаются

вопросы погрузки и перегрузки материалов в случае их доставки в пакетах и контейнерах.

В Англии фирмой «Джозеф Куксанз энд компани» была разработана монорельсовая система «Хантрайдер», тяговым органом которой служат вращающиеся трубы. Применяют два вида труб: специальные с рифленой поверхностью – в выработках с углом наклона до 22° и с гладкой поверхностью – до 14°. Монорельс собирается из отрезков стальных труб диаметром 114 мм, длиной до 45 м, а на закруглениях и вертикальных изгибах монорельс собирается из более коротких отрезков (1,5 – 2,5 м).

Секции труб соединяются универсальными гибкими муфтами типа «Хорди Спасер», которые обеспечивают передачу трубам вращения от привода.

Подвешивается монорельс на С-образных кронштейнах и вращается в роликовых подшипниках. К сдвоенным несущим головкам системы подвешивают транспортные устройства: стулья для перевозки людей, платформы, площадки для транспортировки материалов и оборудования. Грузоподъемность одной несущей головки составляет 0,2 – 0,255 т. В системе используется электродвигатель мощностью 7,6 кВт, который через клиноременную передачу и шкив с резиновым ободом, прижатый к монорельсу, вращает секцию труб длиной 500 – 550 м на прямолинейном участке и 400 м – на криволинейном со скоростью 200 – 500 об/мин, обеспечивая при этом скорость передвижения несущих головок кареток 16 км/час.

Несущие головки устанавливаются над монорельсом. Внутри корпуса несущей головки вмонтировано четыре неопреновых ролика, которые входят в контакт с монорельсом и вращаются вместе с трубами. Когда ось ролика параллельна монорельсу, несущая головка неподвижна. Изменяя положение неопреновых роликов по отношению к монорельсу с помощью приводного рычага, можно регулировать движение несущих головок вперед или назад. Приводное устройство системы работает по принципу червячной передачи. Приводную головку с подвешенным транспортным устройством можно остановить, привести в движение и сменить в любой точке монорельса. Для этой цели каждое транспортное устройство (стул, платформа, вагонетка) имеет рукоятку, связанную с рычажной системой приводной головки. Вращающиеся трубы и приводную систему закрывают металлической сеткой, оставляя щель для передвижения тяги. Установка системы «Хантрайдер» имеет ряд преимуществ по сравнению с другими монорельсовыми установками, а именно: возможность добавлять новые секции монорельса с приводными устройствами, что делает длину монорельса практически неограниченной; отсутствие каната, лебедок, направляющих и натяжных шкивов, возможность изменения скорости перемещения приводной головки, безопасность транспортирования в выработках с уклоном до 22°. Недостатком системы является ограниченная грузоподъемность, слабая устойчивость против коррозии, что затрудняет ее применение.

Недостатки, присущие монорельсовым дорогам с канатным приводом, устраняются, когда используют монорельсовую локомотивную откатку.



Локомотив позволяет транспортировать составы с грузом по разветвленной транспортной трассе в несколько конечных пунктов. Для этого на разветвлениях монорельсового пути монтируются стрелочные переводы, которые соединяют все пути в одну транспортную систему. Применение локомотивов позволяет значительно повысить пропускную способность монорельсовых дорог и снизить расходы на их эксплуатацию и содержание.

Монорельсовые дороги с локомотивной откаткой более безопасны в эксплуатации по сравнению с канатной откаткой из-за отсутствия движущегося тягового каната, поддерживающих роликов, обводных и направляющих блоков, они позволяют быстро и надежно выполнять сцепку-расцепку составов.

К достоинствам монорельсовых дорог с локомотивной откаткой следует отнести:

- возможность эксплуатации в выработках малого сечения, имеющих большой угол наклона и небольшой радиус закругления;
- возможность транспортировки грузов на любые расстояния;
- практически неограниченная производительность, которая зависит только от числа локомотивов;
- универсальность и надежность;
- малый тормозной путь;
- высокая маневренность.

Недостатками дизелевозов являются:

- сложность взрывобезопасного исполнения;
- загрязнение атмосферы;
- необходимость дополнительной подачи воздуха;
- потребность в квалифицированном обслуживании.

Монорельсовые дороги с локомотивной тягой по конструкции, способу крепления к кровле аналогичны дорогам с канатным приводом. Отличие их заключается в том, что монорельсовый путь монтируется из более прочных двутавровых балок и его элементы скрепляются специальными соединениями.

Монорельсовые дизелевозы нашли широкое применение на шахтах и рудниках Франции, ФРГ, Чехословакии, в Южной Африке, Польше.

Опыт эксплуатации монорельсовых дизелевозов во Франции показал эффективность их использования в проведении подготовительных выработок. В настоящее время на ряде шахт Прованса, Па-де-Кале, Лотарингии протяженность отдельных монорельсовых дорог достигает 8 км, при этом транспортировка оборудования, материалов от ствола к забоям выработок осуществляется именно дизелевозами.

Часто используемый на шахтах и рудниках дизельный локомотив «Руртхале» (рис. 2.5) состоит из дизельного двигателя, который приводит в действие: главный гидронасос переменной производительности, вспомогательный гидронасос, воздушный компрессор и генератор переменного тока для внутреннего освещения. Гидронасос в свою очередь питает гидравлические двигатели роликов, прижатых с обеих сторон к сердечнику монорельса, а вспомогательный гидронасос – домкраты тормозов. Воздушный компрессор нагнетает в специальный резервуар сжатый воздух, используемый

для разгона дизельного двигателя, управления наклоном главного гидронасоса, который регулирует скорость дизелевоза, а также для открытия тормозов при остановке.

На этом локомотиве установлен дизельный двигатель «Перкинс» с объемом цилиндра в  $3860 \text{ см}^2$  и номинальной мощностью 50 кВт. Последние модели завода в Сент-Этьене (Франция) могут транспортировать груз весом 6 – 7 т со скоростью 7 км/час при наклоне выработки в  $30^\circ$ . Увеличение силы тяги достигается установкой определенного числа пар тяговых колес (до 4). Торможение происходит при помощи гидравлических двигателей. Для управления дизелевозом предусмотрен один рычаг (изменяющий наклон главного гидронасоса). Перевод этого рычага в направлении от машиниста обеспечивает ускорение движения вперед при заданном ходе.

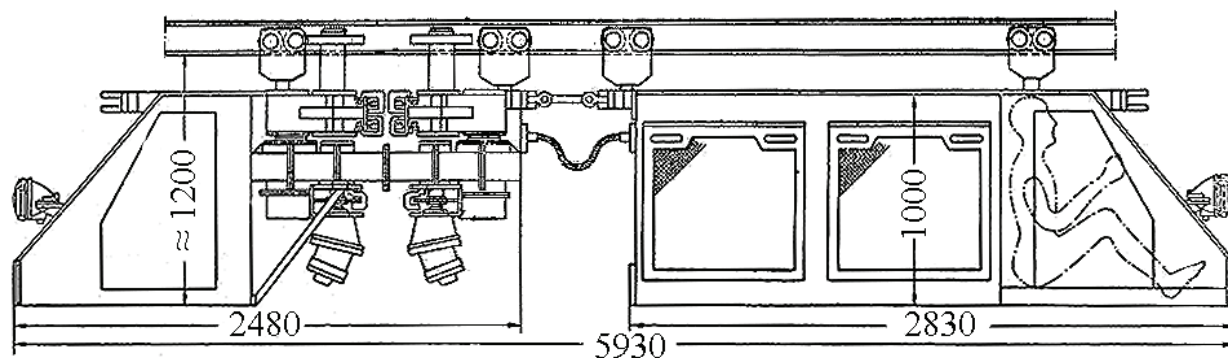


Рис. 2.5. Схема монорельсового дизельного локомотива

Во время остановки локомотива на уклоне, иногда из-за проскальзывания роликов, поломок осей, утечек масла вследствие разрушения прокладок или предохранителей возникают трудности торможения, поэтому в конструкции машины предусмотрены предохранительные и стояночные тормоза. Предохранительный тормоз имеет автоматический включатель, кроме предусмотренного ручного включения, время его срабатывания менее 0,2 с.

В фирме «Бекорит» (Англия) был сконструирован монорельсовый локомотив «Монорейл Бекорейл», способный преодолевать уклоны 1:5. Дизелевоз состоит из двух узлов: коробки передач с тяговым органом и кабины водителя. Шарнирное соединение названных частей позволяет этой машине преодолевать закругления пути радиусом 4 м. На дизелевозе установлен взрывобезопасный двигатель «Хонслет МГ25» в комплекте с системой очистки выхлопных газов, гидравлическим стартером и взрывобезопасным генератором. На впускном и выхлопном трубопроводах локомотива установлены огнегасительные устройства. В гидравлической системе привода дизелевоза применяется огнестойкая жидкость, работающая при максимальном давлении  $2,1 \cdot 10^6$  Па. В случае понижения давления в гидравлической сети из-за разрыва шланга или по другим причинам автоматически срабатывают гидромеханические тормоза.

Сила тяги в дизелевозе не зависит от его массы и создается ведущими колесами, которые движутся по вертикальной стенке монорельсового пути и прижимаются гидравлическими домкратами.

В ФРГ был разработан дизелевоз «Вестфалия» мощностью 53 л.с. Благодаря разделению на три шарнирно соединенных между собой агрегата, эта машина имеет хорошую маневренность и может проходить выработки с минимальным радиусом 4 м. Максимальный угол подъема, преодолеваемый дизелевозом, составляет 27°.

Управление этим локомотивом осуществляется или из расположенной впереди кабины машиниста, или дистанционно из конца состава.

Привод локомотива состоит из дизельного двигателя, гидронасоса и четырех радиально-поршневых гидродвигателей с промежуточными планетарными передачами, которые размещены в ходовых. Тяговое усилие создается четырьмя фрикционными дисками, движущимися по вертикальной стенке монорельса. Для увеличения сцепления фрикционные диски прижимаются к монорельсу с помощью гидроцилиндров.

Два радиально-поршневых гидродвигателя с промежуточными планетарными передачами и фрикционными дисками образуют отдельный тяговой механизм локомотива, выпускаемый фирмой «Дюстерло». На дизелевозе устанавливается два таких механизма, однако предусматривается возможность установки третьего, который может включаться при движении на подъем. Дизелевоз развивает максимальное тяговое усилие 42 кН, если работают два, и 63 кН, если задействованы три механизма.

Гидравлический тормоз действует через приводные фрикционные диски. На дизелевозе установлен также аварийный тормоз, во время срабатывания которого колодочные тормоза прижимаются к вертикальной стенке монорельса.

На отечественных предприятиях для транспортировки грузов по горизонтальным и наклонным выработкам применяется чешский дизелевоз DLZ110F (рис. 2.6), который оснащен автоматической регулировкой мощности гидростатической передачи, двумя независимыми друг от друга системами торможения, эффективной защитой против шума, датчиками, контролирующими правильность работы, устройством для подключения гидравлических подъемных устройств, взрывозащищенным оборудованием для работы во взрывоопасной среде.

Машина имеет следующие технические данные: мощность двигателя – 81 кВт, скорость движения – до 7,2 км/час (2 м/с), угол наклона пути – до 25°.

Проект монорельсового локомотива типа ГД-15 с дизельным двигателем был разработан Гипроуглемашем (Москва) для гидрошахт.

Промышленные испытания этого локомотива проводились в 1964 г. на строящейся шахте «Грамотеинская». Испытания выявили в нем ряд конструктивных недостатков. После некоторой модернизации, связанной главным образом с заменой ходовой тележки, промышленные испытания монорельсового локомотива ГД-15 на той же шахте были продолжены в 1966 г.



*Рис. 2.6. Подвесной дизель-гидравлический локомотив DLZ110F*

Для доставки материалов, оборудования и людей в гидрошахтах был разработан комплекс оборудования, включающий в себя дизельный локомотив ДМВ-5, грузовые и пассажирские вагонетки, а также элементы монорельсовой дороги.

На дизелевозе к ведущим колесам была применена гидрообъемная трансмиссия замкнутого типа, оснащенная маслонасосом и гидродвигателями. Благодаря этому, колеса через рычажный механизм прижимаются с обеих сторон к вертикальной стенке монорельса.

Рабочее торможение машины осуществляется при помощи тягового гидродвигателя. Кроме того, дизелевоз оборудован пружинно-гидравлическим, аварийно-стояночным тормозами обратного действия, которые при снижении давления масла в гидроцилиндрах сжимают монорельс под действием пружин, обеспечивая тормозной путь на расстоянии 2 – 3 м.

В последнее время подвесные дизельные локомотивы получили широкое распространение в Германии, Чехии, Польше и России.

В частности, транспортные системы “Шарф” позволили комплексно механизировать работу вспомогательного транспорта в различных горно-геологических условиях, когда меняется интенсивность грузопотоков и приходится учитывать характер грузов. Эти системы способны работать в диапазоне углов поворота трасс, причем в горизонтальной и вертикальной плоскостях, на большой протяженности доставки. Разработанное фирмой оборудование приспособлено к любым типам крепи, оно имеет ряд других преимуществ [9].

Динамично развивающаяся российская компания “Монотранс”, начиная с 2001 г., внедряет в производство собственные и совместные технические разработки по монорельсовому транспорту. Итогом этой работы стало внедрение передовой техники на многих российских шахтах. Монорельсовые системы в различной комплектации успешно эксплуатируются на шахтах производственных компаний «Воркутауголь» и «Южкузбассуголь» [10].



Современная практика добычи угля в Кузбассе показала, что на многих предприятиях, обрабатывающих мощные угольные пласты, масса секций крепи увеличилась до 30 т, а угол наклона выработок достиг 30°. Применение в подобных условиях монорельсового пути из профиля 155М, ввиду его недостаточной несущей способности, оказалось невозможным, и это привело к созданию специалистами группы компаний «Кузбасспромсервис» нового в мировой практике монорельсового пути из профиля М200 [11].

Основные технические характеристики подвесных дизелевозов представлены в табл. 2.2.

На отечественных, зарубежных рудниках и на угольных шахтах вследствие возросшей скорости проходки подготовительных выработок производительность рельсовой откатки стала недостаточной; применение же в этих условиях конвейерного транспорта экономически себя не оправдывает. Поэтому при проходке выработок стали широко применять подвесные монорельсовые установки.

В ФРГ на шахте «Верне» подвесные монорельсовые дороги применяли во время проходки штреков (рис. 2.7). В связи с этим отбитой в проходческих забоях породой при помощи скреперных погрузчиков наполняют подвесные вагонетки. В отличие от обычных монорельсовых установок системы «Шарф» на шахте «Верне» монорельс подобного механизма изготовлен не из двутавровых балок Е-120, а были использовали балки типа Е-140, которые выдерживают более высокую (1,4 т) нагрузку. Тяговую и холостую ветви каната поддерживают ролики, смонтированные на кронштейнах, расположенных через каждые 30 м друг от друга.

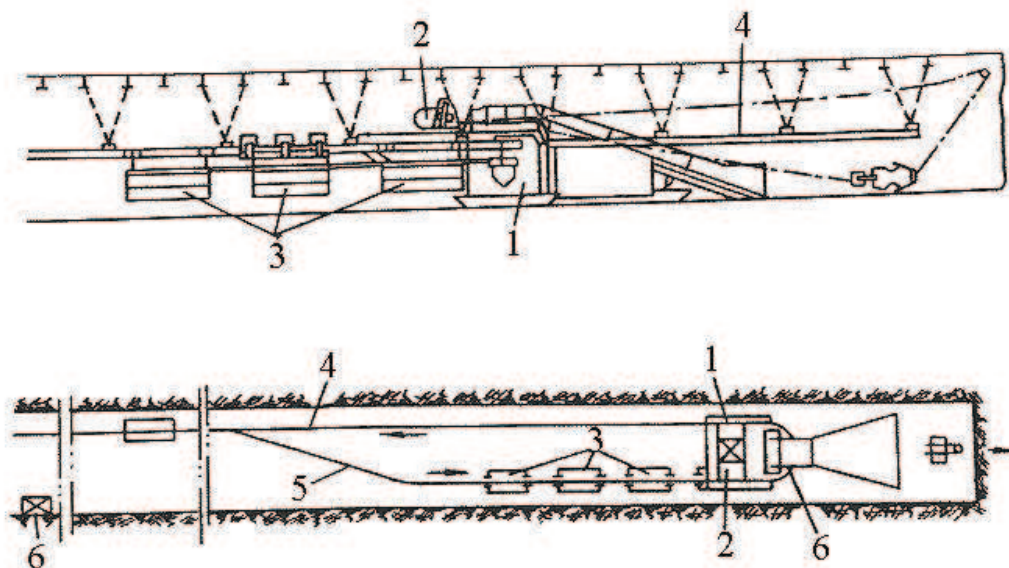


Рис. 2.7. Схемы монорельсовой установки, применяемой при проходке штреков на шахте «Верне»: 1 – погрузочный полук; 2 – привод скрепера; 3 – подвесные вагонетки; 4 – монорельс; 5 – обгоночная кривая монорельса; 6 – тяговая лебедка монорельсовой установки

Таблица 2.2

## Основные параметры монорельсовых дизелевозов

Наименование показателей	Тип локомотива										
	ДМВ (Россия)	ДМВ-5 (Россия)	ДМВ-7 (Россия)	ДПЛ-80 (Россия)	DLZ110F 125-3 (Чехия)	DLZ110F 180-6 (Чехия)	DN-30D (Чехия)	«Авгострейд» (ФРГ)	«Рурголлер» HL32H (ФРГ)	DZ1500 «Шарф» (ФРГ)	LPS-90 (Польша)
Мощность, л.с.	–	20 (15)	15	90	110	110	40,8	30	32	53 (90)	60
Тяговое усилие, кН	6	16	40	82	63	120	39	–	–	42/63	45/60
Скорость движения, м/с	2,76	2,6	4	2	2	1,5	~2	2	5	3	1,8 (2,0)
Наибольший угол подъема, град	±12	±30	±30	±30	±25	±25	±30	±22	±30	±30	±20
Радиус закругления, м	3	3	6	4	4	4	4	3,0	4,0	–	–
Тип дизельного двигателя	24-9,5/11	24-9,5/11	–	–	–	–	–	«Дейц»	«Мерс»	–	«Дейц»
Масса дизелевоза, кг	1800	2150	–	–	4400	5600	3000	2200	4000	–	–
Габариты, мм											
длина	2530	2530	6100-6500	–	7650	1650	4370	1650	5940	–	–
ширина	900	900	1200	–	900	900	820	820	700	–	–
высота	1375	1375	1500	–	1425	1425	1250	1200	1200	–	–



В качестве тягового привода использовали лебедки Н-340 фирмы «Айзенхютте Вестфалия» с редукторами и пневматический двигатель фирмы «Демаг». Максимальное тяговое усилие без прогиба монорельса составляет 18 кН. Все монорельсовые установки оборудованы тормозными устройствами. Длина подвесных вагонеток и грузовых платформ составляет 1,5 м.

На расстоянии 15 метров от забоя выработки монорельс с помощью подвесной перекидной стрелки разделяется на две ветви, холостую и грузовую. Состав вагонеток заезжает на холостую ветвь и освобождается от тяговой тележки. Затем порожние вагонетки перемещают по кривой радиусом 1150 мм под погрузочным полком и при выходе на прямолинейный участок с помощью скрепера загружают породой. Состав груженых вагонеток снова прицепляют к тяговой тележке и доставляют к месту разгрузки. Общая длина погрузочного скреперного полка составляет 10 м, а ширина 3,4 м. Длина наклонной части полка 5 м, угол наклона 18°.

Машинист скреперной установки находится на специальной ступеньке погрузочного полка и следит за работой скрепера и заполнением вагонеток породой, каждая из которых загружается в течение 1,2 мин (включая маневры). Таким образом, состав из пяти вагонеток передвигается под погрузочным полком и наполняется породой за 6 мин. Средняя скорость движения вагонеток по монорельсу составляет 1,8 м/с. Разгрузка такого же состава осуществляется примерно за 3 мин. При этом в эксплуатации одновременно находятся три состава вагонеток: один под погрузкой, второй движется к разгрузочному пункту, третий проходит разгрузочный пункт. Если протяженность штрека составляет 250 м, а скорость движения вагонетки 1,6 м/с, то в течение 2 часов перевозится 75 м<sup>3</sup> разрыхленной породы.

Во Франции на железных рудниках и на угольных шахтах Лотарингии широко используются подвесные монорельсовые установки системы «Шарф». Здесь такие установки действуют не только в участковых и вентиляционных выработках, но и в выработках основных горизонтов, что обеспечивает быструю и дешевую доставку материалов, крепи, оборудования и рабочих в забой. Подвесные монорельсовые установки успешно применяют при комбайновой проходке выработок в пологих пластах и в железорудных залежах осадочного происхождения. Специально для откатки породы из подготовительных выработок была спроектирована монорельсовая система, которая нашла применение на рудниках предприятия «Лоран».

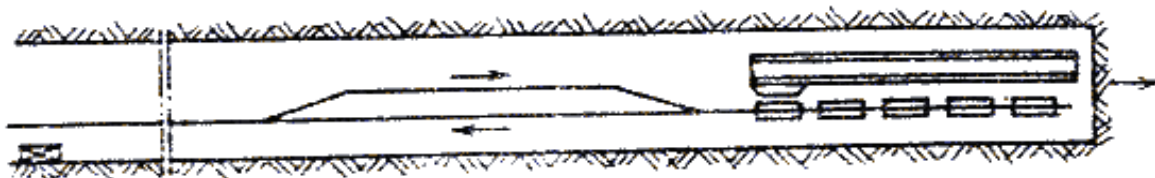
Рассматриваемая откаточная система состоит из двух параллельных подвесных монорельсовых путей, соединенных в забое выработки полукруглой секцией. Транспортные средства спроектированы таким образом, что могут разворачиваться на 180° в выработках шириной 2,7 – 3,0 м. На закруглении радиусом 0,6 м откаточное устройство поворачивается бортом к забою и загружается породой. При такой схеме отпадает необходимость в оборудовании и выполнении разминки, обмене откаточных устройств при загрузке. Они могут преодолевать небольшие радиусы закругления за счет шарнирного соединения контейнера с грузовыми тележками. При этом расстояние между грузовыми тележками не должно превышать диаметра полукруглой секции

пути. Установлено, что наилучшие результаты достигаются, если расстояния между грузовыми тележками всего состава одинаковы и они приблизительно равны 60 – 80% от диаметра полукруглой секции.

На руднике предприятия «Лоран» применялись опрокидные откаточные устройства емкостью 1 м<sup>3</sup> с автоматической разгрузкой. Транспортировка составов производилась с помощью дизельного локомотива. Дизелевоз подавал состав в забой и проталкивал по полукруглой секции несколько откаточных устройств до тех пор, пока последнее устройство не выходило на прямолинейный участок грузовой ветви. Затем локомотив подавался на грузовую ветвь и протягивал через полукруглую секцию оставшиеся откаточные емкости.

На многих зарубежных шахтах и рудниках, например, на руднике «Доран» (ЮАР), угольной шахте в Пенсильвании (США) и на других монорельсовый транспорт применялся в качестве основного, его использовали для перемещения горной массы, материалов, оборудования и обслуживающего персонала.

Несколько другая схема проходки выработки применялась на шахте «Министр Штейн» Дортмундского горного общества (рис. 2.8). Здесь состав опрокидных откаточных устройств подавался к забою и загружался с помощью конвейера, имеющего на конце загрузочную воронку. Обмен составов происходил на разминовке. Откаточные сосуды разгружались при заезде на перегрузочную рамку.



*Рис. 2.8. Технологическая схема проходки выработки на шахте «Министр Штейн» (ФРГ)*

В разработке штреков большой протяженности с высокими темпами проходки возможно применение еще одной схемы, при которой на всем протяжении штрека подвешены две нитки монорельсового пути. У забоя штрека и у места разгрузки они соединяются полукруглыми стрелками. В этом случае одновременно могут курсировать несколько составов и доставка породы может производиться непрерывно.

На предприятиях Лотарингии монорельсовый транспорт применялся для откатки горной породы из выработки протяженностью до 500 м. При этом применялась та же самая технологическая схема проходки, что и на шахте «Министр Штейн». Состав из десяти откаточных емкостей загружался с помощью скреперной установки и подвесного скребкового конвейера. Управление движением состава производилось дистанционно из двух пунктов – мест погрузки и разгрузки породы.

В месте разгрузки наполненные откаточные емкости, передвигающиеся по монорельсовому пути, точно устанавливались над десятью пустыми вагонетками той же емкости и разгружались через дно.

На шахте «Старжич» Остраво-Карвинского бассейна (Чехия) монорельсовая дорога используется как для транспортировки материалов, так и для перемещения породы в процессе проходки подготовительных выработок. При этом учитывался опыт шахт «Пасков» и «Витежни Унор», показавший, что небольшое количество породы из подготовительных выработок целесообразней транспортировать по монорельсовой дороге.

В этих случаях монорельсовая дорога типа ЗД I4, подвешивается в выработке, а транспортировку породы производят в контейнерах емкостью 0,65 м<sup>3</sup> с донной разгрузкой. Контейнеры могут автоматически разгружаться на ленточный конвейер или в вагонетки. Существует несколько вариантов загрузки вагонеток в забое: с помощью скреперного погрузчика, промежуточного скребкового конвейера ИН 0,8 или ИН 400 и промежуточного погрузчика типа «Витежни Унор».

Разминовки, служащие для обмена откаточных сосудов, размещаются у забоя. В период загрузки одного состава другой находится в пути. Состав как правило, включает 5 – 7 откаточных емкостей, для его перемещения применяется локомотив ЗД 30Н. Также могут осуществлять откатку с помощью канатной лебедки типа VTA 1000. В зависимости от условий проходки используют различные варианты транспортных схем.

Так, если расстояние откатки составляет 50 м и менее, то применяются от 3 до 5 откаточных устройств, а процесс разминовки исключен. Для расстояния откатки от 200 до 300 м разработано два варианта: в первом случае у забоя устраивают разминку на 2 – 5 откаточных емкостей, во втором – предусматривают кольцевую разминку, которая позволяет использовать до 10 откаточных устройств. При расстоянии откатки более 700 – 800 м разминку устраивают у забоя и по пути следования, таким образом, есть возможность использовать до 50 откаточных сосудов; по 10 в каждом составе.

На шахте им. 8 Мая в Дубняках (Чехия) транспортировка материалов и породы из подготовительных выработок осуществляется с помощью монорельсовых дорог, при этом отбитую породу и материалы перевозят в контейнерах и в поддонах Р-1000. Подобная транспортная схема обеспечивает продвижение забоя до 19 м в сутки. С 1972 г. на этой шахте стали применять подвесные монорельсовые локомотивы марки PLB.

Описанные выше технологические схемы подходят для выработок большого сечения.

А вот фирма «Майн Джоббер» (Замбия) специально для проходки более узких выработок сконструировала комплекс монорельсового оборудования, которое успешно эксплуатируют в горизонтальных выработках сечением от 1,5×1,2 до 2,13×2,13 м. Например, в выработке размером 1,8×2,13 м один человек за 2,5 часа обеспечивает проходку 1,5 м. Комплекс оборудования состоит из монорельсового пути, откаточной емкости, скреперного погрузчика и устройства для бурения.

Монорельсовый путь собирается из секций двутавровой балки длиной 3 м, ее масса 59 кг, снабженных быстроразъемными соединениями, и подвешивается на цепях к анкерной крепи.

Откаточное устройство в этой системе включает кузов с шарнирной полуоткрытой передней торцевой стенкой, которая может опускаться на породу, и служит загрузочным полком. Габариты кузова: длина 1,5 м, ширина 1,08 м, высота 0,75 м. Он соединен канатами роликами, установленными на шарнирных грузовых тележках. Вследствие перекатывания канатов по роликам кузов опрокидывается, и происходит его разгрузка, для чего задняя торцевая стенка, имеющая шарнирное соединение, открывается. Наполненный породой кузов самоопрокидывается, а при разгрузке возвращается в нормальное положение. Емкость кузова составляет 0,85 – 1,0 м<sup>3</sup> или 1,5 – 2,0 т породы. Минимальная высота выработки, в которой может применяться подвижный откаточный состав этого типа, составляет 1,4 м.

Погрузка породы осуществляется специальным погрузчиком с рабочим органом верхнего нагребания. Погрузчик, оборудованный пневматическим приводом, представляет собой балку, по которой с помощью бесконечной цепи совершает возвратно-поступательное движение скребок вместимостью 0,11 м<sup>3</sup>. Балка перемещается в вертикальной и горизонтальной плоскостях за счет пневмоцилиндров, а производительность погрузчика равна 20 – 30 т в час.

Устройство для бурения шпуров включает колонку, укрепленную на односекционной каретке. В рабочем положении колонка распирается между почвой и кровлей выработки при помощи пневматического распорного устройства. Колонка оборудована двумя поперечными рычагами, на которых смонтированы перфораторы с автоподатчиками, обеспечивающими максимальную длину подачи, равную 1,8 м.

Анализ технологических схем проходки выработок с использованием монорельсового транспорта показывает, что их можно разделить на две группы.

К первой группе относятся схемы, не отличающиеся от схем, применяемых при рельсовой откатке: породу грузят в отдельные откаточные емкости, которые на разминожках заменяют пустыми, или в составы с помощью перегружателей.

Ко второй группе относятся схемы, которые можно применить только к монорельсовому транспорту. При этом используется возможность транспортировки составов по кривым участкам с небольшим радиусом закругления. В выработке подвешены две ветви монорельсового пути, которые соединяются у забоя полукруглой секцией. Состав откаточных контейнеров разворачивается непосредственно в выработке у забоя на полукруглом участке монорельсового пути с радиусом закругления 0,6 – 1,0 м и в это время загружается породой. Благодаря этой схеме, отпадает необходимость в монтаже обменных устройств для откаточных контейнеров, поэтому погрузка породы производится непрерывно. Обе схемы возможно применять в выработках достаточно большого сечения, шириной не менее 2,6 – 2,7 м, тем более, что в этих выработках в общем решены вопросы комплексной механизации проходки.



## 2.2. Моноканатные установки

Характерным конструктивным отличием моноканатных установок от монорельсовых является наличие гибкого несущего органа-каната. Моноканатные установки можно классифицировать по типу и принципу действия несущего органа. В одном случае несущий орган (канат) установки неподвижен и по нему перемещается подвешенный груз, в другом – несущий орган движется совместно с подвешенным к нему транспортным сосудом. Тяговым приводом служат пневматические или электрические лебедки.

Существенным недостатком моноканатных установок является трудность обеспечения достаточного натяжения каната. Несущий канат под тяжестью подвешенного груза значительно провисает между опорами (направляющими шкивами), что лимитирует массу транспортируемого груза (до 0,5 т). Кроме того, конструкция кареток, которые движутся по несущему канату, а также его провисание ограничивают скорость транспортирования, особенно в выработках с ответвлениями и поворотами.

Грузоподъемность и производительность моноканатных установок значительно меньше, чем монорельсовых. Но они проще по конструкции, быстрее монтируются, наращиваются и демонтируются. Монтаж моноканатной установки с неподвижным несущим канатом протяженностью 200 – 300 м производится двумя рабочими в течение 3 – 4 смен. Все детали моноканатной установки в случае необходимости можно изготовить в механических поверхностных или подземных мастерских шахты.

Практика показывает, что наиболее целесообразно использовать моноканатные подвесные установки для доставки людей, небольшого количества материалов и оборудования по прямолинейным горизонтальным и наклонным выработкам (до 25°). Их удобно и экономически выгодно применять в качестве временных транспортных средств, например, для извлечения и транспортирования металлической крепи, конвейерных ставов и лент, электрокабелей, пускателей, труб и других материалов во время погашения выработок в пределах выемочных участков для повторного использования.

Моноканатные подвесные установки с неподвижным несущим канатом применяют в основном для доставки материалов и оборудования по прямолинейным горизонтальным и реже наклонным выработкам как вспомогательные транспортные средства. Установки с неподвижным несущим канатом часто монтируются в выработках, где эксплуатируются ленточные конвейеры и рельсовый транспорт. В ряде случаев моноканатные установки с неподвижным несущим канатом применяют для выдачи полезного ископаемого на поверхность по наклонным стволам. При этом у портала ствола подземные моноканатные установки переходят в воздушные канатные дороги.

Несущий канат моноканатной установки подвешивают на кронштейнах на высоте 1,5 – 1,8 м от подошвы выработки. В зависимости от типа крепи кронштейны монтируют на цепях через каждые 3 – 4 м хомутами к арочной

крепи (рис. 2.9), на анкерных болтах, на крюках, заделанных в бетонную крепь, или подвешивают к деревянному верхняку.

Несущий канат диаметром 16 – 25 мм на кронштейнах зажимают специальными приспособлениями. В конечных пунктах несущий канат закрепляют и периодически натягивают. Натяжение его должно быть таким, чтобы стрела прогиба не превышала допустимой величины.

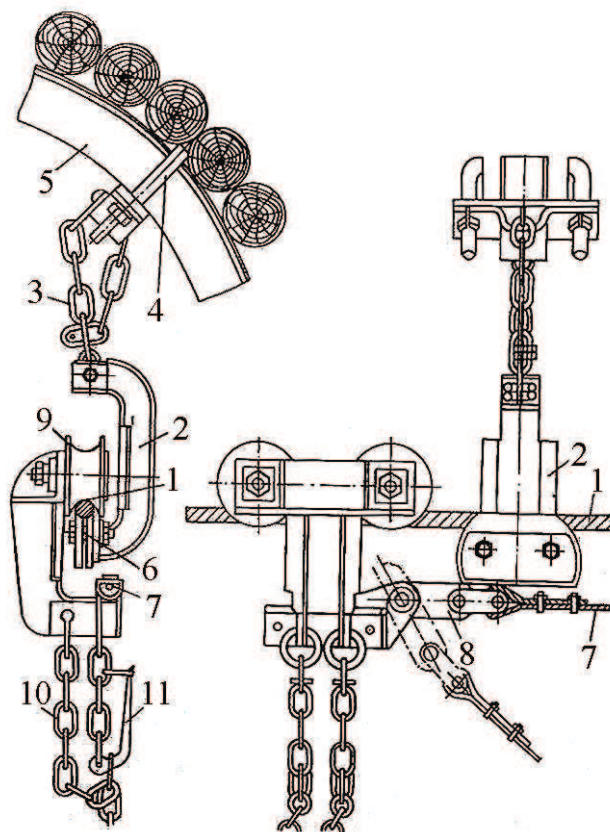


Рис. 2.9. Схема подвески несущего каната: 1 – несущий канат; 2 – поддерживающий кронштейн; 3 – цепи; 4 – хомут; 5 – арочная крепь; 6 – зажим; 7 – тяговый канат; 8 – стопорное устройство; 9 – каретка; 10 – цепи для подвешивания грузов; 11 – крепежные крюки

Диаметр тягового каната здесь принимают от 5 до 21 мм. Для перемещения подвешенного груза по несущему канату применяют специальные каретки грузоподъемностью от 0,1 до 0,5 т. Груз к каретке подвешивают и прикрепляют при помощи специальных приспособлений: цепей, крюков, площадок и траверс. Для транспортирования длиномерных материалов (труб, рельсов, крепежного леса и др.) каретки объединяют траверсами, а груз подвешивают и крепят к кареткам и крюками.

Моноканатные установки, эксплуатируемые в наклонных выработках, обязательно снабжены предохранительными стопорными устройствами. При обрыве тягового органа каретки с грузом заклиниваются таким устройством на поддерживающем кронштейне. В качестве тягового привода используют лебедки, оборудованные электрическим или пневматическим приводами мощностью от 5 до 20 кВт. Диаметр барабана тяговых лебедок составляет от



280 до 800 мм, скорость движения тягового каната соответственно от 0,6 до 1,5 м/с. Конечные пункты установок, места погрузки и разгрузки оборудованы звуковой и световой сигнализацией, а также телефонной связью.

Подвесные установки, перемещающие груз по верхней ветви каната, были сконструированы для доставки людей. У них один и тот же канат поддерживает и транспортирует груз. Тяговая ветвь бесконечного каната на установках этого типа поддерживается с помощью шкивов, расположенных через каждые 3 – 6 м. Для доставки людей их оборудуют специальными подвесными стульями. Стулья изготовлены съемными, вращающимися вокруг вертикальной оси на 180°, при помощи специальных приспособлений (зажимов) их подсоединяют к бесконечному движущемуся канату. Желоба шкивов обладают достаточной шириной для пропуска зажимов при движении каната. На конечных пунктах установки с помощью рамы, имеющей подвижный рельс, зажимы автоматически отцепляются от движущегося каната: рельс входит в соприкосновение со шкивом, который приподнимает зажим и освобождает его от каната. Затем зажим со стулом присоединяется к направляющей кривой. Стул вручную перегоняют на другую ветвь моноканатной дороги, которая движется в противоположном направлении. При необходимости до десятка стульев можно оставлять в резерве, подвешенными к направляющей кривой.

Основными преимуществами установок с движущимся канатом, который перемещает груз по его верхней ветви, являются:

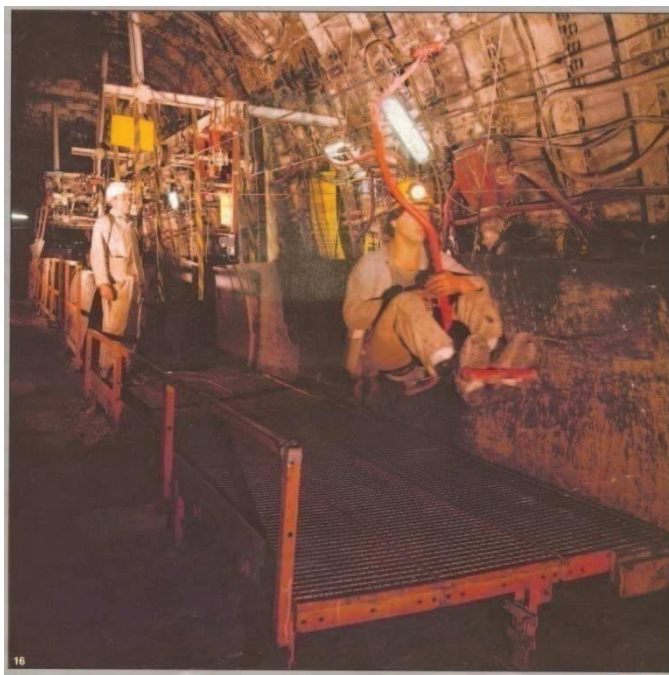
- незначительные затраты на изготовление и сооружение установки;
- быстрота и легкость выполнения монтажных и демонтажных работ;
- простота преодоления препятствий – конвейерных установок, рельсового пути и т. д.;
- возможность объединять моноканатные установки таким образом, чтобы при доставке людей на большие расстояния можно было передавать стулья с одной установки на другую.

Основной их недостаток тот же, что и у всех подвесных моноканатных установок – ограниченная грузоподъемность (100 – 150 кг).

Моноканатные установки, предназначенные для доставки людей с помощью верхней ветви движущегося бесконечного каната, в случае необходимости можно приспособить и для транспортирования груза на колесах (если выработка имеет рельсовый путь) или волоком. При этом верхняя грузовая ветвь каната используется как тяговая.

Широко известны конструкции моноканатных установок ДК-1м, РКД-2, ДКП-1, ДКП-2, разработанные ДонУГИ и ООО «Углемеханизация – МАТО».

Среди современных моноканатных дорог неплохо себя зарекомендовали отечественные установки для перевозки людей типа ДКК конструкции ООО «Углемеханизация – МАТО» (длина транспортирования – до 2000 метров, угол установки – до  $\pm 25^\circ$ , скорость – до 2 м/с) и канатно-кресельные системы типа «Апод» (рис. 2.10) фирмы «Шарф» (длина транспортирования – до 2500 м, скорость – до 3 м/с, угол установки – до  $\pm 15^\circ$ ).



*Рис. 2.10. Канатно-кресельная дорога фирмы «Шарф»*

### **2.3. Напочвенные дороги (ДКН)**

Канатные напочвенные дороги были впервые представлены в 1958 году на горнопромышленной выставке в Эссене (ФРГ). В нашей стране конструированием и производством этих установок занимается научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт ООО «Углемеханизация – МАТО» (Луганск).

Испытания экспериментального образца первой напочвенной дороги типа ДКН проведены на шахте № 2/3 комбината "Александряуголь" в 1965 году, испытания опытно-промышленного образца – в 1973 году на шахте "Коммунист" комбината "Шахтерскантрацит".

Техническое задание определяет назначение канатных напочвенных дорог как транспортирование вспомогательных грузов и людей по выработкам со знакопеременным профилем пути.

Канатная напочвенная дорога ДКН (рис. 2.11) представляет собой комплекс оборудования, который при помощи замкнутого каната 1 обеспечивает перемещение буксировочной тележки 2 с запасом тягового каната и сцепленной с ней партии вагонеток 3 по рельсовому пути 5 выработки. Тяговый канат движется за счет привода, который снабжен шкивом трения 4. К оборудованию дороги относятся также натяжная станция с грузами 6, поддерживающие устройства 8, концевой блок 9 и блоки обратной ветви каната 7.

Приводная станция включает в себя электродвигатель, гидромуфту, коробку передач, редуктор, и многообхватный шкив трения. Привод оборудован двумя тормозами: ленточным рабочим и предохранительным колодочного типа с пружинным замыканием, который действует непосредственно на тормозной обод шкива трения.

Тележка буксировочная предназначена для перемещения подвижного состава, аккумуляции запаса тягового каната и торможения состава в случае обрыва тягового каната или превышения допустимой скорости его движения.

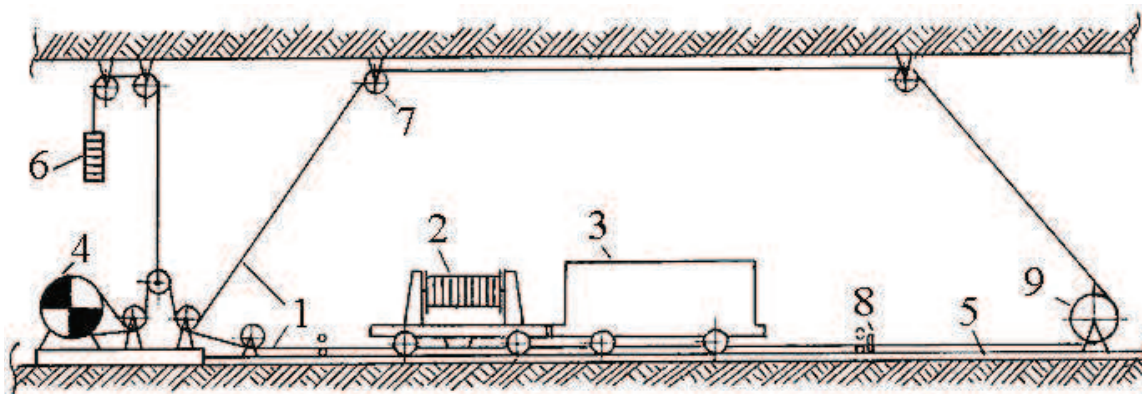


Рис. 2.11. Схема канатной напочвенной дороги: 1 – тяговый канат; 2 – буксировочная тележка; 3 – грузовая вагонетка; 4 – привод; 5 – рельсовый путь; 6 – натяжные грузы; 7 – направляющий блок; 8 – поддерживающее устройство; 9 – конечный блок

Натяжное устройство грузового типа выполняет функцию автоматического натяжения сбегаящей со шкива трения ветви тягового каната и устанавливается непосредственно у привода.

Поддерживающие, направляющие устройства, блоки, ролики служат для крепления ветвей тягового каната в выработке. Дороги ДКН1 и ДКН2, в отличие от дороги ДКН (рис. 2.12), дополнительно оборудованы регулируемым гидрообъемным приводом, который обеспечивает плавное изменение скорости движения каната, от 0 до 2 м/с, мощность привода возросла с 45 до 90 кВт. Широкому распространению установок этого типа препятствовала низкая надежность гидропривода, вследствие некачественного изготовления и несоблюдения технических требований к его эксплуатации (например, применение марок масел, не предусмотренных ТУ).

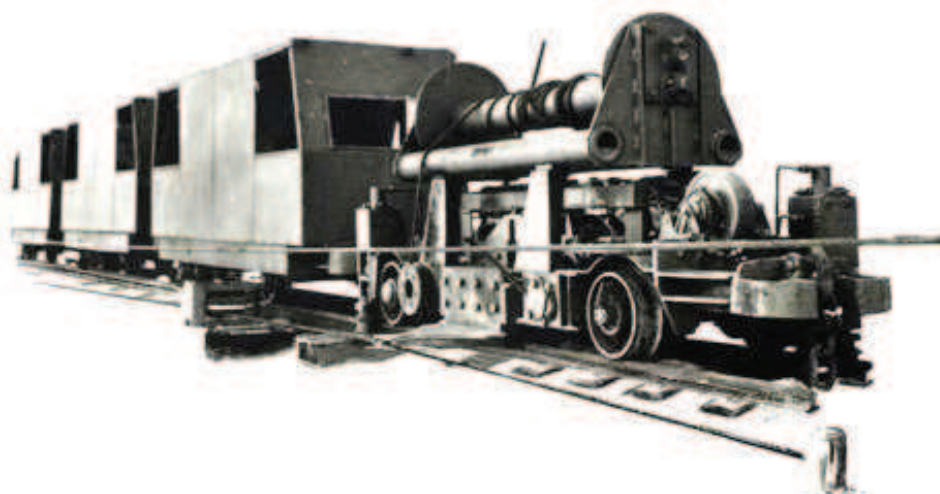
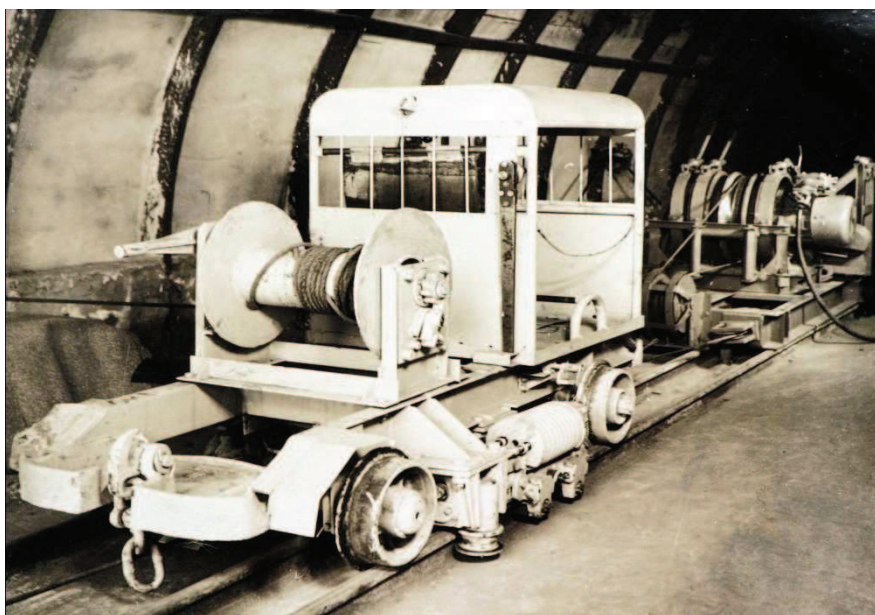


Рис. 2.12. Канатная напочвенная дорога ДКН



Для обеспечения плавного запуска привода дороги ДКНЗ был применен электродвигатель переменного тока с фазным ротором. Изменение сопротивления в цепи ротора осуществлялось при помощи жидкостного реостата. Испытания дороги показали, что разгон и замедление состава с помощью реостата и рабочего тормоза осуществляются плавно с любой интенсивностью, однако, если угол наклона выработки превышает  $6^\circ$ , то привод с фазным ротором необходимо дополнить аппаратурой динамического торможения, что усложняет и удорожает установку.

Для выработок, где грузопотоки вспомогательных материалов не превышают 15 тонн в сутки, были сконструированы легкие напочвенные дороги типа ДКНЛ (рис. 2.13) и ДКНЛ1 [12]. Эти установки имеют нерегулируемый привод, невысокую скорость (до 1 м/с), небольшое тяговое усилие (до 13 кН). В отличие от напочвенных дорог ДКНЛ и ДКНЛ1, дорога типа ДКНЛ1М имеет большую скорость транспортирования, развивает тяговое усилие до 50 кН, оборудована двухскоростной коробкой передач, позволяющей работать на смотровой скорости 0,35 м/с и рабочей – 1,8 м/с. Плавное регулирование скорости движения каната в конструкции дороги не предусмотрено.



*Рис. 2.13. Канатная напочвенная дорога ДКНЛ*

Дорога типа ДКН4, разработанная ООО «Углемеханизация – МАТО», имеет несколько модификаций и может быть оборудована как электродвигателем с фазным ротором, так и гидрообъемным приводом. Мощность приводного двигателя достигает 220 кВт, скорость движения – 3 м/с, предусмотрена также возможность двойной тяги (применение двух тяговых канатов). В настоящее время ОАО «Луганскгормаш» выпускает напочвенные дороги типов ДКНУ1-90, ДКНУ2-110, ДКНУ2-132, ДКНТ-2-250, ДКНТ-1-315, ДКНТ-2-315.

В частности, модификации ДКНУ1 и ДКНУ2 оснащены электромеханическими приводами (двигатель асинхронный с фазным ротором), которые при помощи реостата ВЖР-350 обеспечивают плавное начало движения и остановку состава. По сравнению с установкой ДКНЛ1, эти транспортные средства имеют более высокую производительность, поэтому использовать их рекомендуется в выработках с грузопотоками от 50 до 350 т в сутки, а также перевозить людей на расстояния от 500 до 2500 метров.

Дорога канатная напочвенная модели ДКНТ оборудована электромеханическим приводом, который работает за счет асинхронного двигателя с фазным ротором. Аппаратура обеспечивает управление разгоном и торможением привода в соответствии с временной программой, то есть, по окончании заданного времени двигатель начинает работать в обычном режиме. В комплект дороги ДКНТ может входить специальная платформа, предназначенная для перемещения единичных грузов массой до 25,5 т включительно.

Приводы, которые входят в состав дорог, могут иметь асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, для их управления используются частотные преобразователи, которые обеспечивают любую фиксированную скорость движения дороги, а также ее плавное изменение.

Кроме перечисленных серийно выпускаемых дорог, последнее время налажено производство аналогичных транспортных систем: дорога ДНГ (ПО "Воркутауголь"), установка УТБК (ПО "Гуковуголь"), которые оборудованы нерегулируемым приводом со шкивом трения, имеют невысокую скорость (до 1 м/с), небольшое тяговое усилие (до 10 кН) и применяются для обслуживания эксплуатационных участков в шахте.

Среди зарубежных напочвенных дорог достойны внимания следующие модели немецкого производства: "Беко-бан 250" и "Беко-бан 400" "Бекорит", "Штрекенкули" фирмы "Шарф", транспортные системы "650" и "900" (рис. 2.14) фирмы "В. Беккер". Перечисленные устройства имеют много общих с отечественными образцами характеристик, в тоже время следует отметить отличие – применение рельсового пути не стандартного общешахтного, а специальных секций из швеллера, соединенных между собой замками [13,14]. Эта особенность напочвенных дорог зарубежного производства определяет и другие технические решения, в частности, использование вертикальных и горизонтальных опорных ходовых катков, захват ловителей за верхнюю полку швеллера и др. (рис. 2.15).

На всех образцах немецких напочвенных дорог устанавливаются гидрообъемные регулируемые приводы, состоящие из насосной станции с регулируемым гидронасосом и приводного блока, оснащенного шкивом трения, движение которого происходит за счет гидродвигателей. Скорость движения регулируется от 0 до 4 м/с, угол наклона трассы достигает 17°, масса поезда – до 40 тонн [14].

Основными производителями гидрооборудования для канатных напочвенных дорог зарубежного производства являются фирмы "Дюстерло", "Гельнер", "Шарф" и "Эккерт" (ФРГ).



Рис. 2.14. Канатная напочвенная система фирмы «Вальтер Беккер»

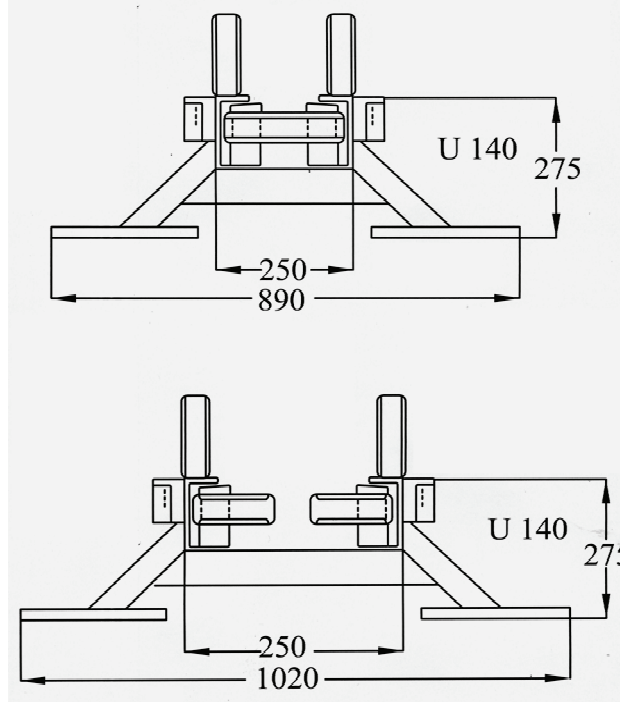


Рис. 2.15. Схемы рельсовых направляющих напочвенной дороги (ФРГ)

Обычно лебедки, применяемые в этих системах, развивают тяговое усилие порядка 30, 63, 65, 75, 85, 90, 100 кН, причем приводные электродвигатели, как правило, имеют мощность не более 250 кВт. Скорость движения каната регулируют или вручную путем изменения производительности гидронасоса непосредственно на приводной станции, либо дистанционно из движущегося состава, используя радиоуправление.

В настоящее время получили распространение совместные разработки немецких фирм "Вальтер Беккер", АЭГ, "Сименс", "Хамахер", специалисты этих предприятий сконструировали и провели промышленные испытания



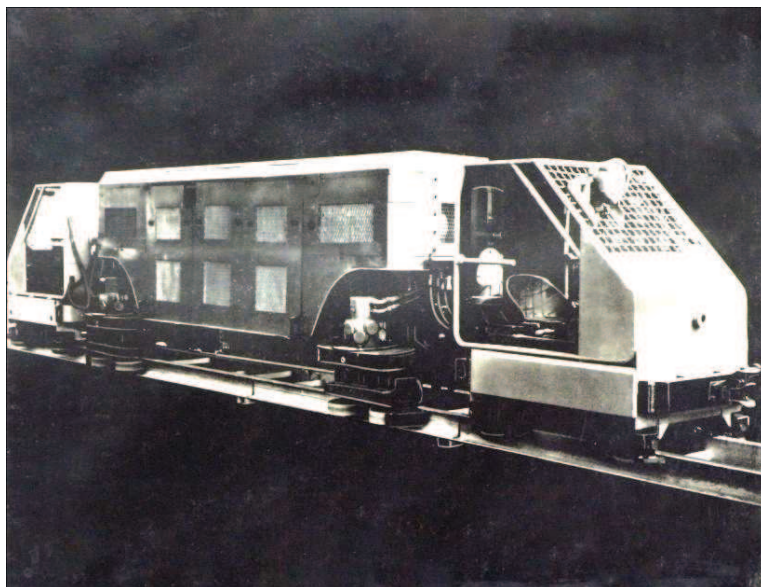
приводных станций канатных напочвенных дорог, снабженных электродвигателями переменного тока, которые питаются от преобразователей во взрывозащищенном корпусе с избыточным давлением инертного газа. Это техническое решение позволяет повысить КПД привода, улучшить его экологичность за счет отказа от гидравлических жидкостей в подземных условиях. Аналогичные системы управления асинхронными двигателями приводных станций канатных напочвенных и монорельсовых дорог разработаны также в Украине конструкторами Донецкой инжиниринговой группы, их испытания проводятся на шахтах Западного Донбасса.

За рубежом на современных канатных дорогах используются грузовые натяжные станции, а также натяжные станции с гидро- или пневмоцилиндрами, оборудованные устройствами контроля натяжения каната.

Применяемые в канатных напочвенных дорогах поддерживающие и направляющие блоки, ролики сконструированы по-разному. Это зависит от предпочтений фирмы-производителя, назначения системы и места ее установки, однако все они имеют, подобно изготовленным в Украине, относительно небольшой диаметр (80...150 мм), что обусловлено ограниченными габаритами рельсовых направляющих.

Основные технические данные рассмотренных дорог приведены в табл. 2.3, их классификация – на рис. 2.16.

Для использования на этих дорогах немецкая фирма «Шарф» выпускает дизелевоз «Дизель-кули», приспособленный к движению на путях типа «Штреккен-кули» (рис. 2.17), он представляет собой дизель-гидравлический агрегат. Составленный из этого дизелевоза и пяти шарнирно соединенных тележек поезд отличается значительной маневренностью. Управление им может осуществляться из кабины машиниста либо с помощью пульта дистанционного управления.



*Рис. 2.17. Дизелевоз «Дизель-кули» для напочвенных дорог*

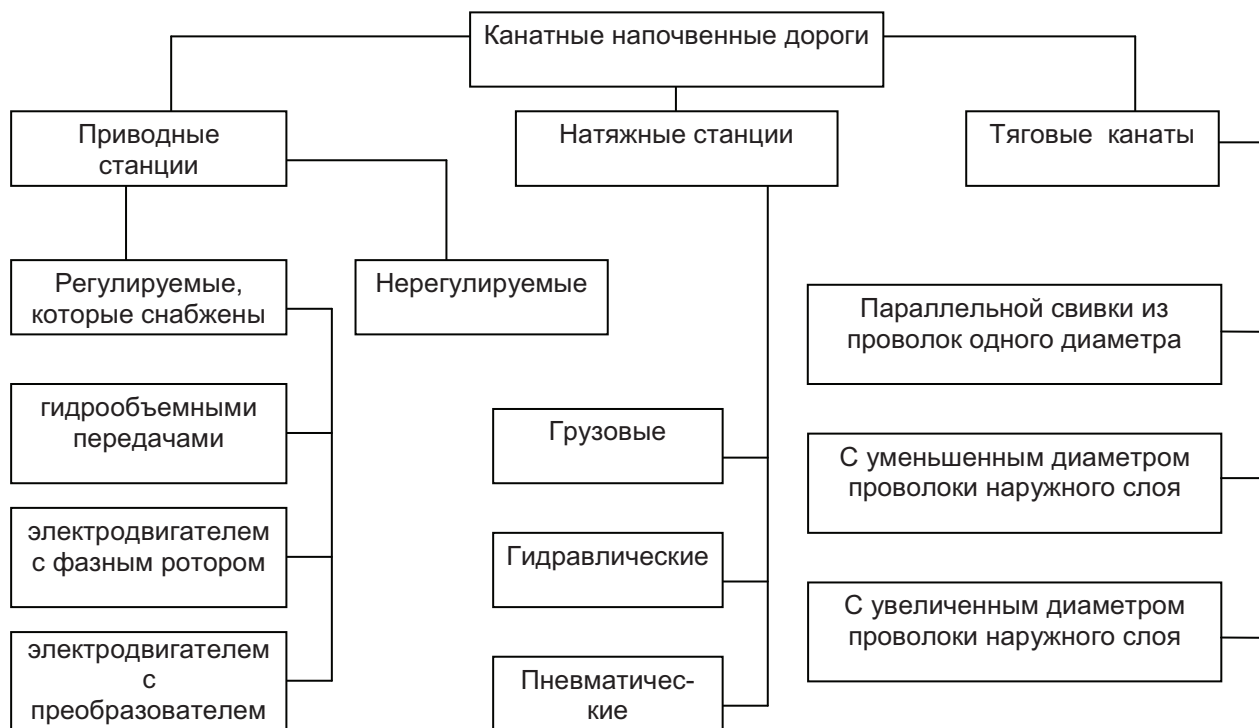


Рис. 2.16. Классификация основных составных частей канатных напочвенных дорог по конструктивным признакам

В последние годы был также освоен выпуск речных напочвенных дорог оснащенных автономным дизельным и кабельным электрическим приводами (производство немецкой фирмы «Вальтер Беккер» и чешской фирмы «Феррит»). Эти установки могут преодолевать уклоны до  $35^\circ$ , имеют тяговое усилие до 220 кН, развивают скорость до 1,67 м/с. Здесь применяется зубчатый тягач, который транспортирует груз по напочвенной речной дороге, составленной из отдельных отрезков пути. Посредине каждого отрезка приварена зубчатая рейка, воспринимающая нагрузку от цевочного колеса, расположенного на приводной секции.

За время производства канатных напочвенных дорог в Украине накоплен большой опыт их эксплуатации. Эти установки перевозят людей, материалы и оборудование для очистных и подготовительных работ, доставляют оборудование механизированных комплексов к месту монтажа.

Эксплуатация канатных напочвенных дорог типа ДКН показала, что основным их недостатком является отсутствие плавного запуска, невозможность регулирования скорости в процессе движения, неудовлетворительная конструкция буксировочной тележки, которая не позволяет ей преодолевать резкие изменения профиля рельсового пути. Однако, следует заметить, что при невысокой (до 1 м/с) скорости движения и несложном профиле пути эти установки эксплуатировались достаточно долго, например, в шахтоуправлении им. газеты "Социалистический Донбасс" с 1976 по 1984 г. [15, 16].

Таблица 2.3

## Основные параметры канатных напочвенных дорог

Параметр	ДКН	ДКН1	ДКН1М	ДКН3	ДКН4-2	ДКН4-3	ДКНУ1-90	ДКНУ2-110	ДКНУ2-132	ДКНТ-1-250	ДКНТ-2-250	ДКНТ-1-315	ДКНТ-2-315	«Беко-бан» (Германия)	К-650 К-900 (Германия)	«Штрекен-кули» (Германия)
Расстояние																
транспортирования, км	1,5	2	2	2	2	3	2,5	2,5	2,5	1	2	1	2	3	3	6
Скорость движения																
каната до ... м/с	1,2	2	0,85	2	2	3	1,8	1,8	1,8	2	2	2	2	3	4	4
Угол установки, град	5	6	10	12	30	30	20	20	20	20	20	20	20	17	45	65
Тяговое усилие, кН	27	30	12,5	37	42	84	46,7	54,4	61,5	97	97	116	116	40	85	75
Диаметр каната, мм	15	17,5	15	19,5	22	26	22	26	26	28	28	30,5	30,5	26	28	26
Мощность привода, кВт	45	90	13	75	110	220	90	110	132	250	250	315	315	80	250	330

Напочвенные дороги типа ДКН1, оборудованные более мощным двигателем, отличались некоторыми конструктивными усовершенствованиями по сравнению с дорогой ДКН, однако низкая эксплуатационная надежность гидропривода, особенно насосов РНАС 250/320, существенно снизила эффективность их применения. Например, на некоторых шахтах ("Молодогвардейская", им. Вахрушева) замена насосов производилась очень часто (с интервалом от нескольких недель до двух месяцев) [16].

Исследование вышедших из строя насосов позволило выявить ряд характерных неисправностей – заклинивание втулок в отверстиях ротора, трещины опорных подпятников, что свидетельствует о некачественном их изготовлении и нарушении эксплуатационных требований.

Чтобы оценить надежность и разработать меры по совершенствованию конструкции канатных напочвенных дорог, был проведен анализ их применения в качестве вспомогательного средства транспорта на эксплуатационных участках шахт Донецкого бассейна.

Сбор и обобщение информации проводили, используя опросные листы и техническую документацию непосредственно на предприятиях. По данным анализа получены сведения о работе 73 канатных напочвенных дорог как вспомогательного средства транспорта на 30 шахтах, входящих в объединения "Свердловскантрацит", "Краснодонуголь", "Ровенькиантрацит", "Торезантрацит", "Донбассантрацит", "Красноармейскуголь", "Донецкуголь", "Макеевуголь", "Советскуголь", ПАО «ДТЭК Павлоградуголь».

Проведенный анализ позволил сделать следующие выводы:

- наиболее типичными условиями эксплуатации напочвенных канатных дорог являются наклонные прямолинейные в плане выработки с арочным креплением (уклоны, бремсберги, ходки, выемочные штреки), сечение которых составляет 9,8...13,5 м<sup>2</sup> (до 90 % от общего числа дорог);
- из исследуемых дорог более 50 % установлены в выработках со сложным профилем пути и уклонами от 50 до 130 ‰;
- около 30 % установок имеют длину более 1000 м;
- перевозка людей осуществляется на 12 % дорог;
- среднее время работы дороги в сутки составляет около 7 ч.

Коэффициент относительного числа отказов отдельных узлов  $k_{\text{от}} = n_i / \Sigma n_i$ , где  $n_i$  – количество отказов  $i$ -го узла за наблюдаемый период;  $\Sigma n_i$  – общее число отказов. В условиях обследованных дорог его значения распределились следующим образом: электрооборудование (в дорогах с электромеханическим приводом) – 0,1; гидрооборудование (в дорогах с гидрообъемной передачей) – 0,12; натяжное устройство – 0,08; буксировочная тележка – 0,1; поддерживающие устройства – 0,3; тяговый канат – 0,2; приводной шкив – 0,1.

Анализ приведенных показателей позволяет сделать вывод о том, что в напочвенных дорогах наблюдается низкая надежность поддерживающих устройств и тяговых канатов. В зависимости от условий эксплуатации эти узлы служат от нескольких недель до нескольких лет. Характер износа рабочей поверхности роликов указывает на высокие контактные напряжения – канат как бы "отпечатывается" на ней.

Тем не менее, в угольной промышленности Германии канатные напочвенные дороги широко используются для перевозки различных грузов: материалов и людей, тяжелых сосредоточенных грузов, в основном, секций механизированных крепей. Их общая протяженность, например, в Саарском угольном бассейне, превысила 2000 км [14].

Например, на шахте «Энсдорф» фирмы «Саарбергверке АГ» с 1989 года используются на главных уклонах три двухканатные напочвенные дороги фирмы «Беккер» для комбинированного перемещения людей и материалов. Скорость движения состава достигает 3 м/с, длина транспортирования около 2000 м, уклон пути достигает 16°. При этом одновременно транспортируют до 100 человек и до 15 т груза.

На горном предприятии «Хаус Аден» фирмы «Рурколе Вестфален АГ» с 1991 года эксплуатируется канатная напочвенная дорога с шириной колеи 900 мм. Дорога развивает скорость движения до 4 м/с, она установлена в выработке с углом наклона 9°, перевозит за рейс 98 человек и имеет дистанционное управление.

Более 30 канатных напочвенных дорог фирмы «Беккер» установлено также, начиная с конца 1990 года, в польской Верхней Силезии.

При этом на шахте "Марсель" эксплуатируется дорога длиной 1400 м для перевозки материалов и людей, имеющая профиль от – 18 до + 25° с шестью поворотами.

При нарезке 5-го горизонта шахты «Нидерберг» (ФРГ), работы на котором были начаты в 1990 году и закончены в начале 2000-х, в качестве транспортной системы на основе технико-экономического анализа нашла применение напочвенная канатная дорога [17]. Весь период подготовки горизонта был разбит на несколько этапов, на каждом из них пропускная способность системы менялась. В связи с этим изменялись и параметры напочвенной дороги: скорость движения – от 2 до 4 м/с, тяговое усилие привода от 60 до 120 кН, длина от 130 до 1900 м.

На Украине канатная напочвенная дорога, используемая как единое транспортное средство для перевозки породы, материалов и людей во время проведения выработок, впервые была применена на шахте "Юбилейная" ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» в 1981 году [18]. Внедрение осуществлялось кафедрой транспортных систем и технологий НГУ (в то время ДГИ) совместно с инженерно-техническим персоналом шахты. Дорога типа ДКН была установлена в 636-м бортовом штреке длиной 800 м, который проводили по восстанию пласта. Площадь сечения выработки в свету составляла 9,2 м<sup>2</sup>, уклон пути изменялся от 16 до 110 ‰. Порода, отбитая проходческим комбайном, при помощи ленточного перегружателя перемещалась в состав из 5 вагонеток типа ВГ-3,3. Движение состава под перегружателем при погрузке и до сопряжения с магистральным штреком осуществлялось канатной напочвенной дорогой ДКН. Погрузка проводилась при скорости движения каната 0,25 м/с, транспортирование – при 0,8 м/с. Стыковку рельсового пути при помощи специальных замков, установку поддерживающих устройств, удлинение дороги и доставку материалов производили в ремонтно-подготовительную смену. В



процессе проведения выработки скорость проходки составляла 250 метров в месяц при плане 150 метров. В результате испытаний дороги ДКН были сделаны следующие выводы:

– напочвенные канатные дороги могут быть успешно применены в качестве единого транспортного средства во время проходки выработок;

– допустимое количество одновременно транспортируемых груженых вагонеток типа ВГ-3,3 в процессе проведения выработок по восстанию пласта под углом до  $6^\circ$  и длиной до 1000 метров равно пяти, при этом потребляемая приводом мощность не превышает установленной (45 кВт), а запас прочности каната, испытанного во всех режимах работы, не ниже нормативного;

– улавливающая система буксировочной вагонетки при обрыве каната обеспечивает остановку состава общей массой 30 т на пути длиной 15 метров.

В 1985 году на этой же шахте во время проведения 529-го бортового штрека использовалась напочвенная канатная дорога ДКН1. Учитывая предыдущий опыт использования дороги ДКН, установка была усовершенствована рационализаторами шахты и сотрудниками ДГИ. В частности, в буксировочной тележке перешли от консольного расположения тягового каната к центральному, увеличили канатоемкость барабана с 500 до 1000 м, концевой блок расположили на специальной плите, надежно стыкуемой с рельсовым путем, что позволило уменьшить затраты времени на его перемещение.

Первый опыт эксплуатации напочвенных канатных дорог типа ДКН и ДКН1 на шахте "Юбилейная" доказал возможность применения установок такого типа в качестве единого транспортного средства в процессе проходки выработок и выявил их достоинства по сравнению с маневровыми лебедками, которые применялись на шахте ранее. Это, прежде всего, повышение скорости проходки выработок и безопасности работ в подготовительном забое. Однако широкое внедрение этих установок было невозможно из-за, перечисленных выше конструктивных недостатков.

На шахте «Павлоградская» ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» проведение 505-го бортового штрека [19] в условиях изменения гипсометрии пласта и увеличения уклона пути до 0,055 вызвало запрет на проходку при помощи электровозной откатки, поэтому возникла необходимость замены схемы транспорта. В результате анализа различных вариантов сотрудники шахты и специалисты НГУ приняли решение использовать для транспортирования горной массы, материалов и людей канатную напочвенную дорогу типа ДКН3, снабженную приводной станцией, оборудованной электродвигателем с фазным ротором.

Как следствие, выработка проектной длины 1400 м и площади сечения в свету  $11,2 \text{ м}^2$  была пройдена со средней скоростью 162 м в месяц. Одновременно с проходной решались вопросы совершенствования конструкции элементов дороги: канатоемкость барабана буксировочной тележки была доведена до 1500 м, для предотвращения схода с рельсового пути на ее колеса с наружной стороны были установлены дополнительные реборды.

После проведения 505-го бортового штрека одновременно началась



проходка 504-го бортового и 522-го сборного штреков с применением дорог ДКНЗ. Выработки имели проектную длину 1400 и 1420 м соответственно, и проводились с уклоном более 0,060 (одна по восстанию пласта, другая – по падению). Средние темпы проходки этих выработок за январь – март 1987 года составили 200 м в месяц.

В настоящее время на шахте «Павлоградская» пройдено более 30 км выработок с использованием канатных дорог, при этом эксплуатируются установки большой мощности (ДКНП-1,6, ДКНТ, ДКНУ1), их длина составляет более 3000 метров.

Анализ опыта эксплуатации канатных напочвенных дорог позволяет сделать следующие выводы:

- эти установки получили достаточно широкое распространение в угольной промышленности Украины и за рубежом в качестве вспомогательного средства транспорта;

- использование ДКН вместо маневровых лебедок и электровозного транспорта в подготовительных выработках с завышенными профилями путей позволяет значительно повысить скорость проведения выработок и безопасность труда.

## 2.4. Выводы

На зарубежных рудниках и шахтах в последние годы подвесные монорельсовые и моноканатные установки широко используются в качестве вспомогательных транспортных средств. Монорельсовые и моноканатные установки эксплуатируют в подземных выработках с углом наклона от 0° до 75°, поворотами до 90°, радиусом закругления от 0,76 м и длиной от 300 – 700 до 3000 м. Применение рельсового и других видов транспортных средств в выработках с таким большим углом наклона и малым радиусом закругления практически невозможно.

Подвесные транспортные установки облегчают и ускоряют перевозку материалов, оборудования и людей по подземным наклонным и горизонтальным выработкам, резко снижают ее стоимость. Грузы, уложенные на платформы, в контейнеры, «пучки» и «пакеты», на телях подвешивают к кареткам монорельсовых установок и без перегрузки транспортируют к месту назначения. Это обеспечивает своевременную доставку необходимых материалов и оборудования в очистные и подготовительные забои, а также удаление из них неисправных и ненужных установок и механизмов.

Использование монорельсовых установок для доставки материалов по вентиляционным выработкам протяженностью 600 – 700 м позволяет снизить трудоемкость их доставки на 40 % и более по сравнению с доставкой рельсовым транспортом. Установлено также, что чем быстрее подвигаются очистные и подготовительные забои при разработке пологих и слабонаклонных залежей, тем динамичнее, снижаются расходы на содержание монорельсовых и моноканатных установок по сравнению с рельсовыми и другими средствами вспомогательного транспорта.

Стоимость монорельсовых установок, широко применяемых на рудниках и шахтах ФРГ, Польши и Франции (системы «Рендал», «Беккорит», «Шарф», «Саарленд» и др.) в 1,5 – 2 раза ниже стоимости средств рельсового транспорта с учетом стоимости вагонеток и электровозов. Монтаж 1 м монорельсовой установки вышеприведенных систем требует в 2,5 – 3 раза меньших затрат труда, чем укладка и оборудование 1 м рельсового пути.

Скорость монтажных работ при сооружении монорельсовых установок бригадой из 8 рабочих в наклонных выработках в среднем составляет 450 – 580 м/смену, в горизонтальных – 850 – 900 м/смену. Производительность доставки монорельсовыми установками крепи, материалов и оборудования на расстояние 1000 – 1500 м равна от 15 до 35 т/час.

Подвесные моноканатные и монорельсовые установки успешно используют для доставки людей от шахтного ствола до очистных и подготовительных забоев, при этом рабочие не сосредотачиваются в одном месте и сокращается время на их перевозку, так как отпадает необходимость ожидать формирования поезда перед его отправкой. Пассажир в любом месте пути следования может сойти с сидения.

Стоимость доставки людей моноканатными установками к подземным выработкам на 50 % ниже стоимости их доставки рельсовым транспортом. Производительность доставки людей моноканатными установками на расстояние 1000 – 1500 м составляет от 10 до 20 чел/мин.

На зарубежных шахтах успешно применяют монорельсовые и моноканатные установки с тяговой лебедкой для выдачи полезного ископаемого на поверхность по наклонным стволам в подвесных вагонетках грузоподъемностью до 3 т. Обычно эти рудники (шахты) расположены в гористой труднодоступной местности. В таких условиях перевозка полезного ископаемого от устья ствола или штольни на обогатительную фабрику или к потребителю на поверхности возможна только посредством канатной подвесной дороги. Поэтому подземные подвесные монорельсовые и моноканатные установки возле устья ствола переходят в подвесные канатные дороги.

Анализ практики эксплуатации подвесных монорельсовых, моноканатных и канатных напочвенных установок в подземных выработках позволяет определить условия эффективного применения различных их систем в качестве вспомогательных транспортных средств.

Для доставки людей целесообразно использовать [7,8]:

монорельсовые установки систем: ДМК, «Шарф», «Саарленд», «Беккорит», КСП по выработкам длиной от 1000 до 3000 м и более с углом наклона от 0° до 25° и поворотами до 90°;

моноканатные установки по выработкам протяженностью от 500 до 1500 м с углом наклона от 0 до 25°.

канатные напочвенные дороги типа ДКНЛ: по выработкам длиной до 1000 м с углом наклона от 0° до 10°, типа ДКНЛ1М, ДКНУ – в выработках с углом наклона до ±15° и длиной до 2000 м.

Для транспортирования крепи, материалов и разного оборудования следует применять:

монорельсовые установки систем: ДКМУ, «Шарф», «Саарленд», «Бекорит», КСП – для перевозки грузов массой от 0,5 – 1 до 40 т по выработкам длиной от 1000 до 3000 м и более с углом наклона от 0° до 20° и поворотами до 90°;

установки с индивидуальным приводом для транспортировки грузов весом до 20 т по выработкам протяженностью более 3000 м с углом наклона до 25° и радиусом поворота до 4 м.

Монорельсовые установки ДМК, «Шарф», «Саарленд», «Бекорит», КСП также могут быть успешно использованы в процессе проходки наклонных выработок (сечением до 10 м<sup>2</sup>) для выдачи взорванной породы, спуска и подъема людей, бурового оборудования и инструмента, спуска средств взрывания и ВВ, а также для других вспомогательных операций.

Канатные напочвенные дороги типа ДКНЗ, ДКН4, ДКНУ, ДКНТ, «Бекобан», К-600, К-900, «Штрекенкули» подходят для перевозки тяжелых грузов массой до 70 т по выработкам длиной до 3000 м и более с углом наклона до 20°.

Канатные напочвенные дороги типа ДКНЗ, ДКНУ, ДКНТ рекомендуются в качестве единого транспортного средства для перемещения горной массы, материалов, оборудования и людей в процессе проведения выработок с углом наклона до ±10° и длиной до 2000 м, сечением от 10 до 15 м<sup>2</sup>.

В результате исследований [20] была определена экономическая эффективность применения различных технологических схем транспортирования горной массы, материалов, оборудования и людей во время проведения горных выработок (рис. 2.18).

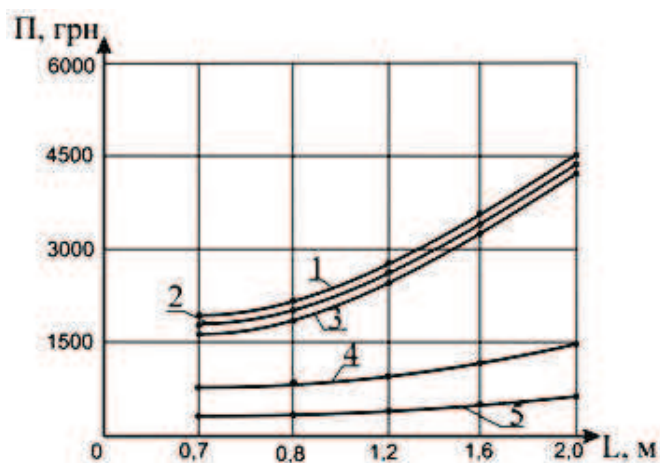


Рис. 2.18. Кривые приведенных суточных затрат на перевозки по разным технологическим схемам транспорта в процессе проходки: 1 – скребковый и ленточный конвейер с напочвенной дорогой; 2 – проходческий ленточный конвейер с напочвенной дорогой; 3 – скребковый и ленточный конвейер с монорельсовой дорогой; 4 – напочвенная дорога; 5 – электровозная откатка

Данные на рисунке свидетельствуют, что уровень затрат на содержание и эксплуатацию напочвенных дорог в два раза ниже, чем на использование конвейерного транспорта. Мало того, учитывая ограниченность применения электровозной откатки (уклон пути не более 0,050), напочвенные дороги можно считать наименее затратным видом транспорта.

### **3. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ДКН ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ГОРНОЙ МАССЫ, МАТЕРИАЛОВ, ОБОРУДОВАНИЯ И ЛЮДЕЙ**

#### **3.1. Обзор исследований режимов работы транспортных систем**

В смежных областях вопросы исследования неустановившегося движения систем с гибким тяговым органом являлись предметом многочисленных работ, которые условно можно разделить на две группы. К первой относятся работы, посвященные исследованию динамики систем с незамкнутым гибким тяговым органом, а ко второй – с замкнутым гибким тяговым органом.

Большинство работ по исследованию установок с канатными тяговыми органами рассматривают шахтный подъем.

Известные в области динамики шахтного подъема исследования можно разделить на два направления. В одних – изучены особенности динамических процессов в канате, причем заметно стремление усовершенствовать физическую модель каната: от упругой невесомости нити до упруго-вязкой весомой нити переменной длины при расчетной схеме «канат – груз» (работы А.Н. Динника, А.С. Локшина, Н.П. Неронова, Г.Н. Савина, О.А. Горошко, Ф.В. Флоринского, М.Ф. Глушко и др.). В других исследованиях канат рассматривался как звено, находящееся во взаимодействии с остальными элементами подъемной установки. Эти современные исследования направлены на создание общей теории динамики подъемной установки (работы А.Н. Голубенцева, Н.Г. Гаркуши, В.А. Костюченко, Л.В. Колосова, В.Ф. Столярчука, В.М. Чермалыха, В.В. Безналько, А.И. Евдокимова, Б.Л. Давыдова, Б.А. Скородумова, М.С. Комарова и др.).

В работе И.Г. Штокмана [21] рассмотрены процессы динамики в гибких тяговых органах при неустановившемся движении. Относя конвейерную ленту к линейным механическим системам, отличающимся упругими свойствами, задаваясь определенным законом изменения угловой скорости, автор выводит формулы для подсчета динамических нагрузок в период пуска конвейера. При этом связь колебательных процессов гибкого контура и приводного шкива этим автором не учтена. И.Г. Штокман приходит к выводу, что закон изменения ускорения при пуске не влияет на величину динамических нагрузок. Тот же вывод делает М.С. Комаров [22] применительно к высокочастотным колебательным системам, когда частота собственных колебаний выше частоты внешних возмущений, обусловленных работой привода. Аналогичные исследования по отношению к цепным тяговым органам проведены И.Г. Штокманом и Л.И. Эппелем в работе [23].

Б.А. Кузнецов и Ю.В. Заболотный [24] установили закон изменения тягового усилия, приведенного к окружности приводного барабана, что обеспечивает минимальное время пуска при заданном коэффициенте динамичности. Авторами принято допущение об упругости ленты на период трогания с места (до первого максимума натяжения), а затем об ее абсолютной жесткости. Движение тягового органа описано при помощи волнового



уравнения. Решение получено для грузового и жесткого натяжных устройств. Предложенный авторами оптимальный закон управления приводом горизонтального ленточного конвейера заключается в трехступенчатой тяговой характеристике.

Е.Е. Новиков и В.К. Смирнов [25] предложили ряд типовых расчетных схем для применения в динамических системах, описывающих горнотранспортные машины, рекомендуют применять их при исследовании динамики ленточных и скребковых конвейеров.

Одной из первых работ, посвященных вопросам неустановившегося движения замкнутого тягового органа, приводимого в движение от шкива трения, является работа А.А. Долголенко [26]. Автором составлено дифференциальное уравнение, описывающее равновесие гибкого тягового органа в случае разгона, и получена формула для определения динамических усилий в установках большой длины, оснащенных гладкими барабанами, при разгоне с постоянным ускорением. Впервые автором получена также формула, определяющая время разгона канатной дороги без учета влияния приводного двигателя.

Исследованию продольной динамики бесконечных гибких нитей применительно к тяговым системам подвесных канатных дорог посвящена работа Г.Я. Энтина [27]. Автором решена задача определения суммарных динамических усилий в тяговом канате подвесных канатных дорог с учетом их основных параметров. Движение тягового каната автор разделяет на две составляющие – движение нерастяжимого каната (переносного) и смещение каждой точки каната вследствие его деформируемости относительно того положения, которое он занимал бы в тот же самый момент времени, будучи абсолютно жестким (относительного). При определении динамических усилий ученый пользуется известными теоремами механики о сложении ускорений при поступательном и вращательном переносных движениях. Считая канат упругой однородной нитью, автор подробно рассматривает физические явления в тяговой системе во время разгона и доказывает, что в любом месте толщи каната, фиксированного в пространстве, возникают динамические колебательные усилия с достаточно большой частотой. Задавшись величиной ускорения двигателя в начальный момент времени и его максимальной величиной, Г.Я. Энтин определяет условие, когда отсутствует буксование на приводном шкиве, а динамические усилия в канате состоят из двух частей – линейно зависящих от ускорения двигателя и не зависящих от него, а также предлагает пути снижения динамических усилий. Несмотря на полноту рассмотрения динамики неустановившегося процесса в гибком тяговом органе подвесной канатной дороги, Г.Я. Энтиным не была учтена специфика характеристики привода. Рекомендуемые зависимости не могут быть использованы в инженерной методике выбора рационального типа привода, обеспечивающего плавный пуск установки и стабильную работу в установившемся режиме, а расчетная схема подвесной канатной дороги не может быть использована для разработки математической модели канатной напочвенной дороги в силу их существенного конструктивного различия.



Несмотря на то, что подъемные установки, ленточные конвейеры, подвесные канатные дороги и бесконечные откатки имеют много общих конструктивных особенностей с ДКН, непосредственно использовать разработанные для них математические модели в описании динамики последней не представляется возможным. Подъемные установки перемещают сосредоточенный груз, но не имеют замкнутого каната, т.е. невозможна передача усилия из одной ветви в другую. Конвейеры, бесконечные откатки, подвесные канатные дороги имеют замкнутый тяговый орган, когда груз распределен по рабочей ветви, а конструкция напочвенных дорог, предусматривает сосредоточение груза только – в партии вагонеток.

Шахтные монорельсовые канатные дороги, аналогичные по устройству ДКН, рассмотрены во многих исследованиях. Так, Л.Г. Желтухин [28] изучал динамику взаимодействия подвижного состава и пути монорельсовой подвесной дороги, а Л.И. Айзеншток [29] – динамику поперечных колебаний грузовых контейнеров. При этом не были исследованы вопросы продольной динамики монорельсовых подвесных дорог в рабочих и экстренных режимах работы.

В последнее время появились публикации, посвященные целевому изучению канатных напочвенных дорог. Например, С.А. Штединг и В.В. Кох [30] рассмотрели процесс пуска канатной напочвенной дороги, пользуясь разработанной ими же математической моделью с целью формулирования требований к электроприводу и поиска решений, которые могут обеспечить формирование плавного переходного процесса при пуске. В данной работе электромеханическая система напочвенной дороги приведена к эквивалентной ей трехмассовой системе, у которой масса привода через массу груза компенсатора ослабления каната соединена с массой грузодоставочного устройства упругим элементом. Поскольку упругость каната значительно выше упругости элементов кинематической цепи привода, последняя в расчетах не учитывалась.

Эти же авторы составили систему дифференциальных уравнений, описывающих движение трехмассовой системы. Анализируя решение системы уравнений, они приходят к выводу о том, что превышение первой амплитуды колебаний скорости вагонетки над номинальной скоростью привода практически не зависит от жесткости каната, массы груза, сопротивления движению и характеристики привода. В соответствии с этим выводом ученые считают, что эффективным средством снижения амплитуды колебаний скорости вагонетки при пуске является уменьшение установившейся скорости в период пуска (он происходит ступенчато в соответствии с жесткой характеристикой). При составлении математической модели С.А. Штединг и В.В. Кох не учитывали волновые процессы в канате, что при его большой длине могло повлиять на результаты исследования. Кроме того, математическая модель касается одного типа привода – асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором и не учитывает особенностей других типов приводов.

Большой вклад в развитие теории канатных напочвенных дорог внесли Л.Н. Сигалов [31] и А.И. Кравцов [32, 33]. Эти авторы предложили математическую модель канатной напочвенной дороги, которая практикует ее как систему с сосредоточенными массами, при этом распределение массы каната происходит по методу Релея. В этой модели приводная станция представлена в виде двух сосредоточенных масс с моментами инерции  $I_1$  и  $I_2$ : величина  $I_1$  включает в себя моменты инерции ротора электродвигателя и насосного колеса гидромuffты, в то время, как  $I_2$  – приведенные к валу шкива трения моменты инерции турбинного колеса гидромuffты, вращающихся деталей редуктора и приводного шкива. В результате исследований была составлена и решена система дифференциальных уравнений, что позволило определять силовые и кинематические параметры канатных напочвенных дорог в различных условиях эксплуатации. Однако, разработанный математический аппарат пригоден только для исследования дорог, оборудованных гидромuffтой (типа ДКН). Кроме того, в нем не учитывается рассеивание энергии в канате и в конструктивных узлах ДКН, волновые процессы, происходящие в канате, что при значительной его длине (до 3000 м) может привести к существенным погрешностям расчета.

Анализу эффективного использования канатных дорог и оптимизации их конструирования посвящена работа [34], в которой эти задачи решаются А.С. Кузнецовым с использованием возможностей математического моделирования. В качестве объекта исследования выбрана монорельсовая канатная дорога, рассматриваемая автором как динамическая система, имеющая 11 степеней подвижности. В результате исследования разработана блок-схема алгоритма расчета математической модели, составлена программа решения дифференциальных уравнений для ЭВМ ЕС-1022. Кроме того, в программе предусмотрено вычисление экономических показателей, что совместно с данными о стоимости оборудования позволяет определять удельные годовые затраты на перевозку грузов.

Следует отметить, что составляя математическую модель, А.С. Кузнецов не учитывал волновые процессы и рассеивание энергии в канате, а также сжимаемость рабочей жидкости, а результаты экспериментальных исследований представил в виде осциллограммы пуска установки во время стендовых испытаний.

Экспериментальные исследования канатной напочвенной дороги впервые проводились на полноразмерном стенде напочвенной канатной дороги в ООО «Углемеханизация – МАТО» [35]. Их цель – выявление закономерностей нарушения фрикционной связи между тяговым канатом и канатоведущим шкивом. В процессе исследований фиксировались скорости движения приводного шкива, тягового каната, а также усилия в его ветвях, что было достаточно для решения поставленной задачи. Чтобы выполнить сравнительный анализ процесса запуска канатных напочвенных и монорельсовых дорог, в ООО «Углемеханизация – МАТО» были проведены испытания натурального образца подвесной монорельсовой дороги типа ДМК на стенде, имитирующем искривленную в профиле и в плане горную выработку

длиной 160 метров, с радиусами поворотов до 6 метров, углами наклона до 8°, причем массу полезного груза изменяли от 0 до 6,5 т [36]. В эксперименте фиксировалась скорость движения состава, были исследованы приводные станции, оборудованные стартовым двигателем, асинхронным двигателем с короткозамкнутым ротором, двигателем, снабженным фазным ротором, коробкой передач с фрикционными гидравлическими муфтами.

За рубежом исследования канатных напочвенных дорог проводились на полноразмерном стенде испытательного полигона Института транспортной техники Вестфальского горнопромышленного товарищества [37]. В ходе экспериментов фиксировались усилия в ветвях тягового каната с целью определения фактического запаса его прочности и влияния этих усилий на срок службы каната.

Экспериментальные исследования [38], проводимые в лаборатории по канатным дорогам Института шахтного подъема и транспорта (Северный Рейн), были посвящены решению следующей задачи: определить и оценить действительные нагрузки на тяговые канаты напочвенных и монорельсовых дорог для более точной оценки степени безопасности эксплуатации дорог с высокой пропускной способностью. В работе приведена схема расстановки датчиков, которые проводят измерения усилий в канате, скорости движения состава, давления в гидроцилиндре натяжного устройства, однако результаты эксперимента представлены только в виде результатов измерений тягового усилия каната для определения фактических коэффициентов запаса его прочности.

Анализируя изложенную в данном обзоре информацию, можно сделать следующие выводы:

несмотря на большое число общих конструктивных особенностей канатных напочвенных дорог и подъемных установок, ленточных конвейеров, кольцевых канатных дорог, использовать расчетные схемы перечисленных устройств для характеристики процессов в ДКН нельзя;

теоретические исследования дорог малочисленны, к тому же они не учитывают волновые процессы в канате, что при его длине свыше 2000 метров может привести к существенным погрешностям, кроме того, в этих исследованиях не было принято во внимание трение в канате и его взаимодействие с роликами, что приводит к сильному затуханию (диссипации) энергии;

экспериментальные исследования канатных напочвенных дорог ставили своей целью определение тех или иных параметров, не связанных друг с другом, и проводились не в условиях эксплуатации, а на испытательных стендах.

### **3.2. Теоретические аспекты изучения ДКН**

Объектом данного исследования является канатная напочвенная дорога (ДКН), принципиальная схема которой представлена на рис. 3.1, *а*.

Чтобы проанализировать процессы, происходящие в установке, ее необходимо изобразить в виде совокупности соединенных между собой основных узлов (рис. 3.1, *б*).

Рассмотрим, каким образом функционирует ДКН и какие механические характеристики отражают эти функции.

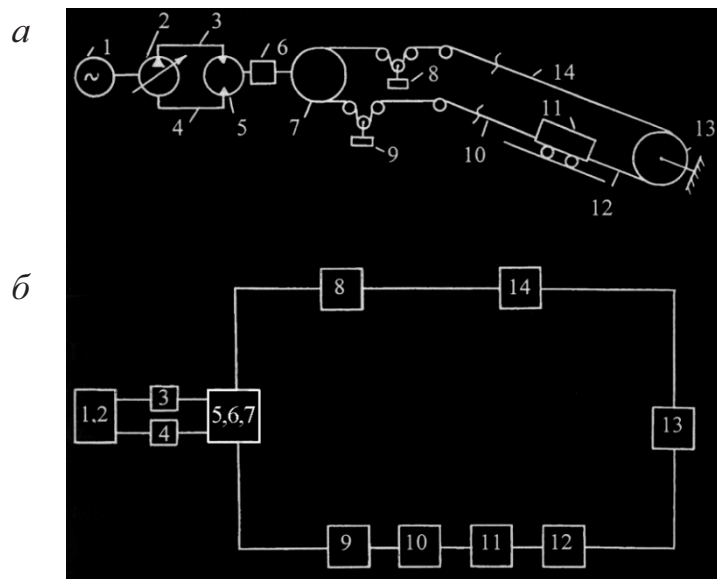


Рис. 3.1. Принципиальная (а) и структурная (б) схемы ДКН: 1 – электродвигатель; 2 – гидронасос; 3, 4 – соединительные трубопроводы; 5 – гидромотор; 6 – редуктор; 7 – шкив трения; 8, 9 – натяжные грузы; 10, 12 – участки нижней ветви каната; 11 – состав вагонеток; 13 – концевой блок; 14 – участок верхней ветви каната

Приводная станция работает от электрического двигателя переменного тока, оснащенного короткозамкнутым ротором, который соединен с ротором аксиально-поршневого насоса регулируемой производительности. Рабочая жидкость из насоса под давлением подается в рабочие полости радиально-поршневых гидромоторов, выходные валы которых соединены через зубчатую передачу со шкивом трения. Гидравлическая принципиальная схема приводной станции ДКН представлена на рис. 3.2.

Момент, возникающий в асинхронном электродвигателе приводной станции, может быть определен [39] таким образом:

$$M_{\text{д}} = \frac{3U_{\text{ф}}^2 R_{\text{р}}}{\omega_0 [(R_{\text{с}} + R_{\text{р}}/S)^2 + (x_{\text{с}} + x'_{\text{р}})^2] S}, \quad (3.1)$$

где  $U_{\text{ф}}$  – фазное напряжение;  $R_{\text{с}}$  – активное сопротивление статора;  $\omega_0$  – угловая синхронная скорость;  $R_{\text{р}}$  – активное сопротивление цепи ротора, приведенное к статору;  $S$  – скольжение двигателя;  $x_{\text{с}}$  – реактивное сопротивление, соответственно, статора и ротора, приведенное к статору.

Скольжение электродвигателя определяется по следующей формуле

$$S = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{д}}}{\omega_0}, \quad (3.2)$$

где  $\omega_0$  – синхронная угловая скорость электродвигателя ( $\omega_0 = n_0 \pi / 30$ );  $\omega_{\text{д}}$  – текущая угловая скорость двигателя;  $n_0$  – синхронная частота вращения.

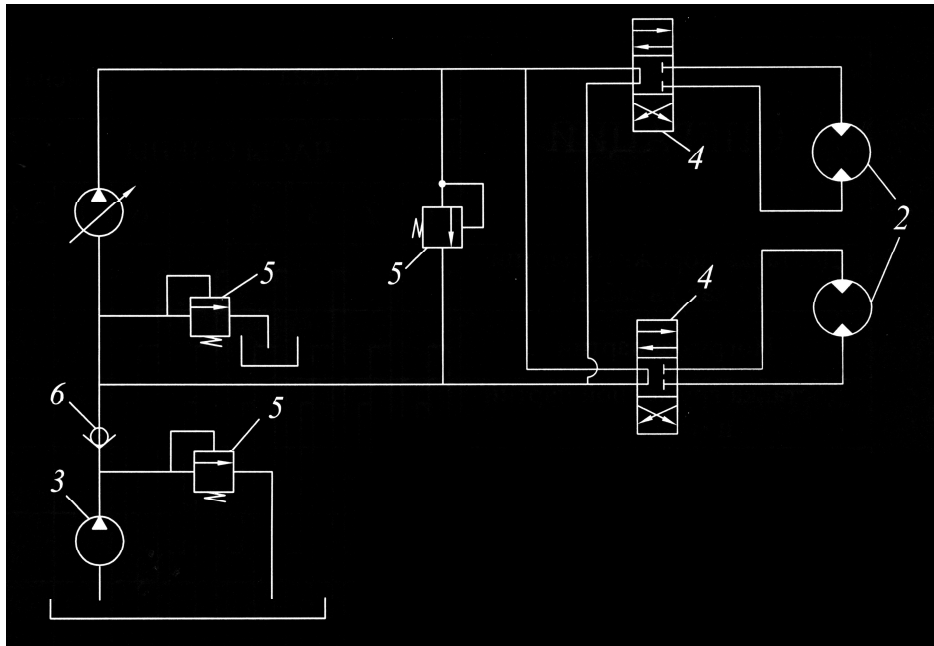


Рис. 3.2. Гидравлическая схема приводной станции ДКН: 1 – насос аксиально-поршневой; 2 – гидромотор радиально-поршневой; 3 – подпиточный насос; 4 – золотник управления; 5 – предохранительный клапан; 6 – обратный клапан

Принимая, что  $\frac{dM}{dS} = 0$ , определяем величину критического скольжения  $S_k$ , при котором двигатель развивает максимальный (критический) момент, а именно:

$$S_k = \frac{R'_p}{\sqrt{R_c + (x_c + x'_p)^2}}. \quad (3.3)$$

Подставляем полученный результат в формулу для определения максимального момента, то есть,

$$M_k = \frac{3U_\Phi^2}{2\omega_0 [R_c + \sqrt{R_c + (x_c + x'_p)^2}]}. \quad (3.4)$$

Если выражение (3.1) разделить на выражение (3.4) и произвести соответствующие преобразования, то получим, что

$$M_d = \frac{2M_k(1 + a_d S_k)}{S/S_k + S_k/S + 2a_d S_k}, \quad (3.5)$$

где  $M_k$  – максимальный момент двигателя;  $S_k$  – критическое скольжение, соответствующее максимальному моменту.

Если в формуле (3.5) пренебречь активным сопротивлением статора, то получится формула, более удобная для практических расчетов [39]:



$$M_d = \frac{2M_k}{S/S_k + S_k/S}. \quad (3.6)$$

Выводя формулу (3.6), принимают некоторые допущения (магнитные цепи двигателя не насыщены, потери в роторе отсутствуют, механическими потерями в двигателе пренебрегаем), которые существенно не влияют на результаты расчетов при работе двигателя в пределах устойчивой части механической характеристики, что имеет место в приводных станциях ДКН, поскольку все операции в гидроприводе проводятся в условиях работающего электродвигателя.

Устройство аксиально-поршневого насоса переменной производительности [40], применяемого в приводных станциях напочвенных дорог, показано на рис 3.3. Насос состоит из ротора 1, плунжеров 2, распределительного устройства 3 с каналами 7 для подвода и отвода жидкости, приводного вала 4 и устройства для изменения угла  $\gamma$  наклона диска. Максимальное значение угла  $\gamma_{\max} = 30^\circ$ .

Если  $\gamma \neq 0$ , то при вращении ротора 1 плунжеры 2, шарнирно связанные шатунами 5 с наклонным диском 6, совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах. Удаляясь от распределительного узла 3, плунжеры производят всасывание жидкости, а приближаясь к нему, – нагнетание. Подвод жидкости к цилиндрам и ее отвод от них осуществляется через отверстия в торце ротора, которые попеременно соединяются с распределительными полукольцевыми окнами 7, имеющимися в распределителе 3. Когда плунжеры доходят до крайних точек, то отверстия цилиндров располагаются против перемычек между окнами, благодаря чему линия всасывания отделяется от линии нагнетания.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса определяется по следующей формуле [41]:

$$q_H = S_{\Pi} h_{\Pi} Z = \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} \cdot Z \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (3.7)$$

где  $h_{\Pi}$  – ход поршня ( $h_{\Pi} = D \operatorname{tg} \gamma$ );  $D$  – диаметр окружности блока, на котором расположены центры цилиндров;  $d_{\Pi}$  – диаметр поршня;  $Z$  – число поршней;  $\gamma$  – угол наклона диска.

Среднее значение теоретической подачи насоса

$$Q_{HT} = \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} Z n D \operatorname{tg} \gamma, \quad (3.8)$$

где  $n$  – частота вращения ротора.

Параметр регулирования насоса

$$u_H = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma_{\max}}, \quad (3.9)$$

где  $\gamma, \gamma_{\max}$  – текущее и максимальные значения угла наклона диска.

Производительность насоса

$$Q_H = q_{H\max} u_H m \eta_o, \quad (3.10)$$

где  $q_{H\max}$  – максимальный рабочий объем насоса;  $u_H$  – параметр регулирования;  $n$  – частота вращения ротора;  $\eta_o$  – объемный КПД насоса.

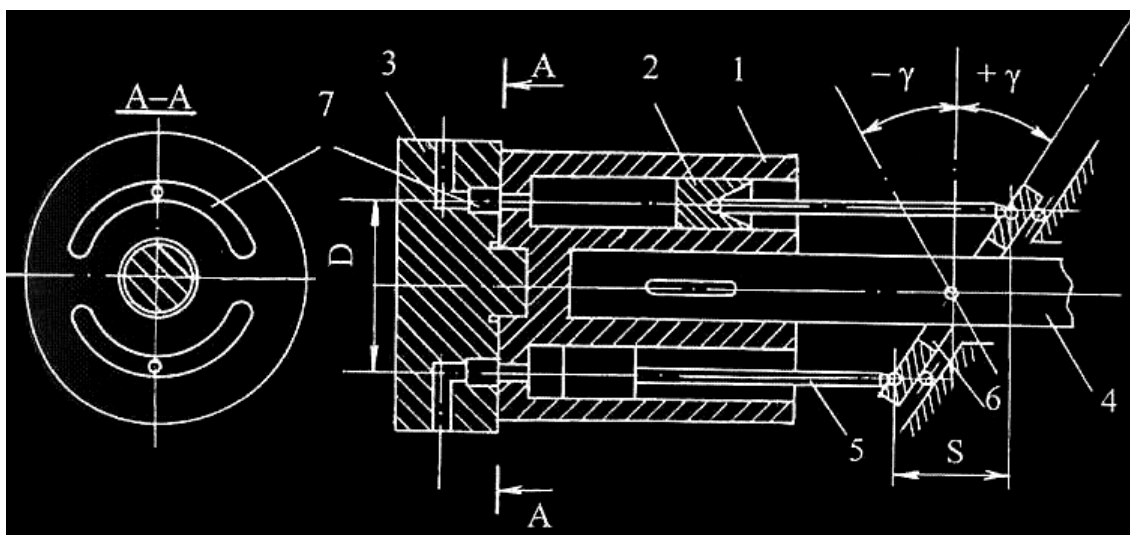


Рис. 3.3. Аксиально-поршневой насос: 1 – ротор; 2 – плунжер; 3 – распределительное устройство; 4 – приводной вал; 5 – шатун; 6 – наклонный диск; 7 – полукольцевые окна

Устройство высокомоментного радиально-поршневого гидромотора представлено на рис. 3.4.

В этом устройстве рабочая жидкость подается по каналам распределителя 5 в цилиндры 2 и воздействует на поршни 1. Головка поршня 4, выдвигаясь, обкатывается по неподвижной профильной обойме 3, при этом в результате воздействия силы давления жидкости на поршень со стороны обоймы действует нормальная к ее поверхности сила реакции обоймы. Эту силу можно представить в виде двух составляющих:  $P$ , направленную по оси плунжера, и  $T$ , направленную нормально к оси плунжера, которая создает крутящий момент. Рабочий объем гидромотора выражается следующей формулой [41]:

$$q_M = mZk \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} h_{\Pi}, \quad (3.11)$$

где  $m$  – число рядов цилиндров;  $Z$  – число цилиндров в одном ряду;  $k$  – кратность действия;  $d_{\Pi}$  – диаметр поршня;  $h_{\Pi}$  – ход поршня.

Подача гидромотора

$$Q_M = mZk \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} h_{\Pi} n. \quad (3.12)$$

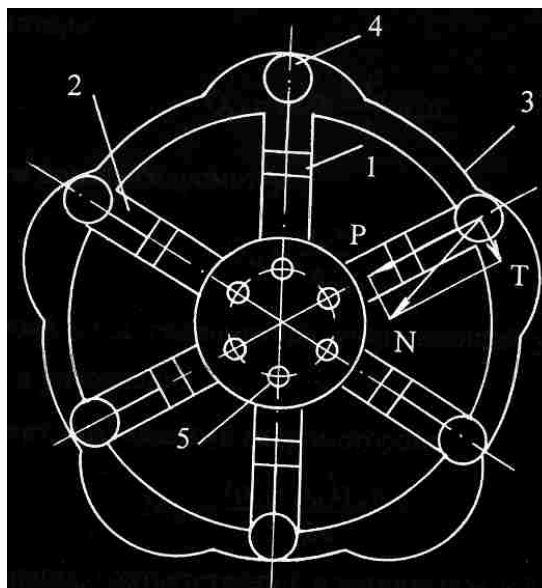


Рис. 3.4. Радиально-поршневой гидромотор: 1 – поршень; 2 – цилиндр; 3 – профилированная обойма; 4 – головка поршня; 5 – распределитель

С учетом утечек подача гидромотора

$$Q_M = \frac{q_M n}{\eta_o}, \quad (3.13)$$

где  $\eta_o$  – объемный КПД гидромотора, учитывающий утечки жидкости через зазоры и уплотнения.

Крутящий момент, развиваемый гидромотором,

$$M_M = \frac{(p_H - p_B) q_M \eta_{ГМ}}{2\pi}, \quad (3.14)$$

где  $p_H, p_B$  – давления, соответственно, в нагнетательной и сливной магистралях;  $\eta_{ГМ}$  – гидромеханический КПД гидромотора ( $\eta_{ГМ} = \eta_M \eta_T$ ).

Технические характеристики приводной станции канатной напочвенной дороги перечислены в табл. 3.1 и вводятся в программу расчета ДКН как исходные данные.

При изучении динамики канатной напочвенной дороги выделены две качественно различные задачи:

исследование переходного процесса при пуске;

исследование переходного процесса в момент предохранительного и рабочего торможения машины.

Объектом изучения была канатная напочвенная дорога с гидрообъемной передачей типа ДКН1.

При этом была определена цель установить закономерности формирования динамических усилий в звеньях ДКН, с учетом переходных режимов работы (пуск, предохранительное и рабочее торможение).

Таблица 3.1

## Технические характеристики приводной станции дороги типа ДКН1

Название узла, его параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
<b>Электродвигатель ВР250S4У2-5</b>			
Частота вращения:			
синхронная	$n_0$	об/с (об/мин)	25(1500)
номинальная	$n_H$	та же	24,6(1480)
Мощность номинальная	$N$	кВт	90
Скольжение:			
номинальное	$S$	безразм.	0,014
критическое	$S_K$	безразм.	0,04
Момент:			
номинальный	$M_{НОМ}$	Н·м	900
пусковой	$M_{П}$	та же	1200
критический	$M_K$	та же	1500
Момент инерции ротора	$I_D$	Н·м·с <sup>2</sup>	2,0
<b>Гидронасос РНАС250/320</b>			
Производительность номинальная	$Q_H$	дм <sup>3</sup> /с	,0
Давление:			
в нагнетательной магистрали	$p_H$	МПа	25
во всасывающей магистрали	$p_B$	Та же	0,5
Рабочий объем насоса	$q_{Hmax}$	дм <sup>3</sup>	0,25
Момент инерции вращающихся масс	$I_H$	Н·м·с <sup>2</sup>	2,6
Коэффициент полезного действия:			
объемный	$\eta_{НО}$	безразм.	0,94
гидравлический	$\eta_{НГ}$	безразм.	0,98
механический	$\eta_{НМ}$	безразм.	0,97
общий	$\eta_H$	безразм.	0,90
<b>Гидромотор МР1800</b>			
Частота вращения:			
минимальная	$n_{Mmin}$	об/мин	1
номинальная	$n_{MH}$	та же	80
Момент крутящий номинальный	$M_{MH}$	кН·м	5,44
Рабочий объем	$q_M$	дм <sup>3</sup>	2,78
Момент инерции вращающихся масс	$I_M$	Н·м·с <sup>2</sup>	0,02
Давление нагнетания:			
номинальное	$p_{MH}$	МПа	16
максимальное	$p_{Mmax}$	та же	21
Давление в магистрали слива	$p_{Bmin}$	та же	0,5

Коэффициент полезного действия:			
объемный	$\eta_{MO}$	безразм.	0,97
гидравлический	$\eta_{MG}$	безразм.	0,98
механический	$\eta_{MM}$	безразм.	0,97
полный	$\eta_M$	безразм.	0,93
<b>Масло ТП22</b>			
Плотность	$\rho_{ж}$	кг/дм <sup>3</sup>	0,9
Вязкость кинематическая	$\nu$	м <sup>2</sup> /с	$2 \cdot 10^{-5}$
Объемный модуль упругости	$E_{ж}$	МПа	1700
Диаметр стального трубопровода	$d_{TP}$	мм	50
Толщина стенки трубы	$\delta$	мм	4
Длина трубопровода	$L_{TP}$	м	5
Передаточное отношение редуктора	$I$	безразм.	1
Момент инерции вращающихся частей редуктора и шкива	$I_{ш}$	Н·м·с <sup>2</sup>	260

Составляя расчетную схему исследований, приняли следующие допущения:

1. Наличие в канатной напочвенной дороге звена с повышенной податливостью (каната) позволяет рассматривать шкив трения и механическую передачу привода как абсолютно жесткий элемент системы.

2. Не учитывается податливость сцепок между вагонетками, что дает возможность рассматривать состав вагонеток как абсолютно твердое тело (сосредоточенная масса).

3. Не принимаются во внимание аэродинамические силы сопротивления движению состава вследствие его невысокой относительной скорости, что касается также воздушного потока.

4. Силы сопротивления перемещению состава и каната приняты пропорциональными нормальному давлению, они учтены в значениях коэффициентов сопротивления движению, что не искажает физическую сущность процесса.

5. Массы поддерживающих и направляющих роликов отнесены к массе тягового каната [42].

6. Массы тяговой и холостой ветвей каната рассчитывались методом линейно-кусочной аппроксимации, что позволяет наблюдать в нем волновые процессы.

7. Жесткость каната в период неустановившегося движения не изменяется, поскольку исследуемые процессы быстротечны и за время их протекания длина ветвей изменяется незначительно.

8. Канат, перемещающийся по роликам, принято считать гибкой упруго-вязкой нитью постоянного сечения.

9. Поперечные колебания не влияют на продольные, поскольку канат предварительно натянут и расположен на роликах.



10. Модуль упругости жидкости изменяется в зависимости от давления и температуры, однако в диапазоне давлений 7 – 25 МПа и при температуре 40°С его рекомендуемое значение принимают равным 1700 МПа [43].

11. В диапазоне давления от 5 до 20 МПа наличие воздуха в жидкости изменяет ее модуль упругости на 5 – 6 % [43], но практически не влияет на результаты расчетов, поскольку в минеральных маслах содержится до 6 % нерастворенного воздуха, который увеличивает сжимаемость жидкости, поэтому наибольшее влияние на изменение сжимаемости оказывает повышение давления от 0 до 5 МПа.

12. Переходными процессами в электродвигателе и гидронасосе пренебрегаем, поскольку постоянная времени этих процессов значительно меньше постоянной времени тягового контура каната ( $T_{ДВ} = 0,04$  с,  $T_F \geq 4$  с).

С учетом принятых допущений расчетную схему установки можно представить в виде системы, масса которой распределена на отдельные составляющие с упругими связями. Согласно методу линейно-кусочной аппроксимации [44] массу каната заменяют несколькими  $n$  сосредоточенными массами, расположенными на равных его отрезках таким образом, что общая сумма этих масс и общая жесткость отрезков была равна массе и жесткости каната в целом. При таком представлении об установке получаем систему, состоящую из узлов, в которых сосредоточены массы, взаимодействующие между собой как материальные точки, т.е. в месте контакта двух соседних узлов значение перемещений и силы одинаковы. Далее рассматриваются узлы с их контактными точками (рис. 3.5), а масса состава последовательно присоединяется к этим узлам в процессе его передвижения по выработке.

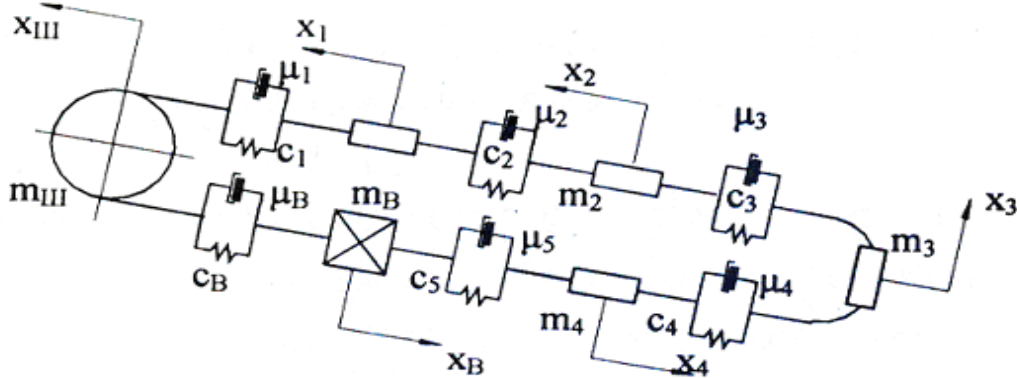


Рис.3.5. Расчетная схема тягового контура ДКН

Рассмотрим силы, действующие на узлы. Вязкоупругие силы в канате могут иметь следующие значения:

$$F_i = \begin{cases} 2C_y [(x_{ш} - x_1) + \mu(V_{ш} - V_1) - \Delta_B], & i = 1; \\ C_y [(x_{i-1} - x_i) + \mu(V_{i-1} - V_i)], & 2 \leq i \leq n-1; \\ C_n [(x_{n-1} - x_n) + \mu(V_{n-1} - V_n)], & i = n; \\ C_B [(x_n - x_{ш}) + \mu(V_n - V_{ш}) - \Delta_H], & i = n+1; \end{cases} \quad (3.15)$$

где  $x_i$  – путь, пройденный  $i$ -м узлом;  $V_i$  – скорость  $i$ -го узла;  $x_{ш}$  – путь, пройденный точкой обода шкива;  $V_{ш}$  – скорость шкива;  $\mu$  – коэффициент вязкости каната;  $L_B, L_H$  – длина каната, соответственно, в верхнем и нижнем натяжных устройствах;  $C_B, C_{II}, C_y$  – жесткость, соответственно, последнего, предпоследнего и остальных участков каната.

Жесткость любого участка каната, кроме последнего и предпоследнего

$$C_y = \frac{E_K F_K}{(2L - L_B)(n-1)}, \quad (3.16)$$

где  $E_K$  – модуль упругости каната;  $F_K$  – площадь сечения проволок в канате;  $L$  – длина установки;  $L_B$  – длина последней секции;  $n$  – число узлов.

Жесткость предпоследней и последней секций имеет следующие значения соответственно:

$$C_{II} = \frac{2}{1/C_y + 2/C_B}; \quad C_B = \frac{E_K F_K}{2L_B}, \quad (3.17)$$

где  $L_B$  – длина последней секции.

Масса узлов системы

$$m_i = \begin{cases} \frac{I_{ш}}{R_{ш}^2} + \rho * L_y, & i = 0; \\ \frac{\rho^* (2L - L_B)}{n-1}, & 1 \leq i \leq n-1; \\ \frac{\rho^* (2L - L_B)}{n-1} + m_B, & i = n_B; \\ \frac{\rho^* (2L - L_B)}{n-1} + m_B, & i = n_B; \\ \rho^* L_B, & i = n; \end{cases} \quad (3.18)$$

где  $I_{ш}$  – момент инерции вращающихся частей шкива, редуктора и гидромоторов;  $R_{ш}$  – радиус шкива;  $m_B$  – масса концевого блока;  $m_B$  – масса состава вагонеток;  $n_B, n_B$  – номер узла, где находится состав и конечной блок.

Для учета массы поддерживающих роликов введено понятие "приведенная погонная масса системы "канат-ролики", которые соответствует такому выражению:

$$\rho^* = \frac{\rho b_p + m_p}{b_p}, \quad (3.19)$$

где  $\rho$  – линейная масса каната;  $m_p$  – масса ролика;  $b_p$  – длина шаг установки роликов.

## Силы тяжести узлов

$$F_{Bi} = \begin{cases} m_i g \sin \alpha, & 1 \leq i \leq n_{B-1}; \\ 0, & i = n_B; \\ -m_i g \sin \alpha, & n_{B+1} \leq i \leq n; \\ -(m_1 + m_B) g \sin \alpha, & i = n_B; \end{cases} \quad (3.20)$$

где  $\alpha$  – угол наклона выработки.

## Силы трения

$$F_{Tpi} = \begin{cases} w_k m_i g \cos \alpha, & 1 \leq i \leq n; \\ 0, & i = n_B; \\ (m_1 + m_B) w_B \cos \alpha, & i = n_B; \end{cases} \quad (3.21)$$

где  $w_k$  – коэффициент сопротивления каната на роликах.

Используя метод Даламбера, получим что, для  $i$ -го узла

$$m_i \ddot{x}_i = F_i - F_{i+1} + F_{Bi} - F_{Tpi} \operatorname{sign}(V_i), \quad (3.22)$$

где  $F_i, F_{i+1}$  – силы вязкоупругости  $i$ -го и  $(i+1)$ -го участков;  $F_{Bi}$  – сила тяжести  $i$ -го участка;  $F_{Tpi}$  – сила трения  $i$ -го участка.

Запишем уравнения, которые характеризуют движение узлов канатной напочвенной дороги, в частности, ротора электродвигателя и гидронасоса [34]:

$$I_D \frac{d\omega_D}{dt} = \frac{2M_K S_K S}{S_K^2 + S^2} + \frac{(p_H - p_B) q_{Hmax} u_H}{2\pi} - M_{TPH} \operatorname{sign}(\omega_D), \quad (3.23)$$

где  $I_D$  – момент инерции ротора электродвигателя и гидронасоса;  $\omega_D$  – угловая скорость ротора двигателя;  $M_K$  – критический момент электродвигателей;  $S_K, S$  – соответственно, критическое и текущее значение скольжения электродвигателя;  $p_H, p_B$  – давление, соответственно, нагнетания и всасывания насосов;  $q_{Hmax}$  – максимальный рабочий объем насосов;  $u_H$  – параметр регулирования насоса;  $M_{TPH}$  – суммарный момент сухого трения в насосах, при этом

$$M_{TPH} = (1 - \eta_{MD} \eta_{MH}) M_{НОМ} \operatorname{sign}(\omega_D), \quad (3.24)$$

где  $\eta_{MD}, \eta_{MH}$  – значение механического КПД двигателя и насоса соответственно;  $M_{НОМ}$  – номинальный момент двигателя, шкива трения [42]:

$$I_{Ш} \frac{d\omega_{Ш}}{dt} = \frac{(p_H - p_B) q_M}{2\pi} - (F_n - F_{n+1}) R_{Ш} - M_{TPI} \operatorname{sign}(\omega_{Ш}), \quad (3.25)$$

где  $I_{Ш}$  – момент инерции шкива, роторов гидромоторов и редуктора, приведенные к ободу шкива;  $\omega_{Ш}$  – угловая скорость шкива;  $q_M$  – суммарный рабочий объем гидромоторов;  $F_n, F_{n+1}$  – усилия в набегающей и сбегающей

ветвях каната;  $R_{ш}$  – радиус приводного шкива;  $M_{трш}$  – момент сухого трения (холостого хода) гидромоторов, редуктора и шкива, при этом

$$M_{трш} = (1 - \eta_{мм} \eta_p) M_{мн} \text{sign}(\omega_{ш}), \quad (3.26)$$

где  $\eta_{мм}$ ,  $\eta_p$  – значение механического КПД гидромотора и редуктора соответственно;  $M_{мн}$  – номинальный момент гидромотора.

Далее необходимо учесть процессы, связанные со сжимаемостью рабочей жидкости.

Расчет параметров гидромашин и трубопроводов во многом зависит от режима движения жидкости в гидросистеме (ламинарного либо турбулентного).

Определим среднюю скорость движения рабочей жидкости по трубопроводу [46] следующим образом:

$$V_{ж} = \frac{4Q_{н}}{\pi d_{тр}^2} = \frac{4 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,05^2} = 3 \text{ м/с}, \quad (3.27)$$

где  $Q_{н}$  – номинальная производительность насоса;  $d_{тр}$  – диаметр трубопровода.

Для определения режима движения жидкости в трубопроводе вычислим число Рейнольдса, то есть

$$R_e = \frac{V_{ж} d_{тр}}{\nu} = \frac{3 \cdot 0,05}{2 \cdot 10^{-5}} = 7500. \quad (3.28)$$

Поскольку число Рейнольдса больше критического ( $R_{кр} = 2300$ ), то режим движения жидкости в трубопроводе турбулентный [43].

Для количественной оценки потерь давления в трубопроводах по длине произведем их расчет.

Потери давления по длине в нагнетательном трубопроводе [25]

$$\Delta p_{тн} = \lambda \frac{L_{тр}}{d_{тр}} \frac{V_{ж}^2}{2}, \text{ Па}, \quad (3.29)$$

где  $L_{тр}$  – длина трубопровода;  $d_{тр}$  – диаметр трубопровода;  $V_{ж}$  – скорость движения жидкости.

Коэффициент Дарси для турбулентного потока в гидравлически гладких трубах определяется по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{R_e^{0,25}} = \frac{0,3164}{7500^{0,25}} = 0,034, \quad (3.30)$$

тогда  $\Delta p_{тн} = 0,034 \frac{5 \cdot 3^2}{0,05 \cdot 2} = 4,1 \cdot 10^3 \text{ Па}.$

Так как величина потерь давления  $\Delta p_{тн}$  очень мала по сравнению с рабочим давлением в трубопроводе ( $2 \times 10^7 \text{ Па}$ ), то при составлении расчетной схемы ею можно пренебречь.

Изменение давления в магистрали вследствие сжимаемости жидкости запишем в таком виде [46, 47]:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{E}{U} \cdot \frac{dU}{dt}, \quad (3.31)$$

где  $E$  – приведенный модуль упругости рабочей жидкости;  $U$  – объем жидкости в магистрали.

Приведенный модуль упругости учитывает податливость стенок трубопровода [48, 49], то есть

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{E_{\text{ж}}} + \frac{d_{\text{ТР}}}{E_{\text{СТ}} \delta_{\text{СТ}}}, \quad (3.32)$$

где  $E_{\text{ж}}$ ,  $E_{\text{СТ}}$  – модуль упругости, соответственно, жидкости и стали;  $d_{\text{ТР}}$  – диаметр трубопровода;  $\delta_{\text{СТ}}$  – толщина стенок трубопровода.

Полный объем жидкости в магистрали

$$U = L_{\text{ТР}} \frac{\pi d_{\text{ТР}}^2}{4} + \frac{1}{2} (q_{\text{Hmax}} + q_{\text{М}}), \quad (3.33)$$

где  $L_{\text{ТР}}$  – длина трубопровода;  $q_{\text{Hmax}}$ ,  $q_{\text{Н}}$  – рабочий объем насоса и гидромоторов соответственно.

Изменение объема жидкости в нагнетательной магистрали

$$\frac{dU_{\text{Н}}}{dt} = \frac{u_{\text{Н}} q_{\text{Hmax}} \omega_{\text{Д}}}{2\pi} - \frac{q_{\text{М}} \omega_{\text{М}}}{2\pi} - \alpha_0 p_{\text{Н}}, \quad (3.34)$$

где  $\omega_{\text{Д}}$ ,  $\omega_{\text{М}}$  – угловая скорость, соответственно, ротора двигателя и гидромотора;  $\alpha_0$  – коэффициент утечек в гидросистеме;  $u_{\text{Н}}$  – параметр регулирования насоса.

Аналогично, для всасывающей магистрали

$$\frac{dU_{\text{В}}}{dt} = \frac{q_{\text{М}} \omega_{\text{М}}}{2\pi} - \frac{u_{\text{Н}} q_{\text{Hmax}} \omega_{\text{А}}}{2\pi} - \alpha_0 p_{\text{В}}. \quad (3.35)$$

Тогда, изменение давления в магистралях будет иметь следующие значения:

$$\frac{dp_{\text{Н}}}{dt} = \frac{E}{U_{\text{Н}}} \left[ \frac{1}{2\pi} (u_{\text{Н}} q_{\text{Hmax}} \omega_{\text{А}} - q_{\text{М}} \omega_{\text{М}}) - \alpha_0 p_{\text{Н}} \right], \quad (3.36)$$

$$\frac{dp_{\text{В}}}{dt} = \frac{E}{U_{\text{В}}} \left[ \frac{1}{2\pi} (q_{\text{М}} \omega_{\text{М}} - u_{\text{Н}} q_{\text{Hmax}} \omega_{\text{А}}) - \alpha_0 p_{\text{В}} \right]. \quad (3.37)$$

Коэффициент утечек  $\alpha_0$  определим с учетом объемных КПД насоса и гидромотора ( $\eta_{\text{НО}}$  и  $\eta_{\text{МО}}$ ) [33], а именно:



$$\eta_o = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_T}, \quad (3.38)$$

где  $\Delta Q$  – объемные потери в гидромашине;  $Q_T$  – теоретическая производительность.

В свою очередь, объемные потери связаны с давлением следующей зависимостью [50]:

$$\Delta Q = \alpha p. \quad (3.39)$$

Тогда, используя параметры номинального режима гидромашин, нетрудно определить коэффициент утечек следующим образом:

$$\alpha = \frac{Q_T(1 - \eta_{OH})}{P_H}, \quad (3.40)$$

где  $Q_T$  – теоретическая номинальная производительность гидромашин;  $\eta_{OH}$  – объемный КПД в номинальном режиме работы.

При этом коэффициент суммарных утечек насоса и гидромотора

$$\alpha_0 = \alpha_H + \alpha_M. \quad (3.41)$$

Для решения уравнений (3.15), (3.18), (3.20), (3.21) необходимо ввести начальные условия.

Номер узла, где находится состав вагонеток,

$$i = n \quad (\text{состав внизу});$$

$$i = [(n/2) + 2] \quad (\text{состав вверху}).$$

Если  $\alpha > 0$  (состав висит на верхней ветви каната), то

$$F_{n+1} = F_{HG},$$

где  $F_{HG}$  – сила натяжного устройства.

При этом

$$F_i = F_{i+1} - F_{Bi}, \quad 1 \leq i \leq n;$$

$$x_1 = -\frac{F_1}{2C_y}; \quad n = 1;$$

$$x_i = x_{i-1} - \frac{F_i}{C_y}; \quad 2 \leq i \leq n - 1;$$

$$x_n = x_{n-1} - \frac{F_n}{C_I},$$

$$\Delta_H = -x_n; \quad \Delta_B = 0.$$

Если  $\alpha < 0$  (состав висит на нижней ветви), то

$$F_1 = F_{HG},$$

$$F_{i+1} = F_i + F_{Bi}, \quad 1 \leq i \leq n;$$

$$\begin{aligned}
 x_B &= \frac{F_{n+1}}{C_B}; \\
 x_{n-1} &= x_n + \frac{F_n}{C_{II}}; \\
 x_i &= x_{i+1} + \frac{F_{i+1}}{C_y}; \quad 1 \leq i \leq n-2; \\
 \Delta_B &= -x_i; \Delta_H = 0.
 \end{aligned}$$

Во время исследования переходных процессов в ДКН использовали различные законы изменения таких параметров: скорости движения приводного шкива в процессе пуска; угла наклона выработки; тормозного момента в период предохранительного торможения.

Скорость приводного шкива может изменяться по линейному закону, то есть

$$V = V_y \frac{t}{t_p}, \quad (3.42)$$

где  $V_y$  – скорость установившегося движения состава;  $t$  – текущее время;  $t_p$  – время разгона привода до скорости  $V_y$ ;

или по нелинейному:

$$V = V_y e^{n \ln(t/t_p)}, \quad (3.43)$$

где  $n$  – показатель степени натурального логарифма, от которого зависит форма кривой скорости.

Следует обратить внимание, что приводную станцию ДКН оборудуют предохранительным тормозом колодочного типа с пружинным замыканием, который воздействует непосредственно на шкив трения. Согласно нормативным документам [51, 52] кратность тормозного момента для установок с углом наклона до  $15^\circ$

$$k_T = \frac{M_T}{M_C} \geq 1,8, \quad (3.44)$$

где  $M_T$ ,  $M_C$  – максимальный тормозной и статический момент на ободе шкива соответственно.

Закон изменения тормозного момента может быть: линейным, когда

$$M_T = M_0 + M_C k_T \frac{t}{t_T}, \quad (3.45)$$

где  $M_0$  – момент сухого трения в гидромоторе и редукторе;  $t_T$  – длительность торможения;

экспоненциальным, при котором

$$M_T = M_0 + M_C k_T \left( 1 - e^{-\beta \frac{t}{t_T}} \right), \quad (3.46)$$

В работе исследуется линейный закон изменения угла наклона выработки в месте нахождения состава, а именно:

$$\alpha_B = \alpha_1 + (\alpha_2 - \alpha_1) \frac{(x - S_1)}{(S_2 - S_1)}, \quad (3.47)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  – начальный и конечный угол наклона выработки соответственно;  $S_1$  – протяженность участка пути с углом наклона  $\alpha_1$ ;  $S_2$  – протяженность участка пути, на котором угол наклона изменяется от  $\alpha_1$  до  $\alpha_2$ .

Для решения уравнений, характеризующих движение ДКН, необходимо определить ее параметры – диаметр каната, массу натяжных грузов, количество электродвигателей, насосов и гидромоторов.

Максимальное статическое натяжение каната в точке его набегания на шкив

$$F_C = m_B g (w_B \cos \alpha + \sin \alpha) + 2m_K g L w_K \cos \alpha, \quad (3.48)$$

где  $m_B, m_K$  – массы, соответственно, состава и линейная каната;  $w_B, w_K$  – коэффициенты сопротивления движению, соответственно, состава и каната.

Фактический запас прочности каната

$$n_K = \frac{F_C}{F_{PA3}} \geq [n], \quad (3.49)$$

где  $F_{PA3}$  – разрывная прочность всех проволок каната;  $[n]$  – нормируемый правилами безопасности (ПБ) запас прочности каната.

Массу натяжного груза определяем из условия нескольжения каната на приводном шкиве, то есть

$$m_\Gamma = \frac{2F_C k_K}{g e^{f_{CK} \alpha_{CK}}}, \quad (3.50)$$

где  $k_K$  – запас на нескольжение каната;  $f_{CK}$  – коэффициент сцепления каната со шкивом;  $\alpha_{CK}$  – угол обхвата канатом шкива.

Необходимая мощность приводных электродвигателей и гидронасосов

$$N = \frac{F_C V_y}{\eta_H \eta_{ш}}, \quad (3.51)$$

где  $\eta_H$  – общий КПД электродвигателя и насоса;  $\eta_{ш}$  – общий КПД гидромотора и редуктора.

Необходимое число электродвигателей и насосов

$$n_{\text{д}} = \frac{N}{N_{\text{д}}}, \quad (3.52)$$

где  $N_{\text{д}}$  – номинальная мощность приводного электродвигателя.

Мощность на валу гидромотора

$$N_{\text{м}} = M_{\text{м}} \omega_{\text{м}} = \frac{(p_{\text{н}} - p_{\text{в}}) q_{\text{м}} V_{\text{в}}}{2\pi R_{\text{ш}} \eta_{\text{ш}}}, \quad (3.53)$$

где  $M_{\text{м}}$ ,  $\omega_{\text{м}}$  – момент и угловая скорость гидромотора соответственно;  $V_{\text{в}}$  – установившаяся скорость;  $R_{\text{ш}}$  – радиус шкива;  $\eta_{\text{ш}}$  – общий КПД гидромотора и редуктора.

Необходимое число гидромоторов

$$n_{\text{м}} = \frac{F_c V_{\text{в}} k_{\text{д}}}{N_{\text{м}}}, \quad (3.54)$$

где  $k_{\text{д}}$  – коэффициент динамичности системы.

Решение математической модели было выполнено при помощи ПЭВМ в графическом виде (рис. 3.6) и с выводом необходимой цифровой информации.

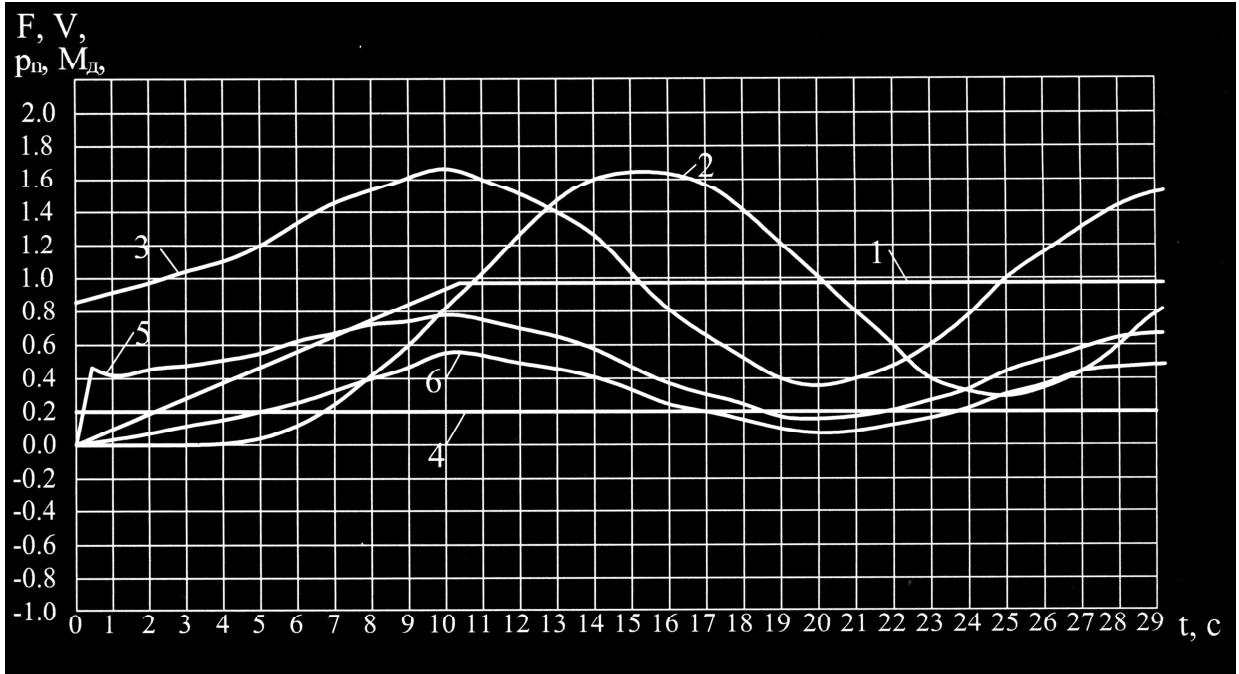


Рис. 3.6. Графическое решение математической модели ДКН: 1,2 – скорость, шкива и состава соответственно; 3, 4 – натяжение набегающей и сбегающей ветви каната соответственно; 5 – давление в нагнетающей магистрали; 6 – электромагнитный момент двигателя

В качестве входного параметра системы была принята скорость приводного шкива, которая зависит от параметра регулирования насоса, а

выходного – коэффициент динамичности, равный отношению максимального натяжения каната ( $F_{\text{Дmax}}$ ) к его установившемуся значению ( $F_{\text{С}}$ ), то есть

$$k_{\text{Д}} = \frac{F_{\text{Дmax}}}{F_{\text{С}}}. \quad (3.55)$$

Динамические усилия в канате влияют на его прочность, долговечность и могут вызвать стабильное проскальзывание на шкиве, что рассматривается как аварийный случай.

Для грузовых канатных напочвенных дорог нормируемый запас прочности тягового каната должен быть не ниже 5-кратного [52]. В свою очередь статический запас прочности  $n_{\text{СТ}}$  каната зависит от ряда факторов, а именно:

$$n_{\text{СТ}} = k_{\text{Д}} k_{\text{Г}} k_{\text{СЧ}} k_{\text{ОСТ}} k_{\text{И}}, \quad (3.56)$$

где  $k_{\text{Д}}$  – коэффициент динамичности системы;  $k_{\text{Г}}$  – коэффициент перегрузки целой проволоки каната при обрыве и утончении проволок наружного слоя, а также при коррозионном износе;  $k_{\text{СЧ}}$  – коэффициент, учитывающий ослабление каната в месте счалки;  $k_{\text{ОСТ}}$  – коэффициент остаточной усталостной прочности материала проволоки;  $k_{\text{И}}$  – коэффициент, учитывающий дополнительные напряжения в канате от изгиба.

Согласно экспериментальным исследованиям канатов, находящихся в эксплуатации [53], значения этих коэффициентов находятся в таких пределах:  $k_{\text{Г}} = 1,2 - 1,4$ ;  $k_{\text{СЧ}} = 1,3 - 1,5$ . Коэффициент  $k_{\text{ОСТ}}$  в машиностроении принимается не ниже 1,5, а коэффициент, учитывающий изгиб каната, определяется по следующей формуле:

$$k_{\text{И}} = \frac{\sigma_{\text{Р}} + \sigma_{\text{И}}}{\sigma_{\text{Р}}}, \quad (3.57)$$

где  $\sigma_{\text{Р}}$  – напряжение растяжения в проволоке каната, Па;  $\sigma_{\text{И}}$  – напряжение изгиба проволоки каната на шкиве, Па.

Напряжение растяжения от статической нагрузки для типичного расчетного случая (масса состава  $m_{\text{В}} = 3 \cdot 10^4$  кг, длина транспортирования  $L = 10^3$  м, угол наклона трассы  $\alpha = 6^\circ$ , установившаяся скорость движения состава 3 м/с, диаметр каната  $d_{\text{К}} = 20$  мм)

$$\sigma_{\text{Р}} = \frac{F_{\text{С}}}{S_{\text{Р}}} = \frac{43300}{1,54 \cdot 10^{-8}} = 2,81 \cdot 10^8 \text{ Па}, \quad (3.58)$$

где  $F_{\text{С}}$  – максимальное статическое натяжение каната;  $S_{\text{Р}}$  – расчетная площадь сечения всех проволок каната.

Напряжение изгиба



$$\sigma_{и} = k \frac{\delta_{пр}}{D_{ш}} E_{пр} = 1,0 \frac{1 \cdot 10^{-3}}{1,0} 2,0 \cdot 10^{11} = 2 \cdot 10^8 \text{ Па}, \quad (3.59)$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий конструкцию каната;  $\delta_{пр}$  – диаметр проволоки;  $D_{ш}$  – диаметр шкива;  $E_{пр}$  – модуль упругости проволоки каната, тогда

$$k_{и} = \frac{2,81 \cdot 10^8 + 2,0 \cdot 10^8}{2,81 \cdot 10^8} = 1,70.$$

Замеры, проведенные в шахтных условиях, показывают, что фактический запас прочности  $n_{\phi}$  тяговых канатов ДКН близок к нормативному и находится в пределах от 5,5 до 7,5.

Таким образом, допустимое по прочности тягового каната значение коэффициента динамичности может быть определено следующим образом:

$$k'_{д} = \frac{n_{ст}}{k_1 k_{сч} k_{ост} k_{и}} = \frac{5,5}{1,2 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot 1,7} = 1,4. \quad (3.60)$$

Долговечность тягового каната согласно исследованиям [54, 55]

$$N_{к} = \frac{N_{б}}{n_1 n_2 n_3} \left( \frac{\sigma_0}{\sigma_{max}} \right)^m, \quad (3.61)$$

где  $N_{б}$  – значение базы усталостных испытаний образцов проволоки в соответствии с линией регрессии;  $n_1, n_2, n_3$  – коэффициенты, учитывающие понижение долговечности из-за медленного изменения нагрузки в рабочих режимах (по сравнению с режимом испытаний), наличие высокочастотной динамической нагрузки, накладываемой на основной цикл нагружения, разброс опытных данных;  $\sigma_0$  – предел усталости проволоки, Па;  $\sigma_{max}$  – максимальное эквивалентное напряжение в проволоках каната, Па;  $m$  – коэффициент линии регрессии.

В работе [56] получено уравнение эмпирической линии регрессии для стальной проволоки в условиях коррозионной среды, а именно:

$$y = 8,95 - 2,02 x, \quad (3.62)$$

здесь  $y = \ln N_{б}$ ;  $N_{б}$  – число циклов до разрушения;  $x = \sigma_{02r}$ ;  $\sigma_{02r}$  – ограниченный предел усталости на базе  $N_{б}$  при коэффициенте асимметрии цикла  $r_0$ .

При этом применительно к нулевому циклу нагружения  $\sigma_{0r-0} = 3,2 \cdot 10^8$  Па, а для работы проволоки в коррозионной среде  $n_1 = 3,5$ ;  $n_2 = 3,0$ ;  $n_3 = 1,3$ .

Учитывая эти условия, выражение (3.61) можно записать следующим образом:

$$N_k = \frac{2,7 \cdot 10^6}{3,5 \cdot 3,0 \cdot 1,37} \left( \frac{3,2 \cdot 10^8}{\sigma_{\max}} \right)^{2,02}. \quad (3.63)$$

Максимальное эквивалентное напряжение в проволоках каната определяют, исходя из следующих условий:

если  $k_d = 1,2$ , то

$$\sigma'_{\max} = \sigma_p k_d k_i k_{сч} + \sigma_{и} = 2,81 \cdot 10^8 \cdot 1,4 \cdot 1,2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 10^8 = 9,1 \cdot 10^8 \text{ Па}, \quad (3.64)$$

когда  $k_d = 2,0$ , то

$$\sigma''_{\max} = 2,81 \cdot 10^8 \cdot 1,4 \cdot 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 10^8 = 13,8 \cdot 10^8 \text{ Па}.$$

Число циклов до разрушения каната

$$N'_k = \frac{2,7 \cdot 10^6}{3,5 \cdot 3 \cdot 1,37} \left( \frac{3,2 \cdot 10^8}{9,1 \cdot 10^8} \right)^{2,02} = 2,3 \cdot 10^4, \quad (3.65)$$

$$N''_k = \frac{2,7 \cdot 10^6}{3,5 \cdot 3 \cdot 1,37} \left( \frac{3,2 \cdot 10^8}{13,8 \cdot 10^8} \right)^{2,02} = 1 \cdot 10^4.$$

Если количество циклов в сутки  $n_{ц} = 30$  и число рабочих дней в году  $n_p = 360$ , число циклов в год  $n_r = 10800$ , то срок службы тягового каната

$$N_1 = \frac{N'_k}{n_r} = \frac{2,3 \cdot 10^4}{1,08 \cdot 10^4} = 2,1 \text{ года}, \quad k_d = 1,2; \quad (3.66)$$

$$N_2 = \frac{N''_k}{n_r} = \frac{1 \cdot 10^4}{1,08 \cdot 10^4} = 0,9 \text{ года}, \quad k_d = 2,0;$$

Таким образом, наблюдается снижение его долговечности в 2,3 раза.

С учетом условий эксплуатации и технологии проведения выработок, а также зарубежного опыта, срок службы тягового каната должен быть не ниже полутора лет, что соответствует следующему значению коэффициента динамичности:  $k''_d = 1,5$ .

Для сохранения сцепления между тяговым канатом и приводным шкивом нужно соблюсти такое условие:

$$F_H \leq F_C A, \quad (3.67)$$

где  $F_H, F_C$  – натяжение, соответственно, набегающей на шкив сбегающей с него ветви каната;  $A$  – тяговый фактор приводного шкива ( $A = e^{f_{СК}\alpha_{СК}}$ );  $f_{СК}$  – коэффициент трения каната о рабочую поверхность шкива;  $\alpha_{СК}$  – угол обхвата канатом приводного шкива.

В литературных источниках приводятся такие значения коэффициента трения сухого каната на стальном шкиве:  $0,1 \leq f_{СК} \leq 0,12$ , но в процессе шахтных испытаний с использованием каната, покрытого шахтной грязью, авторы получили несколько другие значения:  $0,07 \leq f_{СК} \leq 0,09$  (для стального) и

$0,3 \leq f_{\text{СК}} \leq 0,4$  (для футерованного резиной шкива) [56].

Значения тягового фактора привода ДКН, полученные в различных условиях эксплуатации (см. главу 4), приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Тяговый фактор шкива ДКН

Поверхность приводного шкива	Состояние каната	Коэффициент трения каната о шкив	Значения тягового фактора при величине угла обхвата			
			$\frac{3}{2}\pi$	$3\pi$	$5\pi$	$7\pi$
Стальная	Сухой	0,10	1,6	2,6	4,8	9,0
	Покрыт жидкой грязью	0,08	1,5	2,1	3,5	5,8
Футерованная резиной	Сухой	0,45	8,3	69,3	1170,1	19751,0
	Покрыт жидкой грязью	0,35	5,2	27,1	243,5	2192,0

В отечественных ДКН используется стальной параболический шкив трения, имеющий 3,5 витка каната, максимальное значение его тягового фактора  $A = 9$ . По опыту эксплуатации ДКН масса натяжного груза не превышает  $1,5 \cdot 10^3$  кг, что связано с их геометрическими размерами. График зависимости тягового фактора стального шкива от коэффициента динамичности ДКН представлен на рис. 3.7. Заштрихованная область графика соответствует рабочей зоне в граничных условиях эксплуатации (масса состава  $m_B = 4 \cdot 10^4$  кг, длина трассы  $L = 3 \cdot 10^3$  м, угол её наклона  $\alpha = 6^\circ$ ).

Таким образом, получены следующие допустимые значения коэффициента динамичности ДКН:

относительно прочности тягового каната  $k'_d \leq 1,4$ ; его долговечности  $k''_d \leq 1,5$ ;

по условию нескольжения каната на шкиве  $k'''_d \leq 1,4$ .

В дальнейшем, при расчетах и эксплуатации ДКН обоснованным следует считать значение:  $k_d \leq 1,4$ .

При решении математической модели использовали варианты следующих исходных данных:

- масса состава вагонеток, включающая массу буксировочной тележки ( $1 \cdot 10^4 \text{ кг} \leq m_B \leq 4 \cdot 10^4 \text{ кг}$ );
- длина транспортирования ( $0,8 \cdot 10^3 \text{ м} \leq L \leq 3 \cdot 10^3 \text{ м}$ );
- угол наклона рельсового пути ( $-6^\circ \leq \alpha \leq +6^\circ$ );
- время разгона приводного шкива ( $10 \text{ с} \leq t_p \leq 40 \text{ с}$ );

– скорость установившегося движения ( $1 \text{ м/с} \leq V_y \leq 5 \text{ м/с}$ ).

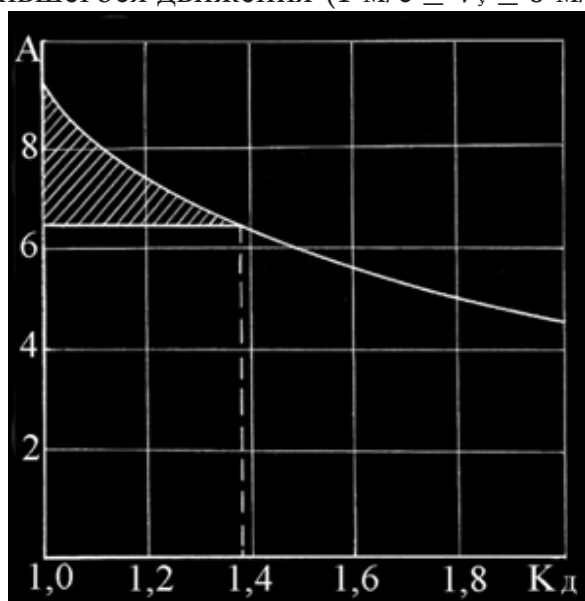


Рис. 3.7. График расчетной зависимости тягового фактора ( $A$ ) стального шкива от коэффициента динамичности ( $K_d$ ) ДКН

Чтобы оценить коэффициент динамичности ДКН при пуске, необходимо определить степень влияния каждого из варьируемых параметров на его величину. С этой целью в работе проанализированы зависимости коэффициента динамичности от массы состава (табл. 3.3), длины транспортирования (табл. 3.4), угла наклона выработки (табл. 3.5), скорости установившегося движения и времени разгона привода (табл. 3.6). В анализе принимали во внимание линейный закон изменения скорости шкива, который является оптимальным с точки зрения снижения динамических нагрузок при пуске ( $k_d = 1,6$  против  $k_d = 1,7$  и  $k_d = 1,9$  при нелинейных законах) (рис. 3.8). В таблицах и графиках использованы следующие исходные параметры: масса состава  $m_b = 3 \cdot 10^4$  кг; длина транспортирования  $L = 10^3$  м; угол наклона выработки  $\alpha = + 6^\circ$ ; скорость установившегося движения состава  $V_y = 3 \text{ м/с}$ .

Характер установившегося режима работы грузовой ветви каната в зависимости от продолжительности пуска также исследован с учетом линейного закона скорости шкива (рис. 3.9). Для удобства оценки коэффициента динамичности графики построены в масштабе  $F / F_c$  и  $V / V_y$ , где  $F_c$  и  $V_y$  – усилие и скорость установившегося режима.

Таблица 3.3

Зависимость коэффициента динамичности ДКН от массы состава

Время разгона, с	Коэффициент динамичности при массе состава, кг · 10 <sup>3</sup>			
	10	20	30	40
10	1,62	1,61	1,60	1,60
20	1,39	1,38	1,37	1,37
30	1,30	1,30	1,29	1,29

40	1,26	1,26	1,25	1,25
----	------	------	------	------

Таблица 3.4

Зависимость коэффициента динамичности ДКН от длины транспортирования

Время разгона, с	Коэффициент динамичности при длине транспортирования, м·10 <sup>3</sup>		
	1	2	3
10	1,62	1,64	1,66
20	1,39	1,41	1,43
30	1,21	1,23	1,25
40	1,15	1,17	1,18

Таблица 3.5

Зависимость коэффициента динамичности ДКН от угла наклона выработки

Время разгона, с	Коэффициент динамичности при величине угла наклона выработки, град		
	2	4	6
10	2,2	1,71	1,51
20	1,66	1,39	1,29
30	1,48	1,28	1,20
40	1,39	1,23	1,17

Таблица 3.6

Зависимость коэффициента динамичности ДКН от скорости установившегося движения

Время разгона, с	Коэффициент динамичности при скорости установившегося движения, м/с		
	1	3	5
10	1,22	1,51	1,71
20	1,13	1,29	1,43
30	1,10	1,20	1,31
40	1,03	1,17	1,24

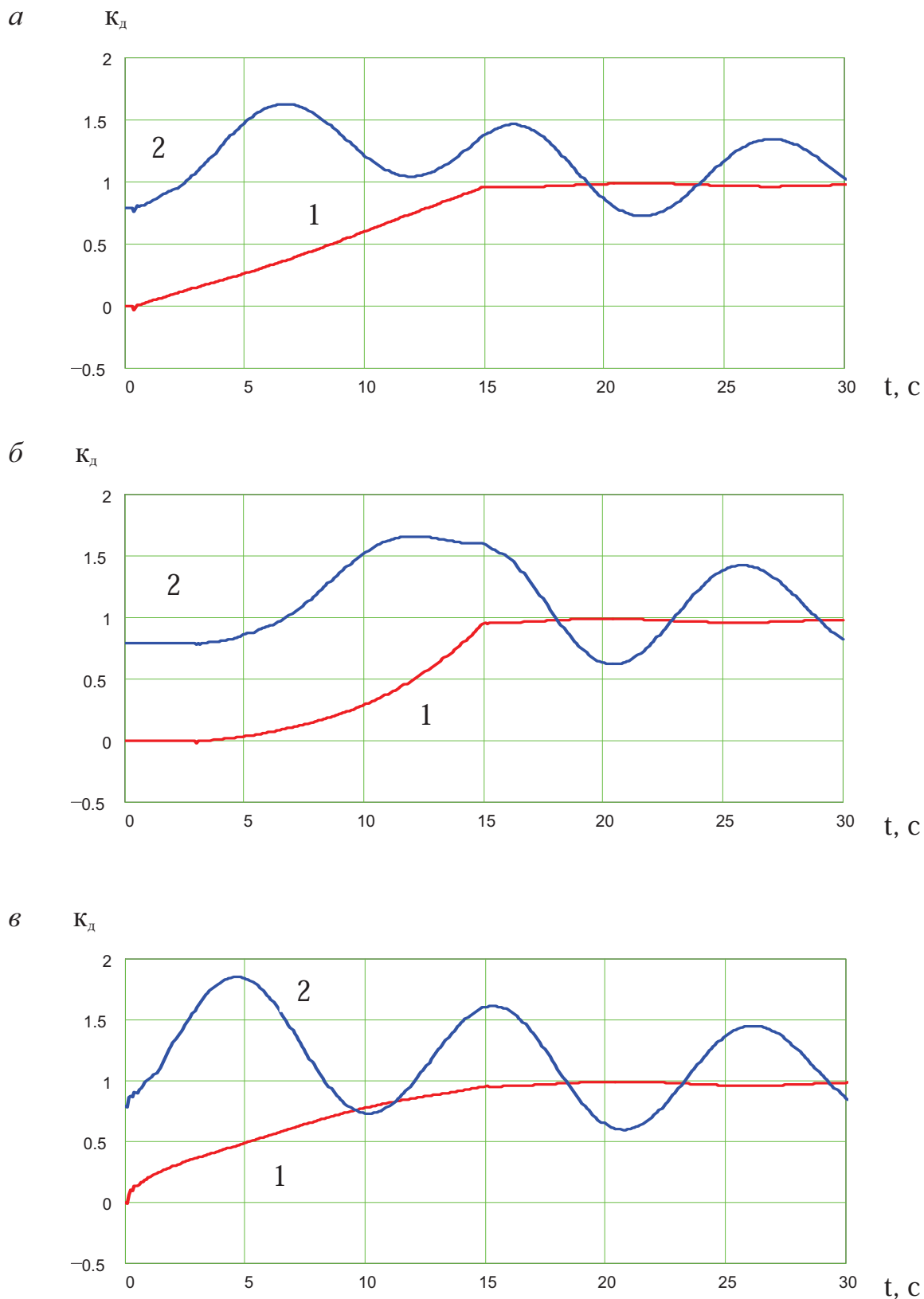
Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

– Коэффициент динамичности ДКН при пуске практически не зависит от массы состава и длины транспортирования.

– Угол наклона выработки влияет на коэффициент динамичности – с его уменьшением значение коэффициента растет, однако, поскольку при небольших углах наклона статическое натяжение каната мало, то и при высоких коэффициентах динамичности фактический запас его прочности



значительно выше допустимого.



*Рис. 3.8. Графики зависимости коэффициента динамичности ( $k_d$ ) системы от времени с учетом:*  
*а – линейного; б, в – нелинейного законов изменения скорости шкива*  
*(1 – скорость шкива, 2 – усилие в тяговой ветви каната)*

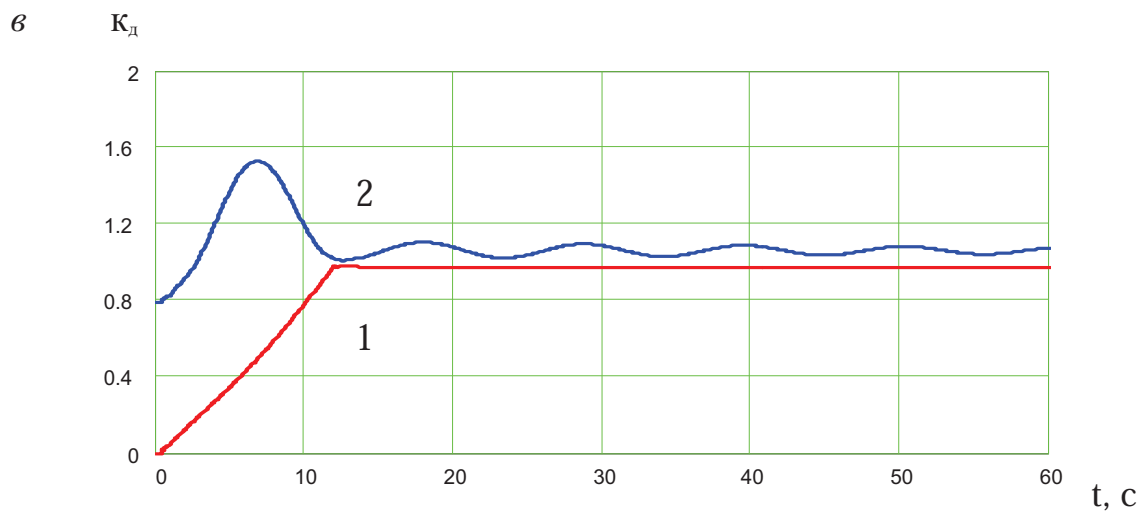
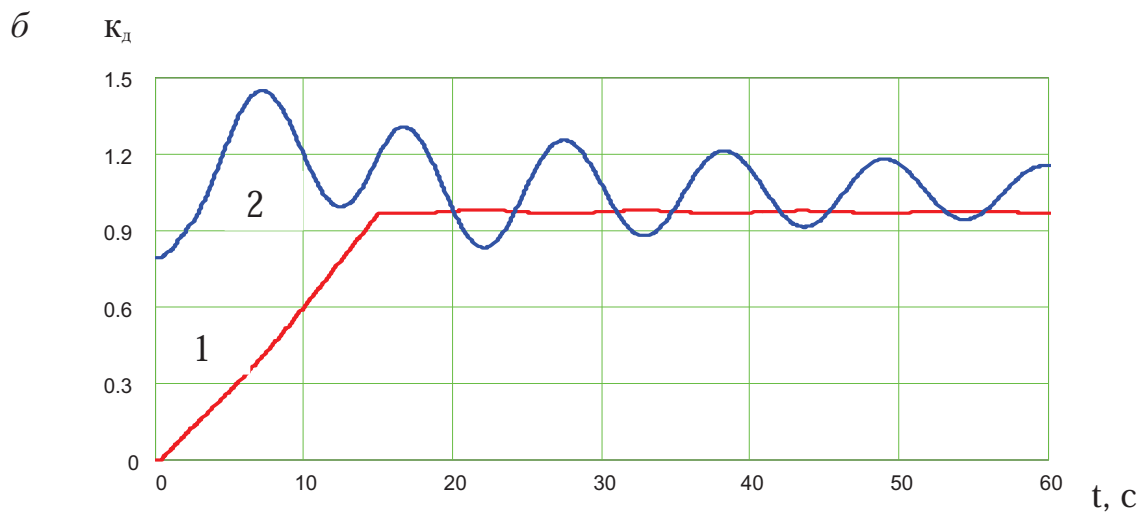
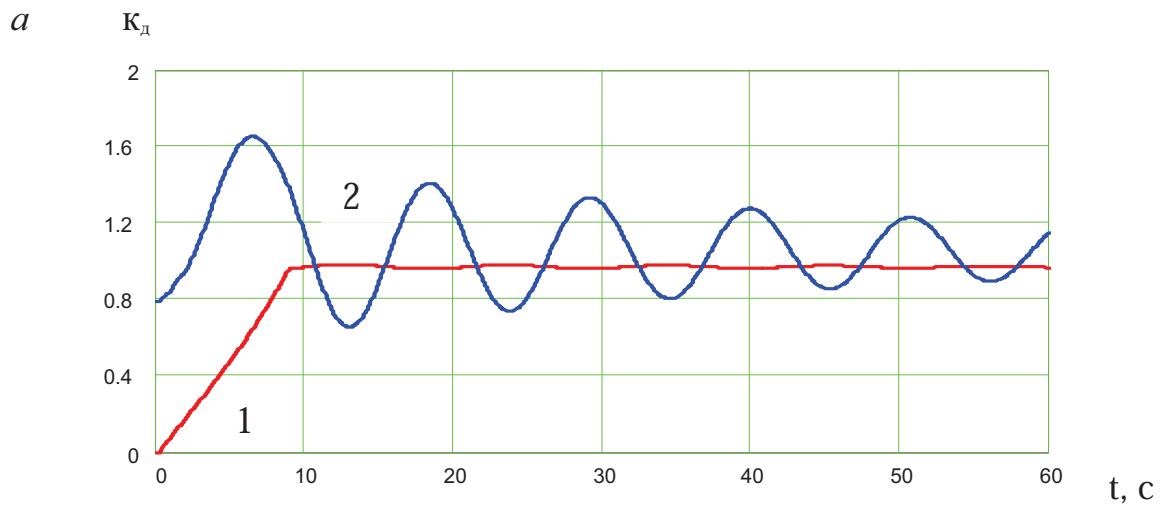


Рис. 3.9. Графики влияния периода разгона шкива на колебательный процесс в системах:

$$a - t_P < T_C; \quad б - t_P > T_C; \quad в - t_P = T_C$$

(1 – скорость шкива, 2 – усилие в тяговой ветви каната)

– Наиболее существенное влияние на коэффициент динамичности оказывает скорость установившегося движения и время разгона шкива, т. е. для оценки динамических свойств системы при пуске достаточно исследовать взаимосвязь коэффициента динамичности и ускорения приводного шкива, такая зависимость представлена на рис. 3.10.

– Наиболее оптимальным с точки зрения снижения коэффициента динамичности ДКН при пуске является линейный закон изменения скорости шкива.

– Колебательный процесс натяжения грузовой ветви каната практически затухает в момент достижения приводом установившейся скорости в случае равенства периода разгона и периода вынужденных колебаний системы. Аналогичный результат получен для подъемных установок в работе [57]. Зависимость периода вынужденных колебаний ДКН от массы состава представлена на рис. 3.11.

Существующие конструкции ДКН оборудуются улавливающими (парашютными) системами, которые срабатывают при превышении скорости движения состава на 25 % по сравнению со скоростью установившегося движения в случае обрыва тягового каната. Однако, на практике довольно часто улавливающие системы ДКН срабатывают самопроизвольно, без обрыва каната. Для выяснения причин этого явления и разработки рекомендаций по его устранению необходимо исследовать неравномерность движения состава ДКН в различных условиях.

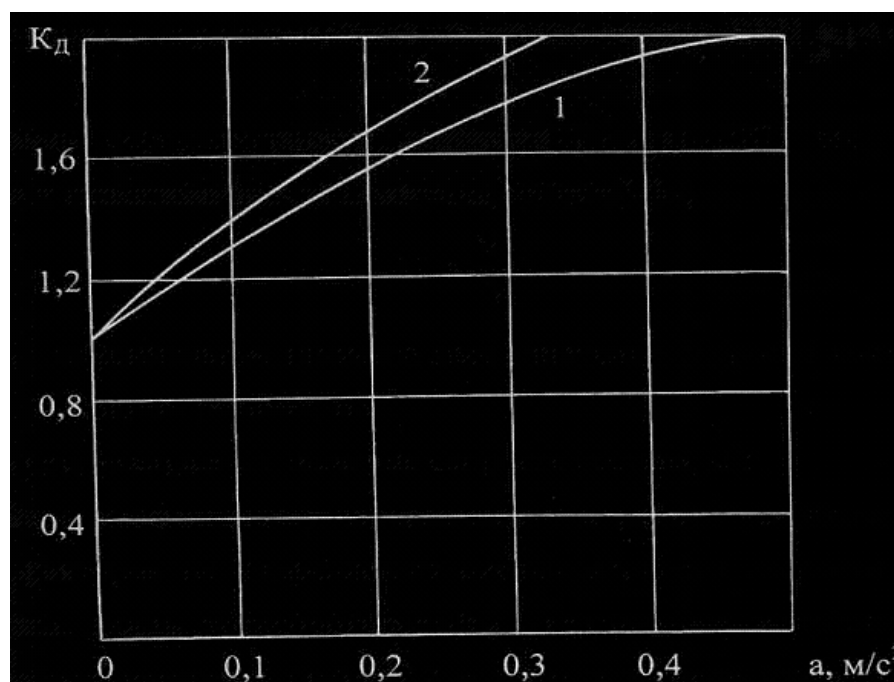


Рис.3.10. График зависимости коэффициента динамичности ( $K_d$ ) от ускорения приводного шкива ( $a$ ): 1 –  $\alpha = 6^\circ$ ; 2 –  $\alpha = 4^\circ$

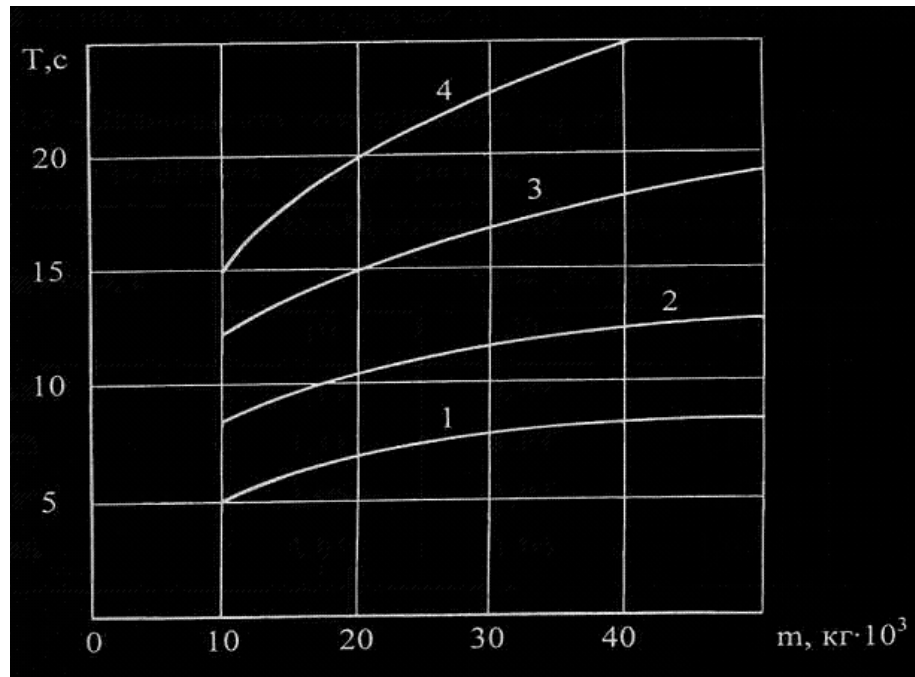


Рис. 3.11. График зависимости периода колебаний ( $T$ ) от массы состава ( $m$ ) при длине транспортирования: 1 – 500 м; 2 – 1000 м; 3 – 2000 м; 4 – 3000 м.

Для оценки неравномерности движения состава ДКН введем понятие коэффициента неравномерности движения состава  $k_v$ , которое соответствует следующему значению:

$$k_v = \frac{V_{\max}}{V_y}, \quad (3.68)$$

где  $V_{\max}$  – максимальное (амплитудное) значение скорости состава в переходном режиме, м/с;  $V_y$  – установившееся значение скорости состава, м/с.

Аналогично коэффициенту динамичности в работе исследовано влияние различных факторов на коэффициент неравномерности скорости состава  $k_v$ , в частности, массы состава, длины транспортирования, угла наклона выработки, скорости установившегося движения (табл. 3.7 – 3.10) и законов изменения скорости движения шкива трения (рис. 3.12). Графики влияния продолжительности разгона привода на неравномерность скорости состава представлены на рис. 3.13.

В расчетах были использованы те же исходные данные, что и при исследовании коэффициента динамичности.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

- коэффициент неравномерности скорости состава практически не зависит от массы состава и угла наклона выработки в исследуемом диапазоне изменения этих параметров;

- наибольшее влияние на коэффициент неравномерности оказывает длина установки и ускорение шкива;

- наименьшие значения коэффициента неравномерности скорости состава наблюдаются при линейном законе изменения скорости приводного шкива;

– при периоде разгона, равном или кратном периоду вынужденных колебаний системы, коэффициент неравномерности скорости состава стремится к единице.

Таблица 3.7

Зависимость коэффициента неравномерности скорости состава ДКН от массы состава

Время разгона, с	Коэффициент неравномерности скорости при массе состава, кг·10 <sup>3</sup>			
	10	20	30	40
10	1,17	1,09	1,20	1,17
20	1,11	1,09	1,18	1,16
30	1,05	1,08	1,13	1,12
40	1,01	1,06	1,07	1,07

Таблица 3.8

Зависимость коэффициента неравномерности скорости состава от длины транспортирования

Время разгона, с	Коэффициент неравномерности скорости при длине транспортирования, м·10 <sup>3</sup>		
	1	2	3
10	1,28	1,28	1,70
20	1,18	1,11	1,26
30	1,13	1,19	1,26
40	1,07	1,11	1,05

Таблица 3.9

Зависимость коэффициента неравномерности скорости состава от угла наклона выработки

Время разгона, с	Коэффициент неравномерности скорости при разных значениях угла наклона выработки, град		
	2	4	6
10	1,28	1,29	1,28
20	1,19	1,19	1,18
30	1,07	1,05	1,13
40	1,01	1,01	1,07



Зависимость коэффициента неравномерности скорости состава от ее установившегося значения

Время разгона, с	Коэффициент неравномерности скорости при установившейся скорости, м/с		
	1	2	3
10	1,30	1,20	1,17
20	1,26	1,18	1,16
30	1,14	1,13	1,12
40	1,03	1,07	1,07

На отечественных ДКН, оборудованных гидроприводом, в качестве рабочего тормоза используется гидropередача, они также оснащены предохранительным тормозом колодочного типа с гидравлическим приводом и пружинным замыканием.

Существующие нормы [51, 52] ограничивают величину тормозного замедления:  $a_T \leq 0,8$  м/с, но при этом замедление в процессе рабочего и предохранительного торможения не должно превышать величины, обусловленной возможностью проскальзывания каната по шкиву. Поскольку на практике часты случаи проскальзывания каната, даже если тормоз настроен правильно ( $k_T \geq 1,8$ ), то необходимо установить допустимую величину замедления шкива в рассматриваемых условиях. Аналогично процессу пуска в работе исследован коэффициент динамичности системы при торможении. Угловое замедление в условиях предохранительного торможения:

$$\frac{d\omega_{\text{ш}}}{dt} = \frac{M_M - M_{\text{CT}} - M_C - M_T}{I_{\text{ш}}}, \quad (3.69)$$

где  $M_M$  – суммарный крутящий момент, развиваемый гидромоторами;  $M_{\text{CT}}$  – статический момент от нагрузки;  $M_C$  – момент сухого трения в гидромоторах, редукторе и шкиве;  $M_T$  – тормозной момент.

В частности, крутящий момент

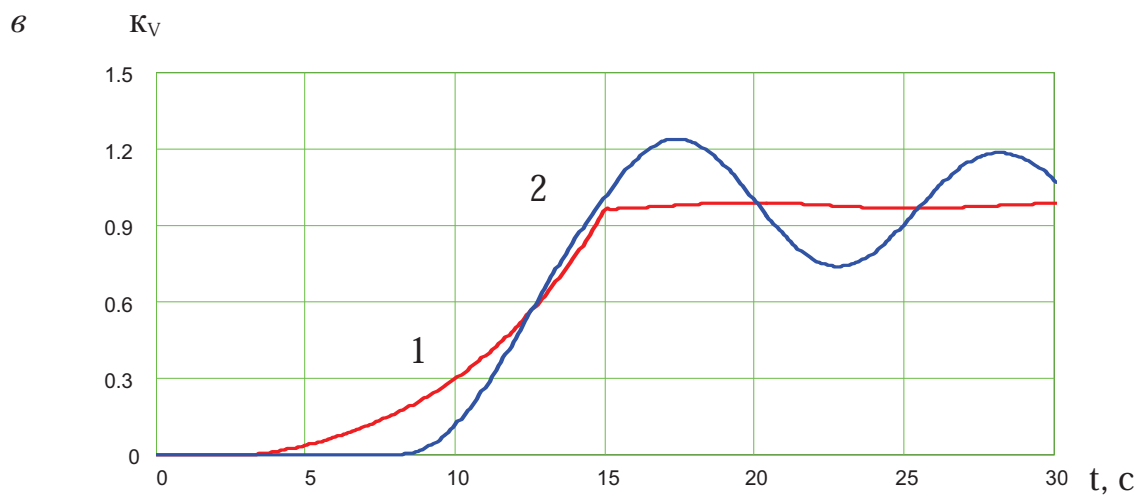
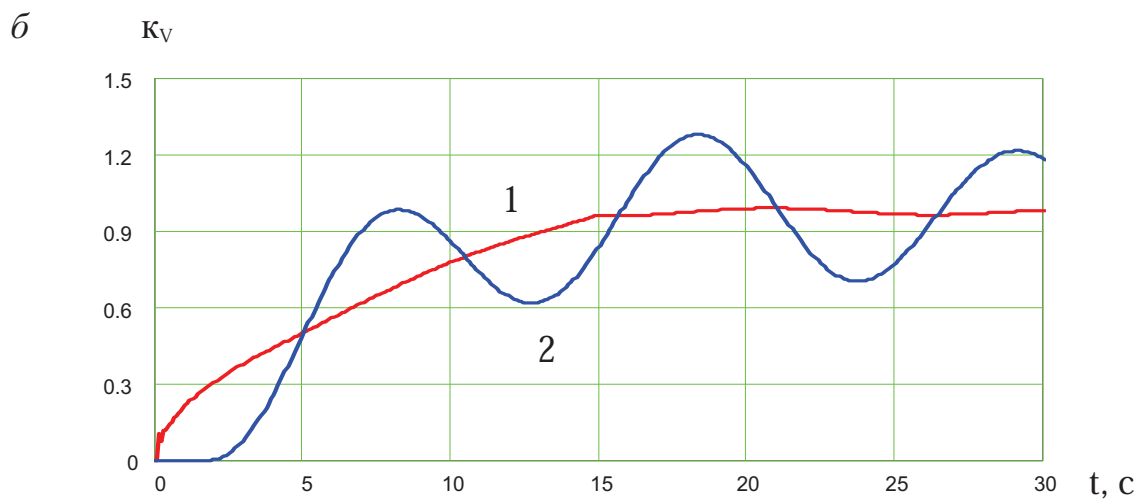
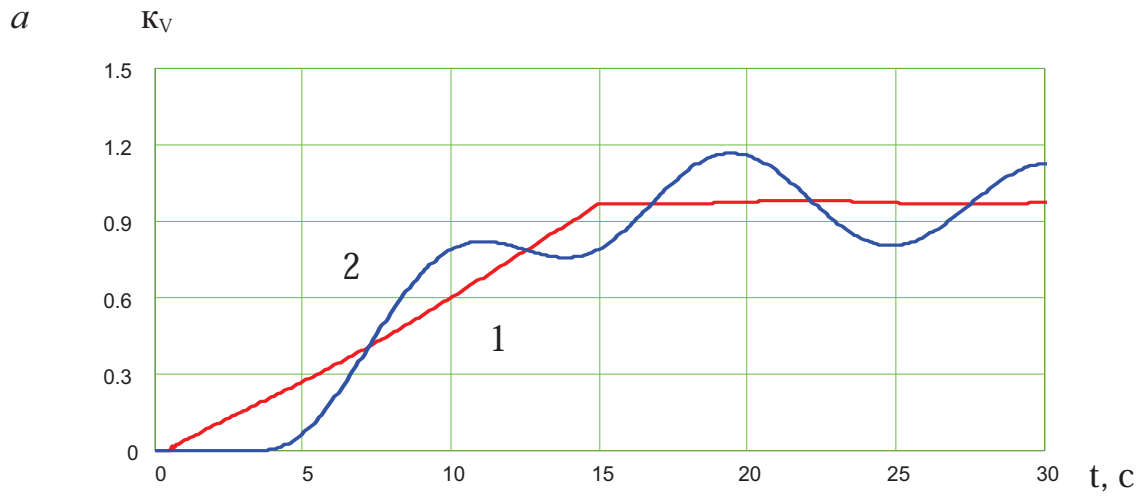
$$M_M = \frac{(p_H - p_B)q_M n_M}{2\pi}, \quad (3.70)$$

где  $p_H, p_B$  – давление нагнетания и слива соответственно;  $q_M$  – рабочий объем мотора;  $n_M$  – число моторов.

Статический момент

$$M_{\text{CT}} = (F_{[1]} - F_{[\text{NP}+1]}) R_{\text{ш}}, \quad (3.71)$$

где  $F_{[1]}, F_{[\text{NP}+1]}$  – усилие набегающей на шкив и сбегавшей с него ветви каната соответственно;  $R_{\text{ш}}$  – радиус шкива.



*Рис. 3.12. Кривые зависимости коэффициента неравномерности движения состава от времени при: а – линейном; б, в – нелинейных законах изменения скорости шкива (1 – скорость шкива, 2 – скорость состава)*

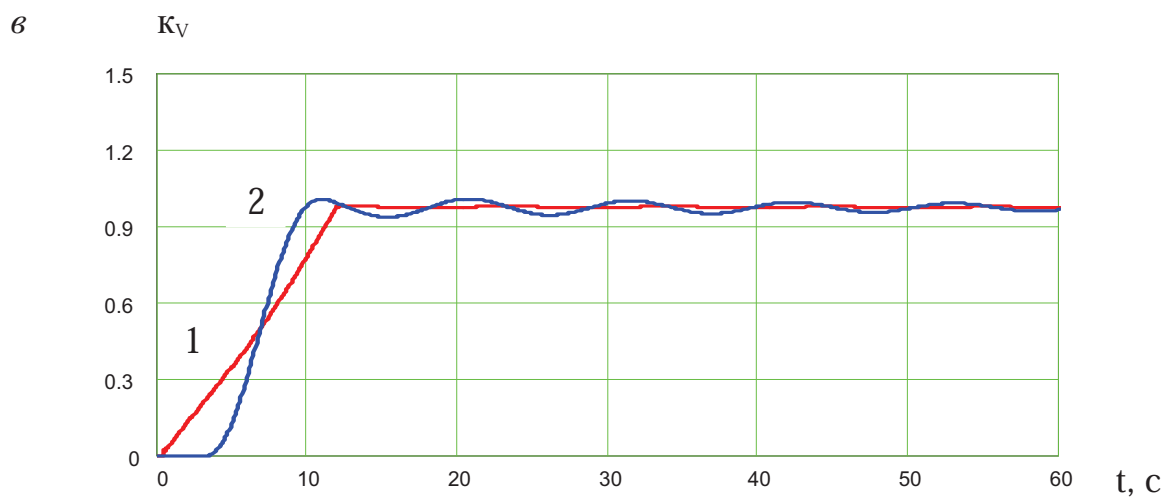
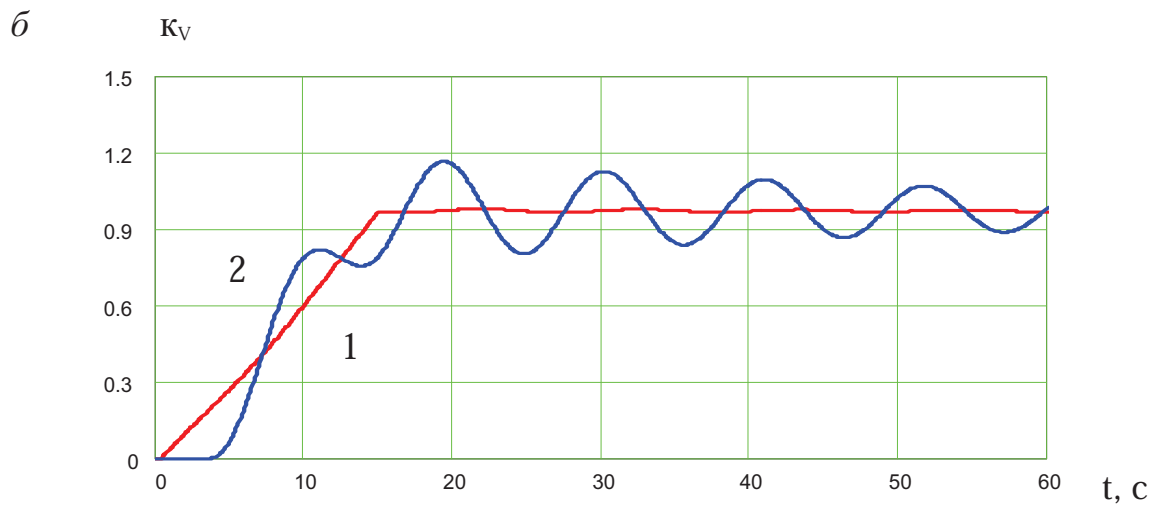
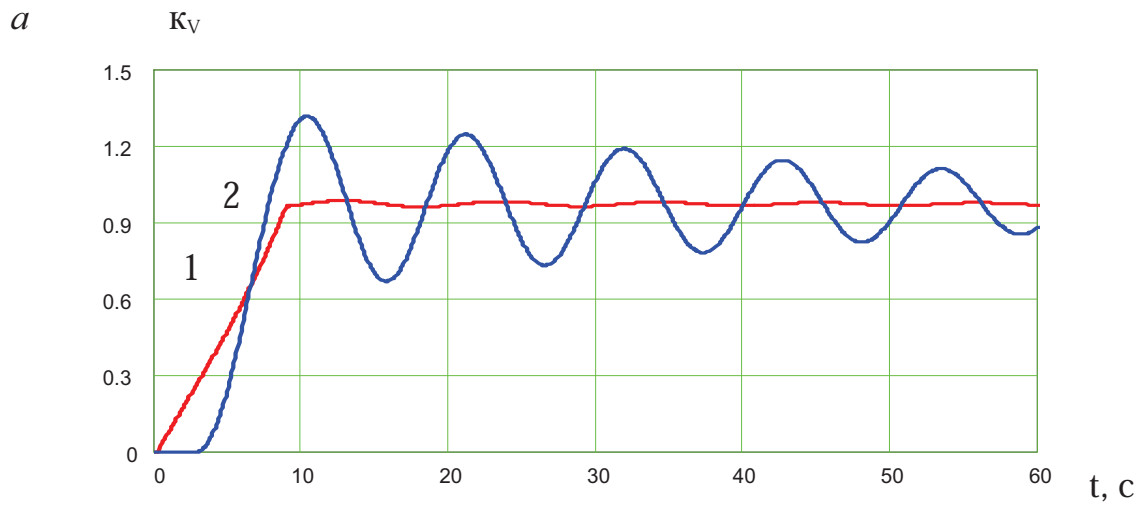


Рис. 3.13. Графики влияния на неравномерность движения длительности разгона для следующих условий:  
*a* –  $t_p < T_C$ ; *б* –  $t_p > T_C$ ; *в* –  $t_p = T_C$  (1 – скорость шкива, 2 – скорость состава)

## Момент сухого трения

$$M_c = (1 - \eta_M \eta_P) n_M M_{MH}, \quad (3.72)$$

где  $\eta_M$ ,  $\eta_P$  – механический КПД мотора и редуктора соответственно;  $n_M$  – число моторов;  $M_{MH}$  – номинальный момент мотора.

Тормозной момент

$$M_T = M_{CT} k_T \frac{t - t_T}{\Delta t_T}, \quad (3.73)$$

где  $k_T$  – кратность тормозного момента;  $t$  – текущее время;  $t_T$  – время начала торможения;  $\Delta t_T$  – длительность торможения.

При рабочем торможении изменение скорости шкива задается линейным законом аналогично изменению скорости пуска. При эксплуатации ДКН возможны два случая торможения: на подъёме и на спуске (рис. 3.14). При торможении шкива, когда состав движется на подъём, происходит ослабление каната, затем движение состава в обратную сторону. Более опасен спуск состава, когда верхний конец каната тормозится, а состав по инерции продолжает движение. Зависимость коэффициента динамичности от тормозного замедления представлена на рис. 3.15.

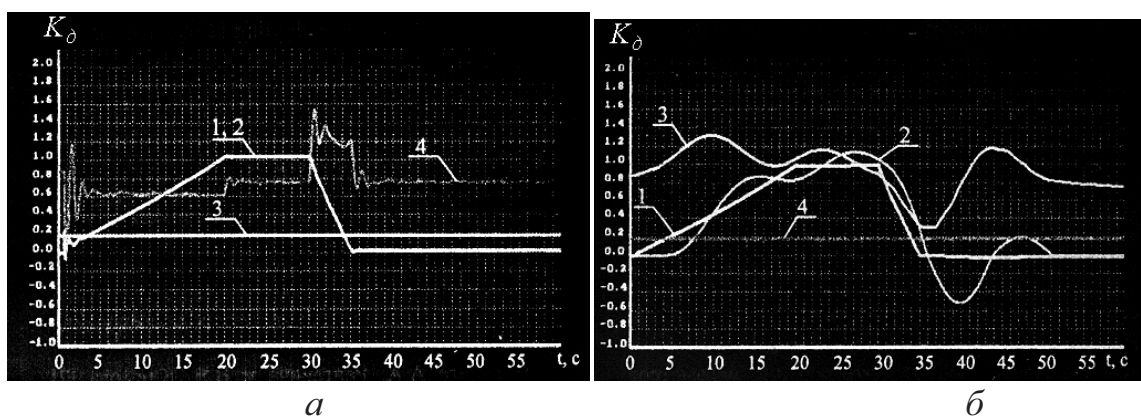


Рис. 3.14. Кривые режима торможения ДКН: а – на спуске; б – на подъёме (1, 2 – скорость шкива и состава соответственно; 3, 4 – натяжение, набегающей и сбегающей ветвей каната соответственно)

Анализ полученных зависимостей позволяет сделать следующие выводы:

- наиболее опасным с точки зрения динамического фактора является предохранительное торможение при спуске состава;
- допустимой величиной тормозного замедления следует считать:  $0,8 \text{ м/с}^2$  – при подъёме состава и  $0,5 \text{ м/с}^2$  – при его спуске;
- коэффициент неравномерности скорости состава в режиме торможения ниже, чем в режиме пуска и не превышает значения:  $k_V = 1,25$ .

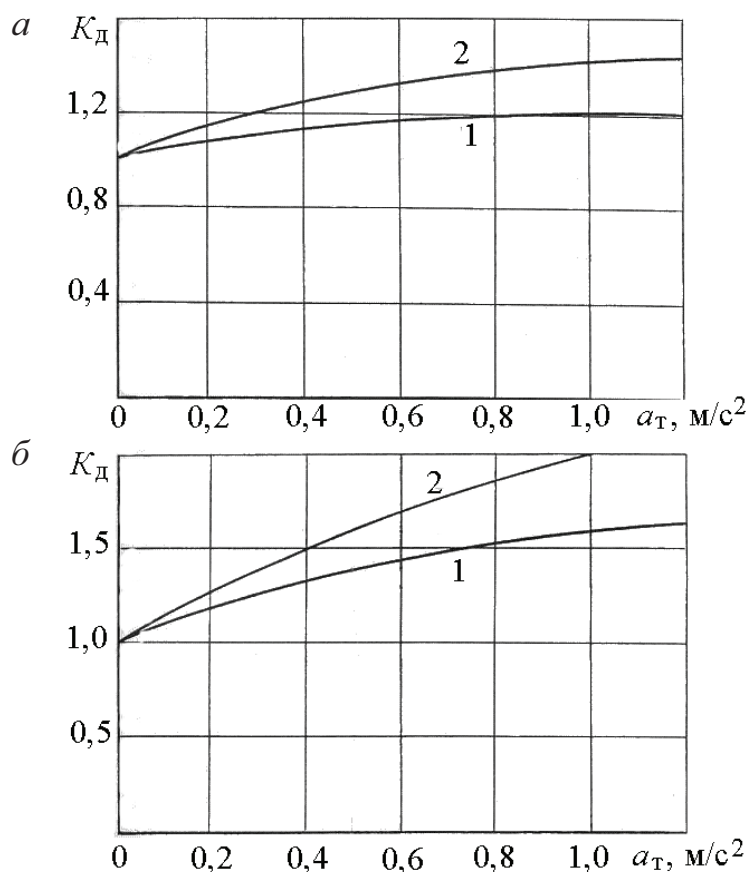


Рис. 3.15. Кривые зависимости коэффициента динамичности ( $K_d$ ) от тормозного замедления ( $a_m$ ): а – режим подъема; б – режим спуска (1 –  $\alpha = 6^\circ$ ; 2 –  $\alpha = 4^\circ$ )

### 3.3. Экспериментальное исследование канатной напочвенной дороги

Цель исследования – установление кинематических и силовых параметров ДКН в условиях эксплуатации, оценка достоверности математической модели устройства.

Объектом исследования является канатная напочвенная дорога ДКН1, предназначенная для транспортировки грузов и людей в выработках со знакопеременным профилем рельсовых путей. Технические данные установки приведены в табл. 3.1.

В процессе проведения шахтных испытаний регистрировали следующие параметры: усилия в ветвях каната до и после приводного шкива, окружную скорость движения шкива, поступательную скорость состава, перемещения натяжных грузов.

Экспериментальные исследования проведены в 911-м бортовом штреке шахты им. Сташкова ПАО «ДТЭК Павлоградуголь». Выработка имеет длину 840 м, сечение в свету  $9,5 \text{ м}^2$ . Профиль пути сложный, угол наклона изменяется от  $0^\circ$  до  $7^\circ$ . Испытательная трасса расположена между пикетами № 98 и № 108, угол наклона колеблется от  $3^\circ$  до  $4^\circ$  (рис. 3.16.). Состояние рельсового пути удовлетворительное, рельсы сухие, чистые.



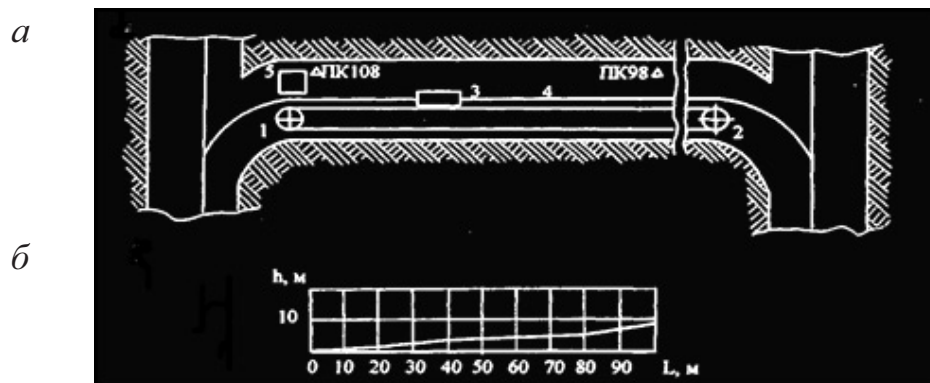


Рис. 3.16. План (а) и профиль (б) испытательной трассы: 1 – приводная станция; 2 – концевой блок; 3 – буксировочная тележка; 4 – рельсовый путь; 5 – измерительная аппаратура

На основе анализа техники измерений и тензометрирования [58, 59] спроектированы, изготовлены и протарированы датчики усилий, скорости и перемещения состава и каната. Блок-схема измерительного комплекса представлена на рис. 3.17.

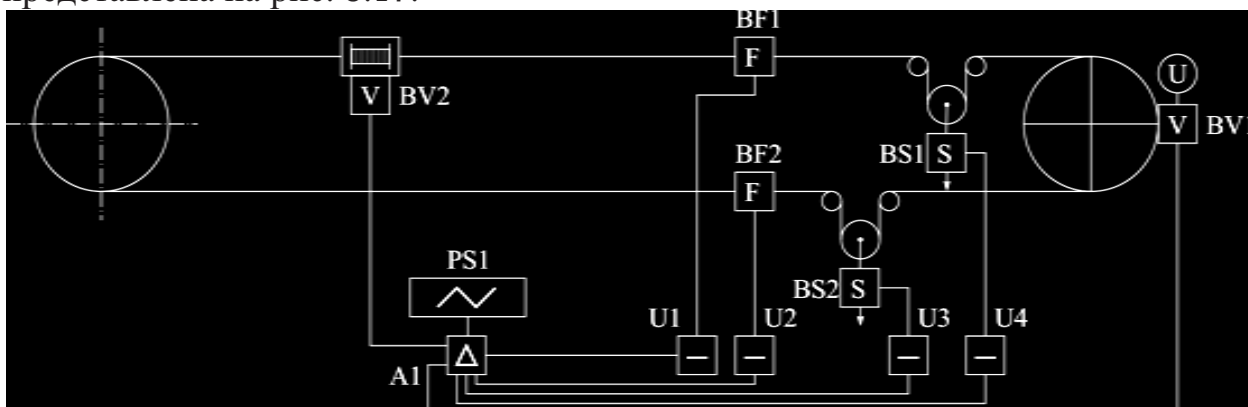


Рис. 3.17. Блок-схема измерительного комплекса аппаратуры: BV1, BV2 – датчики скорости, соответственно, шкива и состава; BF1, BF2 – датчики усилий натяжения каната; BS1, BS2 – датчики перемещения натяжных грузов; U1...U4 – источники питания датчиков; U – указатель скорости шкива; A1 – согласующее устройство; PS1 – шлейфовый осциллограф

Для измерения усилий в канате применен электротензодинамометр типа ДЭУ конструкции НГУ со специальным приспособлением для определения усилий в движущемся канате. Приспособления состоит из рамы, на ее осях с подшипниками качения вращаются три блока, на которых перегибается канат, причем средний блок через динамометр соединен с основанием рамы. Чувствительный элемент динамометра выполнен из стали 40X в виде кольца, на которое наклеены тензорезисторы, их количество и собственное сопротивление позволяет не применять тензоусилитель. Статическая характеристика измерительного канала и величины масштабных коэффициентов определены прямой тарировкой на стенде с образцовым динамометром типа ДОР – 5.

Перемещения натяжных грузов измеряли датчиками струнного типа, состоящими из отрезка нихромовой проволоки, закрепленной параллельно

траектории движения груза и ползуна, перемещающегося вместе с грузом. Датчик включен согласно полумостовой схеме и его балансировка производилась при помощи переменного резистора, включенного параллельно датчику.

Окружную скорость шкива измеряли при помощи тахогенератора постоянного тока типа ТГ-1, обремененный вал которого фрикционно связан со шкивом. Поступательную скорость буксировочной тележки измеряли таким же генератором с обремененным валом, прижатым в головке рельса. При этом электродвижущая сила на выходе из тахогенераторов должна быть пропорциональной скорости шкива и состава согласно тарировке, проведенной на токарном станке с тахометром.

Схема включения датчиков представлена на рис. 3.18. Для согласования выходных сигналов датчиков со входными каналами осциллографа служит специальное согласующее устройство, которое обеспечивает совместную работу шести динамометров, двух датчиков скорости и двух – перемещения.

Измеряемые параметры регистрировали на фотобумагу шириной 120 мм шлейфовым осциллографом типа К12-22 с электрическим отметчиком времени ЭЧ. Питание датчиков и осциллографа осуществлялась от аккумуляторных батарей напряжением 24В с различными комбинациями включения их элементов.

Взвешивание единиц подвижного состава проводили динамометром типа ДПУ-5.

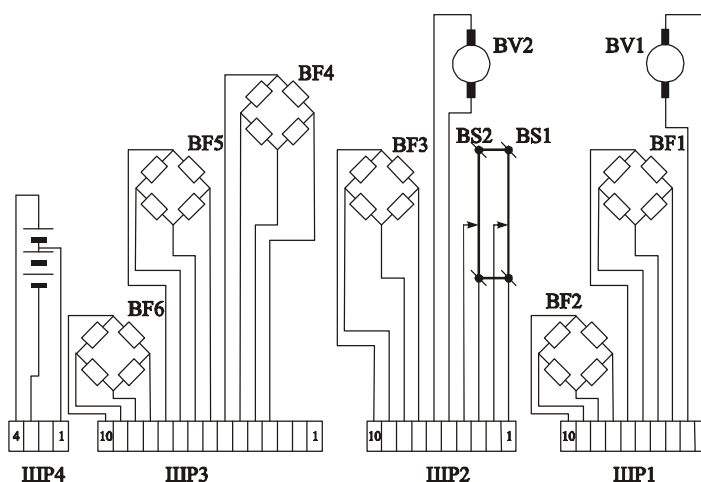


Рис. 3.18. Принципиальная схема включения датчиков

Перед началом испытаний проведено взвешивание единиц подвижного состава. Дискретные значения массы состава равны  $(10 \pm 0,1) \cdot 10^3$ ,  $(20 \pm 0,2) \cdot 10^3$ ,  $(30 \pm 0,3) \cdot 10^3$  кг.

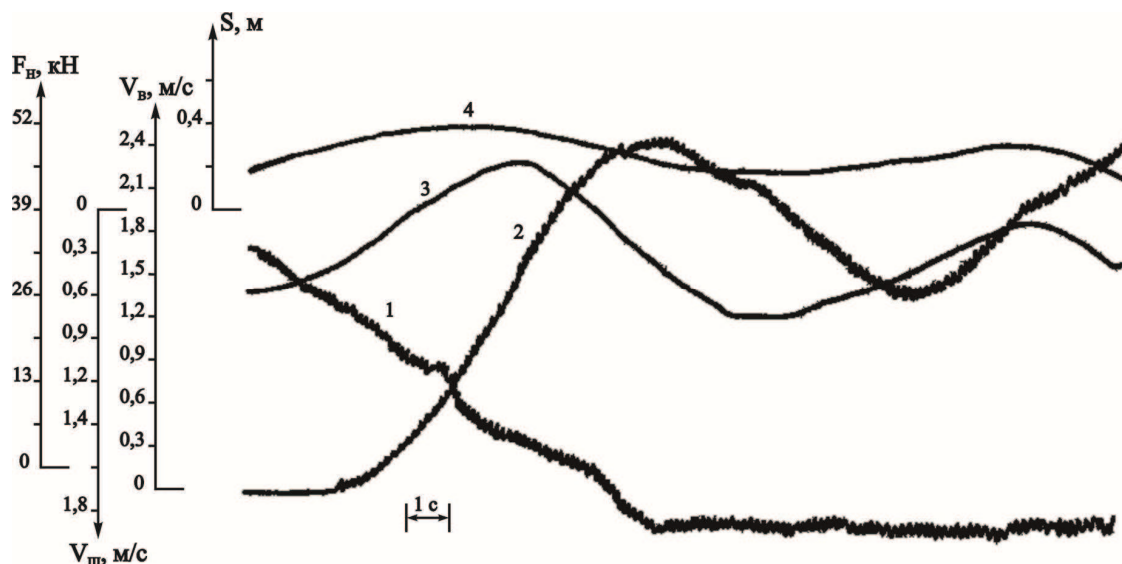
Графическая интерпретация измеряемых параметров в зависимости от времени при пуске и предохранительном торможении состава представлена на рис. 3.19.

После включения привода дороги начинается разгон шкива трения, при этом его окружная скорость изменяется по закону, близкому к линейному. Период разгона до установившейся скорости устанавливается от 5 до 50 с. В

процессе движения окружная скорость шкива изменяется незначительно (не более чем на 2 % от установившейся), что свидетельствует о жесткости характеристики приводного блока.

В набегающей на шкив ветви тягового каната при пуске возникает колебательный затухающий процесс. В период установившегося движения с постоянной скоростью натяжение этой ветви незначительно изменяется соответственно профилю пути.

а



б

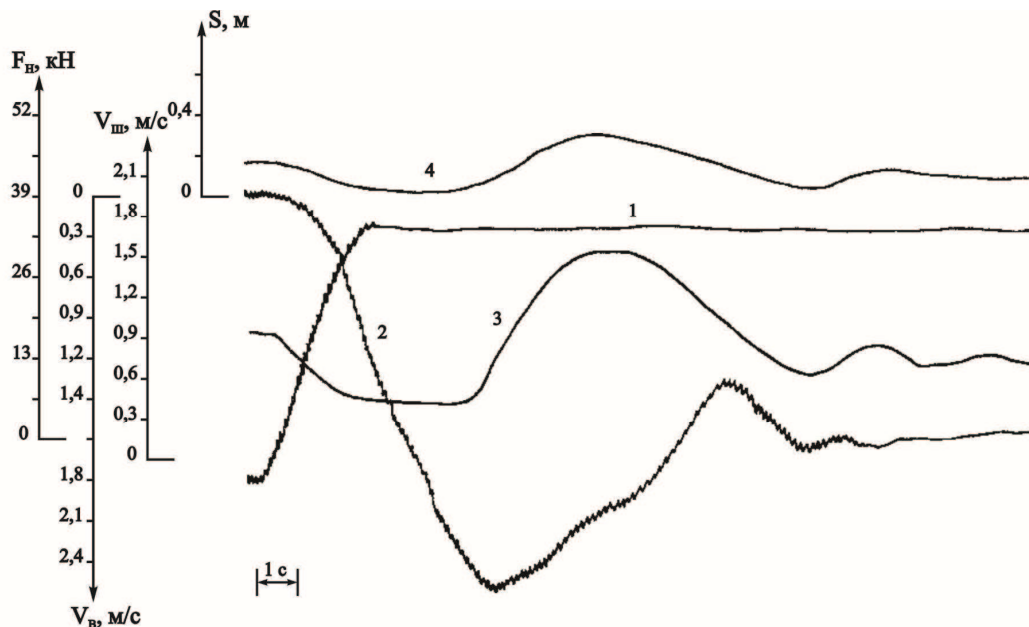


Рис. 3.19. Осциллограммы процесса (а – пуска, б – торможения): 1 – окружная скорость шкива; 2 – поступательная скорость состава; 3 – натяжение набегающей ветви каната; 4 – перемещение натяжного груза

Режим предохранительного торможения, реализуемый при помощи колодочного тормоза с пружинным замыканием, характеризуется

быстродействием от 0,5 до 1 с в зависимости от массы состава. Большие динамические усилия, возникающие в канате при торможении, наблюдаются также при движении его по спуску, одновременно собственные колебания системы “состав – канат” быстро затухают из-за открывания предохранительного клапана в нагнетательной магистрали гидросистемы.

Для каждой осциллограммы определено значение коэффициента динамичности системы по формуле (3.55).

Чтобы оценить влияние сил трения на систему определяем логарифмический декремент затухания колебаний [60], применяя следующую формулу:

$$\delta = \frac{F_1 - F_2}{F_1}, \quad (3.74)$$

где  $F_1, F_2$  – первое и второе амплитудные значения усилия соответственно.

Оценка ошибок измерений проведена в соответствии с требованиями ГОСТ 11.004-74, ГОСТ 11.002-73 и ГОСТ 8.011-72. При этом для вычисления среднего размера основной систематической погрешности обмера осциллограмм применяли формулу:

$$\Delta_0 = \frac{20(1 + 5\Delta y)}{y} + \frac{50t}{y}, \quad \%, \quad (3.75)$$

где  $y, \Delta y$  – ордината и приращение ординаты процесса, вызываемое смещением нулевой линии;  $t$  – толщина линии записи.

Погрешностью электродинамометров (тахогенераторов) является приведенная относительная ошибка масштабного коэффициента  $M$ , то есть

$$\Delta_M = \frac{S_M}{M} \cdot 100\%, \quad (3.76)$$

где  $S_M$  – среднеквадратичная ошибка масштабного коэффициента измерения, которая определяется при тарировке динамометра (тахогенератора).

Погрешностью осциллографа является максимальное отклонение от линейности его амплитудной и частотной характеристик, в частности,  $\Delta_{ос} = 2,5\%$ .

Средняя квадратичная погрешность аппаратная и обмера осциллограмм

$$\Delta_c = \sqrt{\Delta_0^2 + \Delta_M^2 + \Delta_{ос}^2}. \quad (3.77)$$

Обработка экспериментальных данных по этой методике дает максимальное значение, то есть  $\Delta_c = 5,2\%$ .

Оценка достоверности математической модели проведена при помощи дисперсионного анализа по методу Фишера в предположении, что коэффициент динамичности имеет нормальное распределение. Матрица наблюдений составлена на основании данных теоретической зависимости, представленной

на рис. 3.10. (первый уровень) и экспериментальных исследований (второй уровень).

Находим межгрупповую компоненту дисперсии следующим образом:

$$S_1^2 = \frac{1}{m-1} \sum_1^m \left( \bar{x}_i^* - \bar{x} \right)^2 = (1,632 - 1,677)^2 + (1,722 - 1,677)^2 = 3,96 \cdot 10^{-3}, \quad (3.78)$$

здесь  $m$  – число уровней ( $m = 2$ ); среднее арифметическое значение  $n$  наблюдений  $i$ -го уровня  $\bar{x}_i^* = \frac{1}{n} \sum_1^n x_i$ ; среднее арифметическое значение всей совокупности наблюдений  $\bar{x} = \frac{1}{m} \sum_1^m \bar{x}_i^*$

В числовом выражении

$$\bar{x}_1^* = \frac{1}{5} \sum_1^5 x_1^* = 1,632; \quad (3.79)$$

$$\bar{x}_2^* = \frac{1}{5} \sum_1^5 x_2^* = 1,722; \quad (3.80)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{2} \sum_1^2 \bar{x}_i^* = 1,677. \quad (3.81)$$

Внутригрупповая компонента дисперсии

$$S_2^2 = \frac{1}{m(n-1)} \sum_1^{mn} \left( x_i^* - \bar{x}_{ix} \right)^2 = 7,52 \cdot 10^{-2}. \quad (3.82)$$

Вычисляем статистику  $F$ , степени свободы которой  $k_1 = m - 1 = 1$  и  $k_2 = m(n - 1) = 8$ , по следующей формуле:

$$F = \frac{S_1^2}{S_2^2} = \frac{3,96 \cdot 10^{-3}}{7,5 \cdot 10^{-2}} = 0,0528. \quad (3.83)$$

Воспользовавшись таблицей из книги [4], находим, что критическое значение статистики  $F_\alpha = 5,32$ , если ее степень свободы  $k_1 = 1$  и  $k_2 = 8$ , а уровень значимости  $\alpha = 0,05$ . Как видим, вычисленное значение  $F$  намного меньше табличного, поэтому можно утверждать, что нулевая гипотеза не отвергается, т.е. различие данных теоретических и экспериментальных исследований не влияет на величину коэффициента динамичности, а отклонение результатов при этом не превышает 15 %.

Проведенные экспериментальные исследования позволяют сделать выводы:

– при эксплуатации ДКН коэффициент динамичности достигает следующих значений:

$k_d = 2$  при пуске и  $k_d = 2,5$  при предохранительном торможении;

– наибольшее значение коэффициента динамичности наблюдается в режиме предохранительного торможения при спуске груза;

– коэффициент неравномерности скорости состава достигает следующего значения:

$k_v = 1,7$  при пуске ДКН, и не превышает значения:  $k_v = 1,2$  при торможении;

– работа ДКН характеризуется сильным затуханием колебательного процесса (логарифмический декремент затухания  $\delta = 0,2 \dots 0,3$ );

– фактический запас прочности тяговых канатов ДКН близок к нормируемому ПБ и колеблется в пределах 5,5...7,5 единиц.

### 3.4. Выводы

Исследование динамики ДКН позволило получить следующие результаты:

1. Разработана математическая модель ДКН, учитывающая сжимаемость рабочей жидкости и изменяющийся профиль рельсового пути, обоснованы допущения этих параметров и границы их применимости.

2. Исследованы зависимости коэффициентов динамичности и неравномерности скорости состава от параметров ДКН и выработки, выделены факторы, существенно влияющие на величину этих коэффициентов.

3. Выявлено влияние коэффициента динамичности ДКН на прочность, долговечность и несколькожение каната по шкиву, определено его допустимое значение.

4. Установлено, что наименьшее значение коэффициентов динамичности и неравномерности скорости состава ДКН соответствует линейному закону изменения скорости приводного шкива.

5. Показано, что в рассматриваемых условиях эксплуатации ДКН пусковое ускорение приводного шкива не должно превышать  $0,2 \text{ м/с}^2$ , а тормозное замедление  $0,8 \text{ м/с}^2$  при подъеме состава и  $0,5 \text{ м/с}^2$  при его спуске;

6. Установлено, что в случае, когда период разгона равен либо кратен периоду вынужденных колебаний ДКН, колебательный процесс в канате фактически затухает при достижении шкивом установившейся скорости, а коэффициент неравномерности скорости состава стремится к единице.

7. Разработана методика эксперимента, спроектированы и изготовлены датчики, измерительные цепи, проведены экспериментальные исследования.

Полученные зависимости исследованы в пределах изменения массы состава от  $1 \cdot 10^4$  до  $4 \cdot 10^4$  кг, длины транспортирования от  $0,8 \cdot 10^3$  до  $3 \cdot 10^3$  м, угла наклона трассы от  $6^\circ$  до  $+6^\circ$ .



## 4. ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КАНАТА С ПОДДЕРЖИВАЮЩИМИ РОЛИКАМИ И КАНАТОВЕДУЩИМИ ШКИВАМИ

### 4.1. Обзор исследований несущей способности узлов канатных установок

Большой вклад в изучение долговечности канатов во взаимодействии с блоками (шкивами) внесли А.И. Дукельский, П.П. Нестеров, Ф. М. Глушко, Л.В. Колосов, А.И. Колчин, Н.И. Коваленко, Н.М. Белая, А.Г. Прохоренко, Р.А. Баграмов, С.Ф. Чукмасов, В.А. Иванов, В.И. Бекерский, Г.П. Ксюнин, И.А. Онишкевич и др.

В современных канатно-транспортных установках блоки (шкивы) разделяются по назначению на три типа: канатные направляющие; приводные, передающие окружное усилие посредством сцепления каната с ручьем блока; поддерживающие, которые отличаются малым углом обхвата блока канатом (канат не огибает блок, как это бывает в направляющих блоках). Для канатных направляющих и приводных блоков параметром, который ограничивает напряжение изгиба каната является отношение  $D/d \geq e$ , где  $e$  – коэффициент, зависящий от типа подъемно-транспортных машин [61]. Применительно к различным типам установок этот коэффициент колеблется от 16 до 100. Исследованиями А.И. Дукельского [62], Н.М. Белой и А.Г. Прохоренко [63] установлено, что повышение долговечности канатов примерно соответствует квадрату изменения соотношения  $D/d$ . Очевидно, что для обеспечения высоких показателей надежности установок канатного транспорта необходимо при их конструировании стремиться к большим значениям отношений  $D/d$ , однако это требование не всегда выполнимо к условиям эксплуатации канатно-транспортных установок, которые работают в ограниченном пространстве подземных выработок.

Значительное влияние на долговечность каната оказывает частота и направление его перегибов на блоках. Исследования на испытательной машине, проведенные В.И. Бекерским [35], показали уменьшение долговечности канатов на 50 % при увеличении частоты перегибов каждого с 40 до 200 в минуту, что подтверждается также зарубежной практикой [65].

Кроме отношения  $D/d$  и частоты перегибов каната, на его долговечность существенно влияет угол  $\alpha$  обхвата блока канатом. На основании исследований, Т.М. Туманяна [66] был сделан вывод о значительном росте долговечности канатов, если угол обхвата блока канатом не достигает  $10^\circ$ . Этот автор вводит понятие "критический угол обхвата" канатом блока, уменьшение которого вызывает резкое возрастание долговечности.

В работах С.Т. Сергеева [67] предложена формула для определения критического угла обхвата, а именно:

$$\alpha_k = \frac{720t}{\pi n_{\Pi} D},$$

где  $t$  – шаг свивки прядей каната;  $n_{\Pi}$  – число прядей каната.

Аналогичные исследования проведены также И.А. Окишкевичем [68] в отношении блоков малого диаметра, используемых в тросовых проводках самолетов. Ученый вывел следующую зависимость для определения критического угла обхвата канатом блока:

$$\alpha_k = \frac{5t}{K_H D}$$

где  $K_H$  – число наружных прядей в свивке;  $D$  – диаметр блока.

Согласно нормативам [51] при работе передвижных, вспомогательных и маневровых лебедок, а также направляющих шкивов наклонных подъемных установок, если угол обхвата шкива канатом не достигает  $15^\circ$ , отношение  $D/d$  не ограничивается.

А.И. Дукельский [62] сделал вывод о том, что при величине угла обхвата менее  $4^\circ$  канат не облегает блок малого диаметра, поэтому возникают условия, аналогичные изгибу несущего каната под колесом вагонетки подвесной канатной дороги. В этом случае диаметр блока не сказывается на величине контактных напряжений. Автором предложена формула для определения среднего (условного) давления каната на поверхность блока, то есть

$$p = \frac{\pi}{2} \psi_c \frac{d}{D} \sigma_p,$$

где  $\psi_c$  – коэффициент заполнения площади поперечного сечения каната;  $\sigma_p$  – напряжение растяжения.

Для снижения контактных напряжений А.И. Дукельский рекомендует увеличить диаметр проволоки каната, уменьшить модуль упругости материала обода и применить канавки на рабочей поверхности блока.

Влиянию контактных напряжений на канат посвящена работа Н.И. Коваленко [69], в которой делается вывод об увеличении абразивного износа каната вследствие повышения удельного давления его проволок на блок. В результате экспериментальных исследований автором были определены параметры контакта каната с блоком и предложено определять величину малой полуоси эллипса контактных напряжений по формулам Герца, а в качестве расчетной схемы взаимодействия каната с блоком использован контакт цилиндра с плоскостью.

Исследование взаимодействия каната крестовой свивки с металлической футеровкой направляющих шкивов проведено в работе Н.П. Гавриша [70]. При решении контактной задачи для системы «проволока каната – обод шкива» автор пользуется теорией Беляева – Герца, относящейся к взаимодействию двух цилиндрических тел с параллельными осями, и приходит к выводу о

нецелесообразности использования металлической футеровки блоков ввиду высоких контактных напряжений, разрушающих ее.

Под руководством Г.П. Ксюнина [71] выполнены исследования по изучению влияния удельных давлений на кинетику разрушения проволок каната на блоке. В работе рассматриваются три случая, когда предел упругости контактной проволоки выше, равен или ниже предела упругости материала блока. В первом случае на рабочей поверхности блока остаются следы проволок каната – блок испытывает упругопластические деформации, а канат разрушается вследствие попадания проволок на гребни между вмятинами на блоке. В случае равенства пределов упругости в месте контакта не остается заметных следов деформации. Наиболее благоприятные, по мнению авторов, те условия контакта, при которых проволоки каната претерпевают пластические деформации, а поверхность блока – только упругие. Аналогичный вывод получен Х. Мюллером в работе [72].

Кроме того, на основании изучения износа копровых шкивов Г.П. Ксюнин делает вывод о том, что при отсутствии взаимного перемещения каната и опорной поверхности блока не может быть истирания. Такой вид износа, при котором на поверхности блока повторяется рельеф прядей каната, автор классифицирует как усталостное выкрашивание чешуек металла под действием высоких контактных напряжений.

В исследованиях С.Ф. Чукмасова и И.П. Землякова [73] предложено следующее выражение для определения удельных давлений применительно к паре "блок – канат":

$$q = 0,7 \sqrt{\frac{P}{R_b n r}} \sqrt{\frac{E_b E_k}{E_b + E_k}},$$

где  $P$  – натяжение каната;  $R_b$  – радиус блока;  $n$  – число контактирующих с блоком проволок на участках касания;  $r$  – радиус сечения проволок каната;  $E_b$ ,  $E_k$  – модуль упругости материала блока и каната соответственно.

На основании анализа механических свойств различных материалов эти авторы рекомендуют для увеличения долговечности канатов применять мягкие футеровки.

В.Л. Белым и А.Ф. Самарским [74] теоретически исследовано удельное давление канатов на направляющие шкивы шахтных подъемных установок и сделан вывод о том, что его значение не зависит от угла обхвата шкива канатом. Авторы разработали номограмму для определения удельных давлений каната на футеровку для различных значений отношения  $D/d$ , коэффициентов запаса прочности и типов каната.

Исследованию долговечности несущих канатов подвесных лесотранспортных установок посвящена работа В.Г. Каплуна [75], в которой отмечается, что наличие канавки на колесе грузовой вагонетки способствует увеличению срока службы и каната, и колеса, а также рекомендуется рациональная форма этой канавки – комбинированная, твердость поверхности которой по Бринелю составляет не менее  $4 \cdot 10^9$  Па (легированная сталь с термообработкой).

В момент формирования на блоке изгиба каната в нем возникают дополнительные усилия, которые составляют, по мнению Ф.М. Глушко и Х.В. Хоанга [76] до 25 %, а по данным исследований С.Т. Сергеева [67] – до 50 % от основного растягивающего усилия.

Таким образом, на основании анализа литературных источников, в которых было изучено взаимодействие тягового каната и блока (шкива, ролика), можно сделать следующие выводы:

1. Многочисленные исследования долговечности канатов рассматривают различные канатно-транспортные установки, в частности портовые, кабельные, лесотранспортные, бурильные, шахтные подъемные, а также грузоподъемные краны.

2. Все исследователи отмечают, что на долговечность каната отрицательно влияет снижение величины отношения диаметра блока к диаметру каната и увеличение числа его перегибов. При этом, по их мнению, механизм разрушения объясняется действием изгибных напряжений.

3. Относительно влияния на долговечность блока угла его обхвата канатом, мнения исследователей не столь однозначны, поскольку критическая величина этого параметра трактуется ими по-разному. Однако, можно считать, что при значениях угла обхвата ниже  $3^\circ$  долговечность каната значительно увеличивается вследствие снижения изгибных напряжений.

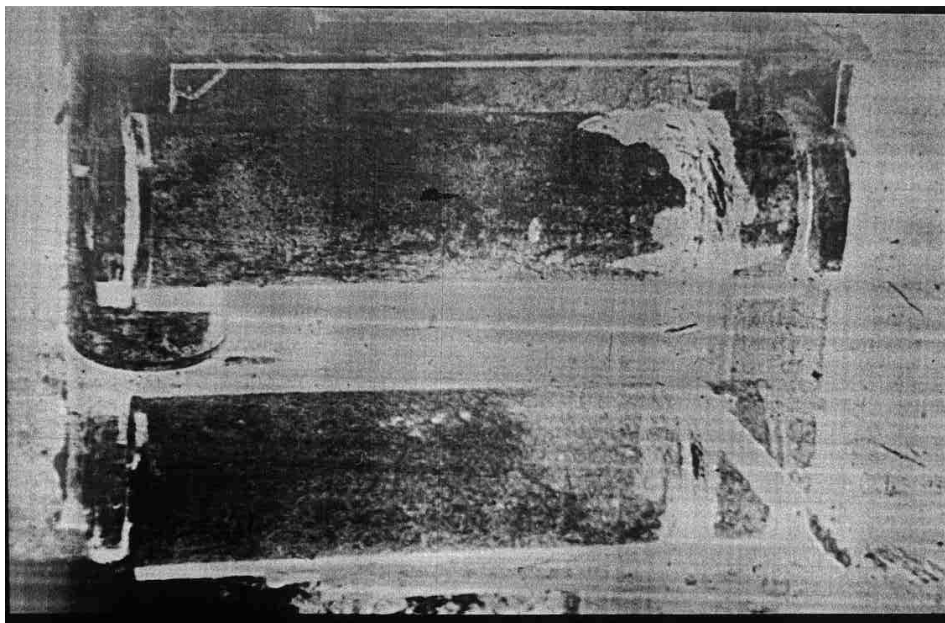
4. В работах, посвященных изучению действия контактных напряжений, возникающих между канатом и опорной поверхностью блока, сделан упор на их снижение при помощи введения мягких футеровок, увеличения диаметра проволок каната, а также за счет повышения поверхностной твердости обода и выполнения на нем канавки.

5. Процесс износа канатопроводящих и канатонаправляющих шкивов большого диаметра исследован применительно к шахтному подъему и лесотранспортным установкам, однако, этого нельзя сказать о роликах небольшого диаметра, на которых канат изгибается под критическим либо близким к нему углом, что характерно именно для канатных напочвенных дорог.

#### **4.2. Геометрические и силовые параметры контакта между элементами ДКН**

Как отмечалось в главе 1, поддерживающие ролики и тяговые канаты ДКН имеют низкую надежность (коэффициент относительного числа отказов равен 0,3 и 0,2 соответственно). В процессе эксплуатации ролики подвергаются интенсивному износу, характер которого свидетельствует о наличии высоких контактных напряжений (рис. 4.1), а тяговый канат изнашивается вследствие межвиткового трения и поперечного сползания по рабочей параболической поверхности канатопроводящего шкива, а также под действием процессов фреттинг-коррозии.





*Рис. 4.1. Общий вид поддерживающего устройства ДКН после 300 часов эксплуатации*

Целью исследования является повышение долговечности роликов поддерживающих устройств и тяговых канатов ДКН.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- проанализировать напряжения в зоне контакта роликов и тягового каната; разработать технические решения по снижению износа их рабочей поверхности;
- экспериментально исследовать предложенные решения в условиях эксплуатации ДКН.

Наличие высокой осевой нагрузки (до 50 кН) на канат, нестационарный режим работы ДКН вследствие изменяющегося профиля пути, приводит к тому, что зона контакта ролика и каната постоянно испытывает воздействие нормальных и касательных статических, а также пульсирующих динамических нагрузок. Исследования [77, 78] свидетельствуют, что наиболее неблагоприятные условия для контактирующих тел создаются вблизи границы контура контакта. Периодическое раскрытие стыка поверхностей создает благоприятные условия для контактной коррозии. Процессы пластического смятия происходят в зоне контакта под действием изменяющейся осевой силы, а взаимное проскальзывание при постоянном наличии в зоне контакта абразивных частиц ведет к истиранию.

В современных напочвенных канатных дорогах применяются цилиндрические поддерживающие ролики небольшого диаметра (80...150 мм). В качестве тяговых используются канаты параллельной, реже крестовой свивки диаметром 18...26 мм. Диаметр проволоки в их наружном слое составляет от 0,8 до 2,0 мм. Эти канаты снабжены органическим сердечником. Проанализируем силовое взаимодействие проволоки каната с поверхностью ролика (рис. 4.2).

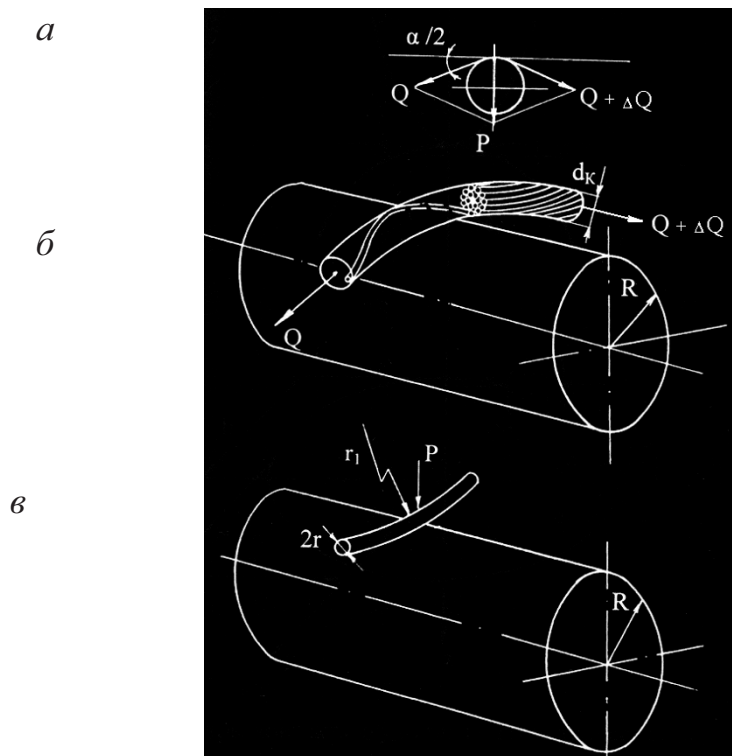


Рис. 4.2. Схема силового контакта: а, б – каната с роликом; в – проволоки каната с роликом

Отметим, что впервые контактные напряжения и деформации были рассчитаны Г. Герцем при помощи метода теории упругости. Далее этот метод разрабатывали А.Н. Динник и Н.М. Беляев, учитывая следующие предположения:

- напряжения в зоне контакта не превышают предела упругости; площадки контакта малы по сравнению с поверхностями соприкасающихся тел;
- силы давления, распределенные на поверхности контакта, нормальны к этой поверхности;
- деформации каната в период взаимодействия отсутствуют.

На рис. 4.2. используем такие обозначения:  $Q$  – сила натяжения каната;  $P$  – нормальная сила, прижимающая проволоку каната к поверхности ролика;  $T$  – касательная сила, направленная вдоль оси каната ( $T = fP$ );  $f$  – коэффициент трения;  $r$  – радиус сечения проволоки;  $r_1$  – радиус кривизны проволоки в канате;  $R_1$  – радиус канавки ролика (в случае, если она имеется);  $R$  – радиус рабочей поверхности ролика.

Недеформированные поверхности двух тел вблизи точки касания (рис. 4.3, а) с достаточной точностью можно заменить двумя поверхностями второго порядка, которые характеризуется следующим уравнением [78]:

$$Z_1 + Z_2 = Ax^2 + By^2, \quad (4.1)$$

где  $Z_1, Z_2$  – расстояние между точками на поверхности тел;  $x, y$  – координаты точек, лежащих в плоскости контактной площадки;  $A, B$  – постоянные коэффициенты, которые зависят от значений кривизны поверхности и угла



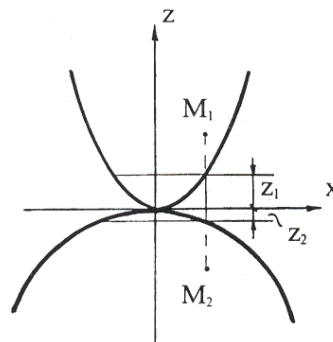
между плоскостями главной кривизны соприкасающихся тел, то есть

$$A + B = \frac{1}{2} (\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}), \quad (4.2)$$

$$B - A = \frac{1}{2} [(\rho_{11} - \rho_{12})^2 + (\rho_{21} - \rho_{22})^2 + 2(\rho_{11} - \rho_{12})(\rho_{21} - \rho_{22}) \cos 2\psi]^2,$$

где  $\rho_{11}, \rho_{12}, \rho_{21}, \rho_{22}$  – соответственно, максимальные и минимальные значения кривизны поверхностей;  $\psi$  – угол между плоскостями кривизны  $\rho_{11}$  и  $\rho_{21}$ .

а



б

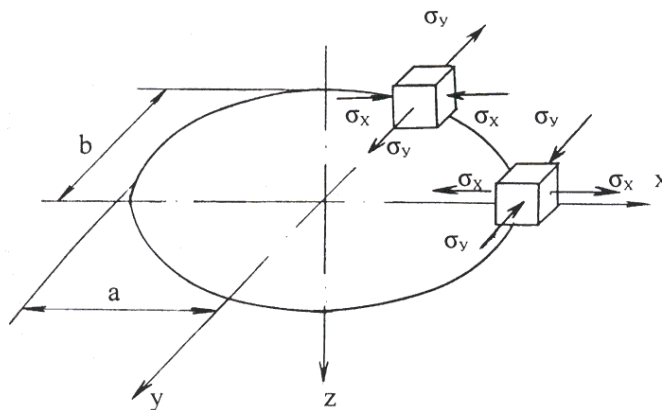


Рис. 4.3. Параметры контакта двух тел: а – геометрическая форма контакта; б – напряжения в точках контура

Максимальное давление на площадке касания

$$p_0 = \frac{3 P_{\max}}{2 F} = \frac{3 P_{\max}}{2 \pi a b}, \quad (4.3)$$

где  $P_{\max}$  – усилие, действующее на наиболее нагруженную проволоку;  $F$  – площадь пятна контакта;  $a, b$  – длина полуосей эллиптической площадки касания.

Размеры эллиптической площадки касания определяется по следующим выражениям:

$$\begin{aligned}
 a &= n_a \sqrt[3]{\frac{3 \eta P_{\max}}{4 A+B}}; \\
 b &= n_b \sqrt[3]{\frac{3 \eta P_{\max}}{4 A+B}}.
 \end{aligned}
 \tag{4.4}$$

Коэффициенты  $n_a$  и  $n_b$  находятся с помощью таблиц в зависимости от угла  $\psi$  между основными плоскостями кривизны обеих поверхностей, которую определяют из следующего соотношения:

$$\cos \psi = \frac{B-A}{B+A},
 \tag{4.5}$$

а также от значения упругой постоянной соприкасающихся тел, то есть

$$\eta = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} - \frac{1-\mu_2^2}{E_2},
 \tag{4.6}$$

где  $\mu_1, \mu_2, E_1, E_2$  – коэффициенты Пуассона и модули упругости сжимаемых тел соответственно.

Подставляя выражение (4.4) в (4.3), получим, что

$$p_0 = \frac{1}{\pi n_a n_b} \sqrt[3]{\frac{6 P_{\max} (A+B)^2}{\eta^2}}.
 \tag{4.7}$$

Выражение (4.2) можно привести к следующему виду:

$$A+B = \frac{\rho_{11}}{2} \left( 1 + \frac{\rho_{21}}{\rho_{11}} + \frac{\rho_{22}}{\rho_{11}} + \frac{\rho_{12}}{\rho_{11}} \right),
 \tag{4.8}$$

где  $\rho_{11} = \frac{1}{r}$ ;  $\rho_{21} = \frac{1}{R}$ ;  $\rho_{22} = -\frac{1}{R_1}$ ;  $\rho_{12} = \frac{1}{r_1}$ .

Для применяемых тяговых канатов и роликов ДКН указанные параметры находятся в таких пределах:  $r = 0,5 - 1,0$  мм;  $R = 45 - 60$  мм;  $R_1 = \infty$  (канавка отсутствует);  $r_1 = 20 - 30$  мм. Учитывая, что  $\frac{1}{r} \gg \frac{1}{r_1} \gg \frac{1}{R} \gg \frac{1}{R_1}$ , а отношения

$\frac{\rho_{21}}{\rho_{11}}, \frac{\rho_{22}}{\rho_{11}}, \frac{\rho_{12}}{\rho_{11}}$  близки к нулю, с достаточной для практических расчетов степенью точности можно принимать, что

$$A+B \approx \frac{\rho_{11}}{2} = \frac{1}{2r}.
 \tag{4.9}$$

Подставляя формулу (4.9) в (4.7), получим следующий результат:

$$p_0 = 0,63Cn_p \sqrt[3]{\frac{P_{\max}}{r^2}}, \quad (4.10)$$

где  $C$  – коэффициент, который зависит от материалов контактирующей пары.

Поскольку  $\mu_1^2 \ll 1$  и  $\mu_2^2 \ll 1$ , то

$$C = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{6}{\eta^2}} = 0,58 \sqrt[3]{\left(\frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}\right)^2}, \quad (4.11)$$

$$n_p = \frac{1}{n_a n_b}, \quad (4.12)$$

где  $n_p$  – геометрический параметр, который характеризует значения кривизны соприкасающихся тел [82].

Таким образом, максимальное контактное напряжение для пары «проволока – ролик»

$$p_0 = 0,365 n_p \sqrt[3]{\left(\frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}\right)^2} \sqrt[3]{\frac{P_{\max}}{r^2}}. \quad (4.13)$$

Размеры площадки контакта

$$a = 1,14 n_a \sqrt[3]{\left(\frac{E_1 + E_2}{E_1 E_2}\right) P_{\max} r},$$

$$b = 1,14 n_b \sqrt[3]{\left(\frac{E_1 + E_2}{E_1 E_2}\right) P_{\max} r}. \quad (4.14)$$

Напряженное состояние в точках контура эллиптической площадки контакта характеризуется напряжениями [79 – 81], представленными на рис. 4.3, б, причем

$$\sigma_x = -p_0(1-2\mu) \frac{\beta}{e^2} \left[ 1 - \frac{x}{ae} \operatorname{arcth} \frac{ex}{a} - \frac{by}{be} \operatorname{arctg} \frac{ey}{b\beta} \right], \quad (4.15)$$

$$\sigma_y = -p_0(1-2\mu) \frac{\beta}{e^2} \left[ 1 - \frac{x}{ae} \operatorname{arcth} \frac{ex}{a} - \frac{by}{be} \operatorname{arctg} \frac{ey}{b\beta} \right], \quad (4.16)$$

$$\tau_{xy} = -p_0(1-2\mu) \frac{\beta^2}{e^2} \frac{xy}{ab} \left[ \frac{x}{ae} \operatorname{arcth} \frac{ex}{a} - \frac{by}{be} \operatorname{arctg} \frac{ey}{b\beta} \right], \quad (4.17)$$

здесь  $\beta = \frac{b}{a}$ ;  $e^2 = 1 - \beta^2$ .

Как видим, во всех точках контурного эллипса площадки контакта имеет место плоское напряженное состояние.

Причем, если  $x = a$ ,  $y = 0$  (конец большой полуоси), то касательное напряжение

$\tau_{xy} = 0$ , а нормальные напряжения

$$\sigma_x = -\sigma_y = -p_0(1 - 2\mu) \frac{\beta}{e^2} \left[ 1 - \frac{1}{e} \operatorname{arcth} e \right]. \quad (4.18)$$

Очевидно, что в конечных точках большой оси эллипса параллельно ей будет наблюдаться растяжение, а в перпендикулярном направлении – сжатие. Аналогично, в конечных точках малой полуоси ( $x = 0$ ,  $y = b$ ) также отсутствуют касательные напряжения, причем главные напряжения

$$\sigma_x = -\sigma_y = -p_0(1 - 2\mu) \frac{\beta}{e^2} \left[ 1 - \frac{\beta}{e} \operatorname{arcth} \frac{e}{\beta} \right]. \quad (4.19)$$

В случае, если площадки контакта имеют эллиптическую форму, то во всех точках контура будет иметь место двухосное напряженное состояние, называемое чистым сдвигом. Максимальное касательное напряжение (если  $\mu = 0,3$ )

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = 0,133p_0. \quad (4.20)$$

Согласно гипотезе наибольших касательных напряжений эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 2\tau_{\max}, \quad (4.21)$$

где  $\sigma_1$ ,  $\sigma_3$  – наибольшее и наименьшее из трех главных напряжений, соответственно.

Проверка прочности при контактных напряжениях производится по следующему условию [49]:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = m\sigma_{\max} \leq [\sigma], \quad (4.22)$$

откуда

$$\sigma_{\max} \leq \frac{1}{m} [\sigma] = [\sigma]_{\text{КОНТ}}, \quad (4.23)$$

где  $[\sigma]_{\text{КОНТ}}$  – наибольшее допустимое напряжение в месте контакта ( $[\sigma]_{\text{КОНТ}} = [\sigma] / m$ );  $m$  – коэффициент, зависящий от величины отношения полуосей эллиптической площадки контакта.

Воспользовавшись формулами Герца – Беляева для контакта тел различной конфигурации [82 – 84] и формулами (4.13) и (4.16), а также задавшись

следующими значениями параметров: модули упругости  $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5$  Па; коэффициенты Пуассона  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ ; радиус ролика  $R_1 = 0,045$  м; радиус каната  $r' = 1 \cdot 10^{-2}$  м; радиус проволоки каната  $r = 0,5 \cdot 10^{-4}$  м; радиус шкива  $R = 0,5$  м, нормальная сила (рис. 3.2, б)  $P = 2Q \cdot \sin \alpha / 2$ ;  $\alpha$  – угол отклонения каната на ролике ( $\alpha = 6^\circ$ ), определим напряжения, действующие в контакте (табл. 4.1).

Сравнивая расчетные значения максимальных контактных напряжений с допустимыми, в частности,  $[\sigma]_{\text{конт}} = 1000$  МПа для стали 30, из которой изготовлена труба ролика, можно сделать следующие выводы:

- в случае контакта каната (как сплошного стержня) с роликом напряжения, возникающие в зоне контакта, превосходят допустимые более чем в 2 раза, а при контакте одной проволоки каната с роликом – более чем в 4 раза;
- наличие канавки на рабочей поверхности ролика снижает контактные напряжения, однако, с учетом реальных размеров контактирующих тел, их значения будут выше допустимых в 1,2 раза;

Таблица 4.1

Расчетные контактные напряжения в элементах ДКН

Контактирующие поверхности	Максимальное контактное напряжение, МПа	Допускаемое максимальное давление, МПа
Стальной канат – ролик	2600	1000
Проволока каната – ролик	4700	то же
Стальной канат – ролик с канавкой	1200	то же
Плоский канат – ролик	300	то же
Стальной канат – футерованный ролик	30	3,2
Стальной канат – футерованный шкив трения	3	то же

– применение плоского каната позволяет снизить напряжения в несколько раз по сравнению с допустимыми;

– в случае применения для ролика резиновой футеровки напряжения в ней превосходят допустимые в 10 раз, а для канатоведущего шкива их значения оказываются ниже допустимых.

Расчеты, приведенные для условия, когда суммарный угол перегиба каната на серийном ролике составляет не более  $1,5^\circ$ , показывают, что максимальные контактные напряжения не превосходят допустимых.

Подробная классификация способов снижения износа рабочей поверхности элементов ДКН представлена на рис. 4.4.





Рис.4.4. Способы снижения износа рабочей поверхности элементов ДКН

### 4.3. Экспериментальное исследование взаимодействия каната с роликом

Объектом экспериментального исследования является ролик поддерживающего устройства в зоне его контакта с тяговым канатом. Устройство (рис. 4.5) предназначено для направления и поддержания ветви замкнутого тягового каната, который располагается сбоку от рельсового пути. Устройство включает сварной корпус 1, в котором укреплены два вертикальных 3 и два горизонтальных 2 ролика диаметром 90 мм, образующих замкнутый контур. Вертикальный ролик, расположенный со стороны рельсового пути, подвешен шарнирно и отклоняется внутрь контура при воздействии на него приводного рычага буксировочной тележки. После прохода рычага отклоняющийся ролик возвращается в первоначальное положение под действием собственного веса, ограничивая движение каната внутри замкнутого контура.

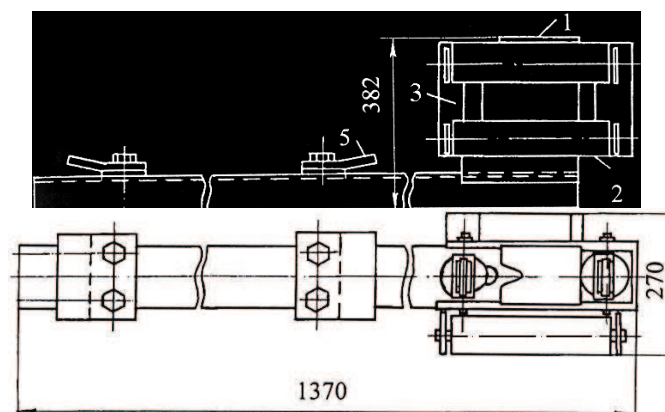


Рис. 4.5. Схема устройства, поддерживающего ДКН

Устройство расположено на шпале 4, которая представляет собой отрезок швеллера с приваренными к нему двумя рельсовыми подкладками. К подкладкам присоединены прижимы 5 на болтах, которые охватывают подошвы рельсов при их размещении на шпале.

Согласно правилам эксплуатации допустимый угол перегиба каната на устройстве составляет  $6^\circ$ .

Обычно испытания на износ проводятся с применением специальных машин в лабораторных условиях [85]. При этом износ измеряется в линейных либо весовых единицах. Однако лабораторные испытания не позволяют воссоздать все условия реальной эксплуатации узлов шахтной установки (влажность атмосферы, агрессивность шахтных вод, абразивность частиц породы и угля и т. д.). Поэтому наиболее корректным, с точки зрения учета этих условий, можно считать шахтный эксперимент, проведенный в данном исследовании.

В качестве экспериментальных применяются ролики, опорная поверхность, которых футерована резиной и легированной сталью, обработана при помощи электроискрового легирования, электродуговой металлизации и ударно-волнового упрочнения [86].

Для мягкой футеровки роликов была применена резина марки МП 10283 (ТУ38–105376–72), которая соединялась с опорной поверхностью методом горячей вулканизации в лаборатории Днепропетровского института резинотехнических изделий.

Поверхность другого ролика была залегирована твердым сплавом ВК8 в лаборатории кафедры технологии горного машиностроения НГУ на установке электроискрового легирования типа "Электрон". Электрические режимы обработки следующие: напряжение 200 В, емкость конденсатора 200 мкФ, ток короткого замыкания 3 А.

Измерение микротвердости упрочненных сплавов показывает, что на одной и той же поверхности значение этого параметра различны. Таким образом, можно предположить, что поверхностный слой состоит из мягкой основы с вкраплениями мелкозернистых карбидов, обладающих высокой твердостью. Благоприятное сочетание мягкой основы и твердых вкраплений придает поверхности высокую износоустойчивость, однако ее количественную характеристику возможно определить только в процессе испытаний экспериментальных образцов в шахтных условиях.

В последнее время широкое применение получила металлообработка поверхностей путем ударно-волнового упрочнения с помощью взрыва [87 – 89]. В установках для упрочнения металла роликов использовался аммонит марки 6 ЖВ (схему заряда см. на рис. 4.6).

Чтобы предотвратить деформацию средней части трубы ролика, внутрь ее был помещен металлический стержень 1 диаметром 56 мм, пространство между ним и стенкой трубы заполнялось водой 2. Нижняя часть ролика закрывалась герметичным поддоном 6 при помощи болта. Герметичность обеспечивалась путем заделки всех швов специальным составом. На поверхность ролика

укладывались два слоя детонирующего шнура 3, концы которого выводились на верхний торец ролика. Затем устанавливался картонный кожух 5 и между ним и детонирующим шнуром располагалось взрывчатое вещество 4. Зарядка и подготовка образцов к взрыву осуществлялось на участке взрывных работ ОАО «Днепропетровский металлургический завод им. Г.И. Петровского». Взрыв был проведен в специально оборудованной броневой яме на территории этого предприятия. В результате обработки взрывом максимальное уменьшение диаметра образцов в средней части составило 1,2 мм, максимальное удлинение трубы – 3,5 мм, изменение диаметра посадочных мест для подшипников не наблюдалось, поверхностная твердость увеличилась по сравнению с исходной от 132...140 НВ до 150...165 НВ.

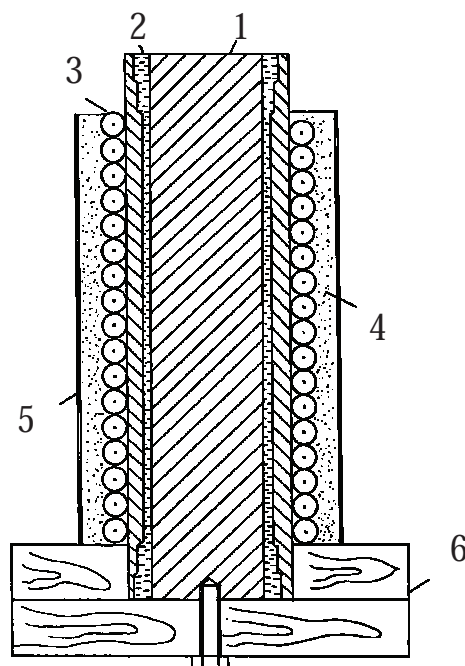


Рис. 4.6. Схема установки для ударно-волнового упрочнения ролика: 1 – стержень; 2 – вода; 3 – детонирующий шнур; 4 – аммонит; 5 – кожух; 6 – поддон

Для исследования влияния контактных напряжений на рабочую поверхность ролика с высокой твердостью, его труба изготавливалась из легированной стали марки 45 X, а потом подверглась термообработке, пока твердость поверхности не достигла 300 НВ.

Кроме перечисленных, в эксперименте были использованы ролики, поверхность которых обрабатывалась методом электродуговой металлизации. Сущность метода заключается в нанесении на деталь частиц расплавленного электрической дугой электрометаллизатора [90, 91] при помощи струи сжатого воздуха, что обеспечивает высокую прочность соединения с основой – трубой ролика. Упрочнение ролика выполнено на промышленной установке типа УДМ – 4 в научно-исследовательской лаборатории плазменного напыления Приднепровской академии строительства и архитектуры с использованием износостойкой нихромовой проволоки диаметром 1,8 мм, частицы которой в расплавленном состоянии подаются сжатым воздухом под давлением 0,5 –

0,6 МПа на вращающийся ролик, очищенный пескоструйным методом.

Режим напыления предусматривал следующие параметры: сила тока 140 – 180 А, напряжение 38 В, скорость вращения образца 50 об/мин, толщина наносимого слоя 2 мм. При таком режиме обработки достигается твердость поверхностного слоя до 48 единиц HRC.

Поскольку критерии оценки долговечности роликов могут быть определены только в реальных производственных условиях, то для проведения эксплуатационных испытаний спроектирован и изготовлен стенд (рис. 4.7), который состоит из рамы с установленными на ней роликами. Ролики расположены таким образом, что на крайнем из них канат изгибается под углом 3°, на остальных угол перегиба каната составляет 6°, что соответствует максимальному значению угла обхвата канатом ролика согласно руководству по эксплуатации канатных дорог. Благодаря такой конструкции стенда обеспечивается полная идентичность в условиях испытаний всех роликов, кроме крайних.

В качестве входной переменной принимается величина пробега канатной напочвенной дороги, в качестве выходной – величина износа опорной поверхности ролика

Ролики, установленные на стенде, подвергаются износу вследствие воздействия на них нагрузки от каната, натяжение которого изменяется в зависимости от массы транспортируемого груза от 5 до 20 кН, расстояние транспортирования при этом остается неизменным – 800 метров.

Периодичность замеров устанавливалась на основании анализа данных о долговечности серийных роликов и составила 20 – 30 дней.

Местом установки экспериментального испытательного стенда был выбран магистральный откаточный штрек №1 пласта С<sub>5</sub> шахты "Павлоградская" длиной 800 метров, имеющий сечение в свету 14,5 м<sup>2</sup>, закрепленный арочной крепью. Уклон рельсового пути колеблется от 5 до 50 ‰, при этом в плане выработка прямолинейна. Стенд прикреплялся к деревянным шпалам при помощи костылей на расстоянии двух метров от привода, диаметр тягового каната составил 18 мм, максимальное натяжение – до 30 кН. Установка транспортирует горную массу, извлеченную в процессе проходки дренажного и бортового штреков, а также доставляет материалы и оборудование в эти забои.

При испытаниях роликов на износ в шахтных условиях на специальном стенде измерения проводились в линейных единицах при помощи микрометра с ценой деления 0,02 мкм. Измерению подлежит диаметр ролика в месте контакта его с тяговым канатом в трех диаметральных сечениях, отстоящих друг от друга на 120°. По данным измерений определялся линейный износ ролика следующим образом:

$$\Delta d = d_1 - d_2,$$

где  $d_1$ ,  $d_2$  – соответственно, диаметр ролика исходный и на момент испытаний.

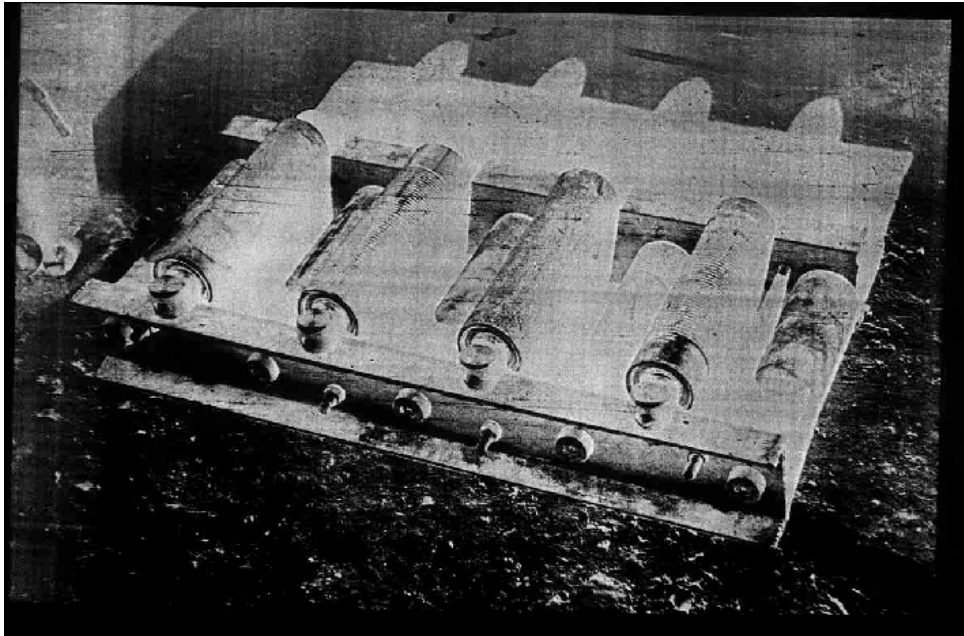


Рис. 4.7. Стенд для испытания поддерживающих роликов ДКН

Относительная величина износа

$$\varepsilon = \frac{\bar{\Delta d}}{d_1}, \quad (4.24)$$

где  $\bar{\Delta d}$  – среднее арифметическое значение линейного износа.

Результаты экспериментального исследования величины износа роликов поддерживающих устройств представлены на рис. 4.8.

Как видно из зависимостей, представленных на рис. 4.8, процесс износа поверхностей различных роликов протекает по-разному.

Пробег ролика с резиновой футеровкой составил более 200 км, покрытие вышло из строя вследствие расслаивания резины и ее отрыва от основы.

Ролики, поверхность которых упрочнялась при помощи электроискрового легирования и электродуговой металлизации были склонны к более интенсивному изнашиванию, чем серийные, до момента достижения пробега 1800 и 1000 км соответственно, затем интенсивность износа снижалась. Это явление можно объяснить тем, что в первоначальный период взаимодействия каната и ролика при минимальной величине площадки контакта, возникающие контактные напряжения воздействуют на твердый поверхностный слой, нанесенный на более мягкую основу. При этом она деформируется, слой растрескивается и разрушается.

Наименьшему износу подвергались ролики, поверхность которых обрабатывалась методом ударно-волнового упрочнения, а также ролики с трубой из легированной термообработанной стали – после 2000 км пробега он составил около 60 % от износа серийного ролика.



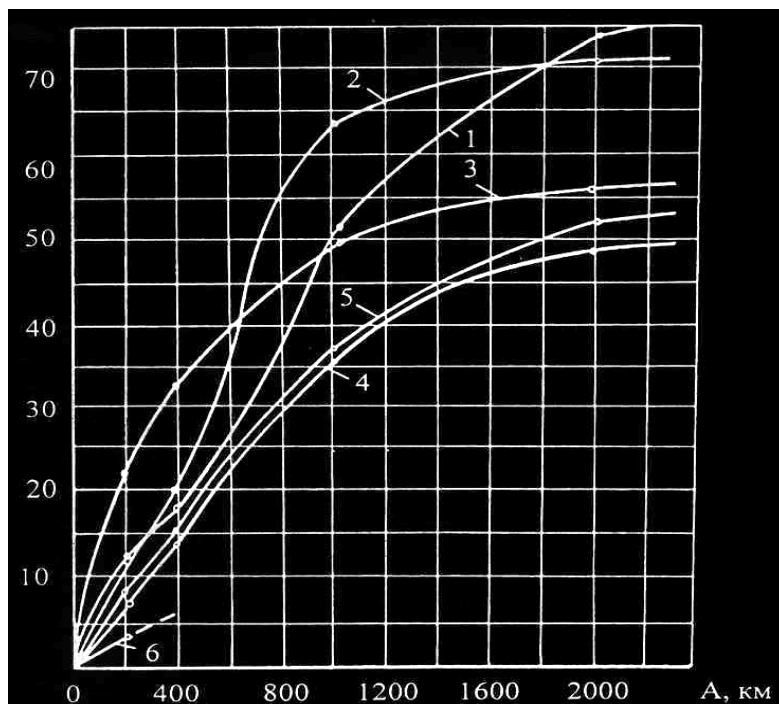


Рис. 4.8. Кривые износа экспериментальных образцов роликов: 1 – серийного производства; 2 – с электроискровым легированием; 3 – с электродуговой металлизацией; 4 – с ударно-волновой обработкой; 5 – покрытых футеровкой из легированной стали; 6 – футеровкой из резины

Таким образом, на основе анализа напряженного состояния зоны контакта каната с роликом и экспериментальной проверки результатов этого анализа можно сделать следующие выводы:

- напряжения, возникающие в контактной зоне, превышают предел усталости конструкционных сталей;

- методы повышения поверхностной прочности рабочей поверхности роликов не дают существенного эффекта, поскольку упрочненный слой на мягкой основе, испытывая высокие контактные напряжения, растрескивается и отслаивается;

- применение мягкой футеровки роликов из резины не может быть рекомендовано, поскольку оно легко разрушается из-за высоких удельных давлений, очевидно, что и футеровка из полиамидов в этих условиях не будет долговечной (допустимое удельное давление этого полимера всего на 30 % выше, чем у резины).

- применение роликов из легированных сталей с последующей термообработкой существенно (до 30 %) повышается устойчивость рабочей поверхности роликов, однако вопрос влияния их на износ тягового каната требует дополнительных исследований, кроме того, при внедрении подобной технологии резко возрастают расходы на производство роликов;

- создание в рабочей поверхности ролика предварительно-напряженного состояния позволяет повысить его износостойкость на 30 – 40 %;

- весьма перспективным с точки зрения повышения долговечности поддерживающих устройств и тяговых органов можно считать использование в

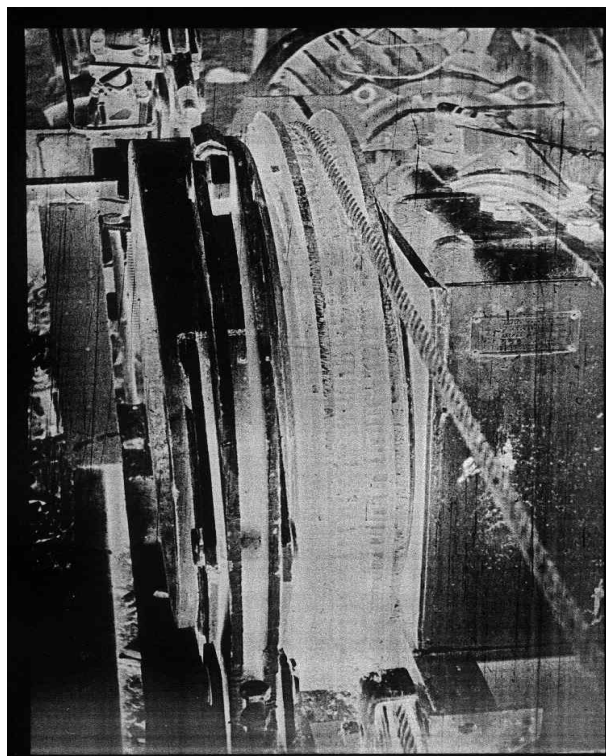


ДКН плоских металлических либо обрешиненных канатов, что позволяет снизить контактные напряжения до уровня допустимых;

– рекомендуемое для ДКН максимальное значение угла перегиба каната на роликах поддерживающих устройств ( $6^\circ$  – в инструкции по эксплуатации;  $15^\circ$  – в ПБ) является завышенным, поэтому с учетом величины контактных напряжений в серийных установках оно не должно быть меньше  $1,5^\circ$ .

В соответствии с разработанной в программе методикой были проведены экспериментальные исследования взаимодействия каната с футеровкой канатоведущего шкива.

Объектом исследования является экспериментальный образец приводного шкива трения, изготовленный на кафедре транспортных систем и технологий НГУ [92]. Это устройство представляет собой разъемную конструкцию со сменной фрикционной футеровкой из резины (рис. 4.9). Варьирование усилия предварительного сжатия футеровки с целью изменения ее напряженного состояния обеспечивается стяжными болтами. Футеровка изготовлена из протекторной резины (ГОСТ 5513-75).



*Рис. 4.9. Экспериментальный образец футерованного шкива ДКН*

Для взаимодействия с канатом предназначена поверхность беговой дорожки протектора. Величина деформации от предварительного бокового сжатия составляет 20 мм.

Цель исследования – повышение долговечности тяговых канатов ДКН за счет перехода от многообхватных параболических к футерованным однообхватным шкивам.

Экспериментальный образец приводного шкива был установлен на

канатной напочвенной дороге ДКНЛ1, смонтированной в зоне поверхностного комплекса шахты "Павлоградская".

Схема экспериментального стенда представлена на рис. 4.10. В процессе эксперимента фиксировали следующие параметры: натяжение набегающей ветви; натяжение сбегающей ветви; величину износа футеровки приводного шкива.

Измерения проводили, используя динамометры типа ДПУ-5-2 с точностью измерений  $\pm 100$  Н, штангенциркуль и микрометр.

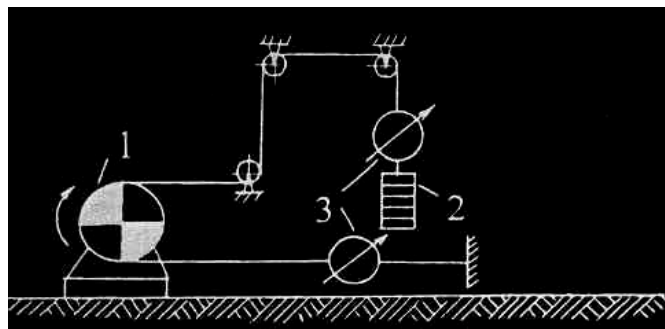


Рис. 4.10. Схема эксперимента по определению коэффициента трения каната:  
1 – приводной шкив; 2 – натяжной груз; 3 – динамометр

Коэффициент трения стального каната о резиновую футеровку в момент срыва сцепления согласно формуле Эйлера

$$f = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{S_{\text{НБ}}}{S_{\text{СБ}}}, \quad (4.25)$$

где  $\alpha$  – угол обхвата канатом шкива трения;  $S_{\text{НБ}}$ ,  $S_{\text{СБ}}$  – натяжение набегающей и сбегающей ветвей каната соответственно.

В соответствии с данными обработки результатов испытаний методами математической статистики, определены следующие значения коэффициента трения (в скобках указаны минимальные величины):

смазанный канат –  $0,388 \pm 0,036$  (0,352);

сухой канат –  $0,444 \pm 0,026$  (0,418);

канат в породной грязи –  $0,381 \pm 0,024$  (0,357).

Определение величины абсолютного износа футеровки проводили на специальном стенде поверхностного комплекса шахты "Павлоградская". При этом фиксировались следующие параметры: пробег каната (км), усилие в ветвях (Н), абсолютный износ (мм). Величина износа определялась в трех диаметральных сечениях, отстоящих друг от друга на  $120^\circ$ . Результаты замеров представлены в табл. 4.2.

Основной причиной износа футеровки следует считать вырывание ее частей концами прядей тягового каната при некачественной счалке последнего.

## Результаты измерения износа футеровки шкива

Усилие в канате, Н	Пробег, км	Величина износа футеровки, мм			
		Сечение 1	Сечение 2	Сечение 3	Среднее значение
8000	10	0,5	0,7	0,5	0,60
	20	1,1	1,0	0,9	1,00
	30	1,3	1,4	1,3	1,33
	40	1,6	1,5	1,4	1,50
	50	1,8	1,7	1,8	1,73
16000	10	0,9	1,0	0,8	0,90
	20	1,2	1,2	1,4	1,26
	30	1,5	1,5	1,6	1,53
	40	1,8	1,7	1,8	1,76
	50	2,1	2,0	2,1	2,06

На основании анализа полученных результатов можно сделать следующие выводы:

- применение в качестве футеровочного материала резины позволяет существенно повысить коэффициент трения пары «канат – шкив» и сохранить тяговый фактор приводного многообхватного шкива при его замене на футерованный однообхватный [93];

- создание в материале футеровки предварительного напряженного состояния сжатия препятствует ее разрушению и позволяет производить замену футеровки через 1,5 – 2 месяца эксплуатации;

- отказ от многообхватного параболического шкива трения существенно улучшает условия работы каната за счет исключения межвиткового трения, поперечного сползания каната и снижения контактных напряжений, что в комплексе с другими решениями ведет к увеличению его долговечности.

### 4.3. Анализ опыта эксплуатации тяговых канатов

Согласно результатам проведенных исследований (глава 1) тяговые канаты ДКН имеют высокий коэффициент относительного числа отказов (0,2) и срок их службы колеблется от нескольких недель до полугода. Специальные экспериментальные исследования с целью выбора рациональных типов канатов для ДКН в нашей стране не проводились, однако, анализ опытных данных полученных зарубежными и отечественными исследователями при изучении установок канатного транспорта, позволяют сделать некоторые выводы.

Отечественная промышленность в настоящее время выпускает большое количество канатов, предназначенных для работы на транспортных установках в подземных условиях (рис. 4.11, а). Из всех типов канатов на современных отечественных канатных дорогах заводом-изготовителем используется канат (ГОСТ 2688-81) с линейным касанием проволок в прядях конструкции 6×19 (1 + 6 + 6 + 6), снабженный органическим сердечником. В наружном слое



2688, ГОСТ 7669, ГОСТ 3011, ГОСТ 7668.

Проведенные испытания позволили сделать вывод о непригодности к эксплуатации канатов, изготовленных по ГОСТ 2688, ввиду недостатков, указанных выше, а также было решено заменить их на канаты, изготовленные по ГОСТ 3077, ГОСТ 7668 и ГОСТ 7669. Срок службы каната, имеющего в наружном слое проволоку малого диаметра (ГОСТ 2668) в 2 – 3 раза меньше, чем у канатов, наружный слой которых состоит из проволоки увеличенного диаметра (ГОСТ 3077, ГОСТ 7668, ГОСТ 7669).

Таким образом, на основании проведенного анализа опыта эксплуатации тяговых канатов можно сделать следующие выводы:

– применяемые на отечественных канатных дорогах канаты, изготовленные по ГОСТ 2688, с линейным касанием проволок в прядях конструкции  $6 \times 9 (1 + 6 + 6 + 6)$ , снабженные органическим сердечником и проволокой уменьшенного диаметра в наружном слое, не соответствуют условиям эксплуатации, поскольку быстро выходят из строя вследствие коррозионно-усталостного разрушения;

– перспективным следует считать переход на канаты, изготовленные по ГОСТ 3077, ГОСТ 3081, ГОСТ 7668, ГОСТ 7669, с увеличенным диаметром проволок наружного слоя, а также с предварительно обжатыми прядями (ТУ 14-4-1070), причем наиболее рациональная конструкция из приведенных выше канатов может быть определена только после отдельных исследований в шахтных условиях.

#### 4.5. Выводы

Проведенные в производственных условиях теоретические и экспериментальные исследования контактного взаимодействия тягового каната с поддерживающими роликами и канатоведущими шкивами ДКН позволяют сделать следующие выводы:

1. Напряжения, которые возникают в зоне контакта тягового каната и поддерживающего цилиндрического ролика, превосходят допустимые в несколько раз, что является основной причиной преждевременного выхода ролика из строя.

2. Рекомендуемое заводом-изготовителем максимальное значение угла перегиба каната на ролике, равное  $6^\circ$ , является завышенным и не должно превышать  $1,5^\circ$ .

3. Применение мягких футеровок (резина, полиамид) не может быть рекомендовано для поддерживающих роликов, поскольку напряжения возникающих в них, превосходят допустимые в 10 и более раз.

4. Повышение твердости рабочей поверхности роликов нельзя считать эффективным вследствие растрескивания и отслаивания упрочненного слоя от основы из-за высоких контактных напряжений.

5. Создание в поверхностном слое ролика предварительного плоско-напряженного состояния (например, при помощи ударно-волновой обработки) препятствует проявлению усталостных трещин на границе пятна контакта и



повышает срок службы ролика на 30 – 40 %.

6. Перспективным для повышения срока службы тяговых канатов, роликов и шкивов является использование в канатных дорогах плоских металлических либо обрешиненных тяговых органов, что позволяет существенно снизить контактные напряжения.

7. Непродолжительный срок службы тяговых канатов, используемых в ДКН, обусловлен не только высокими контактными, изгибными напряжениями, но и повышенным износом вследствие интенсивного межвиткового трения на параболическом шкиве. Применение резиновой футеровки шкива существенно повышает коэффициент трения в паре «канат – шкив», что позволяет вместо многообхватного шкива использовать однообхватный футерованный, исключив межвитковое трение каната.

8. Создание в материале футеровки предварительного напряженного состояния сжатия существенно (в два и более раз) повышает срок ее службы.

9. Применяемые в настоящее время на шахтных канатных дорогах канаты с уменьшенным диаметром проволоки в наружном слое (ГОСТ 2688) не соответствуют условиям эксплуатации, поскольку имеют короткий срок службы из-за их быстрого коррозионно-усталостного разрушения.

10. Использование тяговых канатов с увеличенным диаметром проволоки в наружном слое и с предварительно обжатыми прядями (ГОСТ 3077, ГОСТ 3081, ГОСТ 7668, ГОСТ 7669 и ТУ 14-4-1070) увеличивает срок их службы.

Определение напряжений в зоне контакта ролика и каната выполнялось с учетом его геометрических параметров (диаметры ролика, каната и проволоки, угол перегиба каната на ролике) и свойств контактирующих поверхностей (модули упругости материалов, допустимые напряжения).

Достоверность результатов теоретических расчетов подтверждена экспериментальными исследованиями в шахтных условиях.

Полученные зависимости распространяются на тяговые канаты, поддерживающие ролики и приводные шкивы серийных ДКН отечественного производства.

Результаты работы опубликованы в «Методических рекомендациях по применению канатных напочвенных дорог (ДКН) при проведении выработок со сложным профилем пути», а внедрение этих рекомендаций на шахтах Западного Донбасса позволяет увеличить срок службы узлов ДКН в 1,5 – 2 раза.

Впервые применительно к ДКН получены значения коэффициента трения каната о резиновую футеровку, работающую в условиях плоско-напряженного состояния, что является продолжением исследований в области шахтного подъема и канатного транспорта.

В работе выполнен анализ напряженно-деформированного состояния поддерживающих роликов и шкивов ДКН в зоне контакта с канатом и обоснованы технические рекомендации по увеличению ресурса контактирующей пары.



## 5. ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И ТРАНСПОРТНЫХ СХЕМ КАНАТНЫХ НАПОЧВЕННЫХ ДОРОГ В ПРОЦЕССЕ ПРОВЕДЕНИЯ ВЫРАБОТОК

### 5.1. Техническая производительность дороги

Часовую производительность канатной напочвенной дороги можно определить следующим образом [96]:

$$Q = \frac{3600m_{\Pi}}{T_{\text{ц}}}, \quad (5.1)$$

где  $m_{\Pi}$  – масса горной массы, вынимаемой и вывозимой за один проходческий цикл;  $T_{\text{ц}}$  – время цикла транспортирования.

При этом

$$m_{\Pi} = S_{\text{пр}} h_{\text{к}} \rho, \quad (5.2)$$

где  $S_{\text{пр}}$  – сечение выработки в проходке;  $h_{\text{к}}$  – шаг установки секций крепи;  $\rho$  – плотность горной массы в массиве.

Продолжительность цикла транспортирования

$$T_{\text{ц}} = \frac{2L}{V_{\text{ср}}} + \theta, \quad (5.3)$$

где  $L$  – длина транспортирования;  $V_{\text{ср}}$  – средняя скорость движения каната;  $\theta$  – суммарная продолжительность маневров при погрузке и обмене составов.

Задавшись значениями скорости  $V_{\text{ср}}$  согласно параметрическому ряду, получили зависимости производительности от длины  $L$  для средней величины площади сечения выработки ( $S_{\text{пр}} = 13,5 \text{ м}^2$ ), представленные на рис. 5.1.

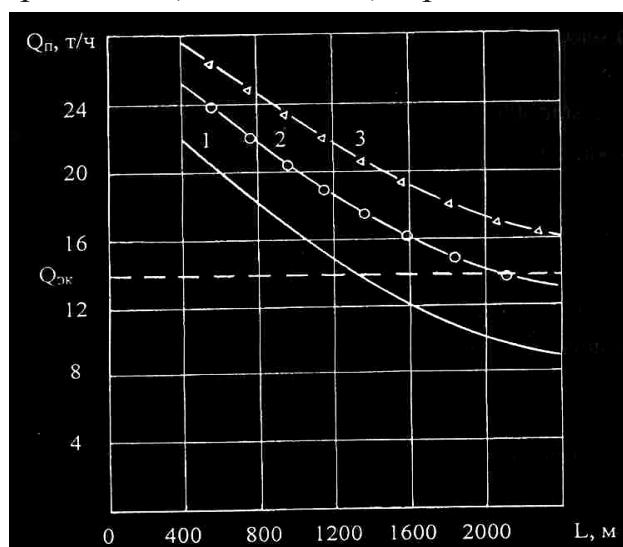


Рис. 5.1. Кривые зависимости производительности ДКН от расстояния транспортирования при скорости движения каната: 1 –  $V = 1 \text{ м/с}$ ; 2 –  $V = 1,6 \text{ м/с}$ ; 3 –  $V = 2,5 \text{ м/с}$

## 5.2. Цикличная малооперационная технология транспортирования с использованием ДКН

В зависимости от характера взаимосвязи выполняемых процессов различают поточную и цикличную технологию проведения выработок. При поточной технологии имеет место полное совмещение во времени всех основных процессов и практически непрерывное извлечение горной массы из забоя выработки.

К цикличной технологии относятся все способы проведения выработок буровзрывным и комбайновым способами, когда во время возведения постоянной крепи комбайн не работает.

Проходческий цикл при комбайновом способе проходки складывается из всех операций, которые выполняются в процессе проведения выработки на расстояние, равное шагу крепи.

Длительность проходческого цикла принимается равной суммарной продолжительности всех последовательно выполняемых операций с учетом их совмещения, обычно она кратна продолжительности смены.

Опыт проходческих бригад в горно-геологических условия Западного Донбасса показывает, что применение на шахтах комбайнового способа проведения выработок (учитывая устойчивость боковых пород и кровли) возможно, в основном, по цикличной технологии с остановкой комбайна на время возведения постоянной крепи.

Для эффективного и безопасного использования канатных напочвенных дорог во время проведения горных выработок необходимо подготовить технологические схемы выполнения и организации работ в подготовительном забое. При этом одним из главных условий является возможное сведение к минимуму числа транспортных операций и средств, их обеспечивающих. С этой точки зрения канатная напочвенная дорога имеет преимущество перед конвейерным транспортом в том, что горная масса без перегрузки доставляется в вагонах из подготовительного забоя в околоствольный двор, а погрузка партии вагонов и транспортирование ее осуществляется одной установкой. Таким образом, из технологии исключаются операции перемещения горной массы конвейером и последующей ее погрузки в вагоны около устья выработки.

Существующие технологические схемы комбайнового проведения выработок с использованием традиционных транспортных средств (конвейеров и электровозной откатки) предусматривают максимальное совмещение во времени отдельных операций, рациональное использование оборудования и труда звена проходчиков. При этом достигаемая сменная скорость подвигания выработок смешанным забоем находится в пределах от 3,5 до 5,6 м, а производительность труда проходчика составляет 0,39 – 0,66 м/смену, что превышает технико-экономические показатели проведения выработок буровзрывным способом в 2,5 раза. Кроме того, трудоемкость возведения постоянной крепи в общих затратах труда составляет 20 – 45 %. Следовательно,

проектируемые технологические схемы и оборудование для них должны обеспечивать сменную скорость подвигания выработок не менее четырех метров (соответствует требованиям технической дирекции ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» – не менее 250 метров в месяц).

Из анализа горно-геологических условий можно сделать вывод о том, что в технологических схемах нужно учитывать следующие характерные случаи:

– проведение выработки по восстанию пласта либо по его падению с уклоном пути одного знака;

– проведение выработки со знакопеременным уклоном пути.

Во время проведения выработок по предлагаемым технологическим схемам используется следующее технологическое оборудование и материалы:

проходческий комбайн – 4ПП2 или ГПКС;

ленточный перегружатель – УПЛ2М или ППЛ1К;

шахтные вагоны – ВГ-3,3, ВГ-2,5, ВДК-2,5;

путь из рельсов типа Р33 или Р24;

крепь арочная податливая типа АП.

Технологическая схема проведения подготовительной выработки по падению пласта с размещением приводной и натяжной станций ДКН в магистральной выработке показана на рис. 5.2, а. При использовании данной схемы буксировочная тележка, оборудованная ловителем для обеспечения надежной остановки партии в случае обрыва каната, должна находиться ниже вагонов, при этом могут использоваться дороги как с центральной, так и с боковой тягой.

Последовательность операций проходческого цикла такова: отбитая проходческим комбайном горная масса при помощи ленточного перегружателя поступает в вагоны, которые перемещаются при помощи канатной дороги. Далее груженная партия вагонов доставляется в устье выработки, где в результате маневров ее меняет на порожнюю. После присоединения порожней партии вагонов к буксировочной тележке, она доставляется в забой и цикл повторяется.

К достоинствам этой схемы следует отнести: простоту маневров по обмену вагонов, отсутствие специальной камеры для приводной станции.

Недостатком является необходимость ежесменного перемещения концевого блока вслед за подвиганием забоя.

Проведение выработки по восстанию пласта с расположением приводной и натяжной станций канатной напочвенной дороги в специальной камере показано на рис. 5.2, б. Последовательность операций в этой схеме сохраняется такой же, как и в первой, за исключением маневров в устье выработки при обмене вагонов и периодичности перемещения концевого блока (один раз в сутки).

Проведение подготовительной выработки со знакопеременным профилем пути может осуществляться как по первой технологической схеме, так и по второй, однако обязательным условием является наличие надежного опоясывающего каната, который соединяет буксировочную тележку с партией вагонов.

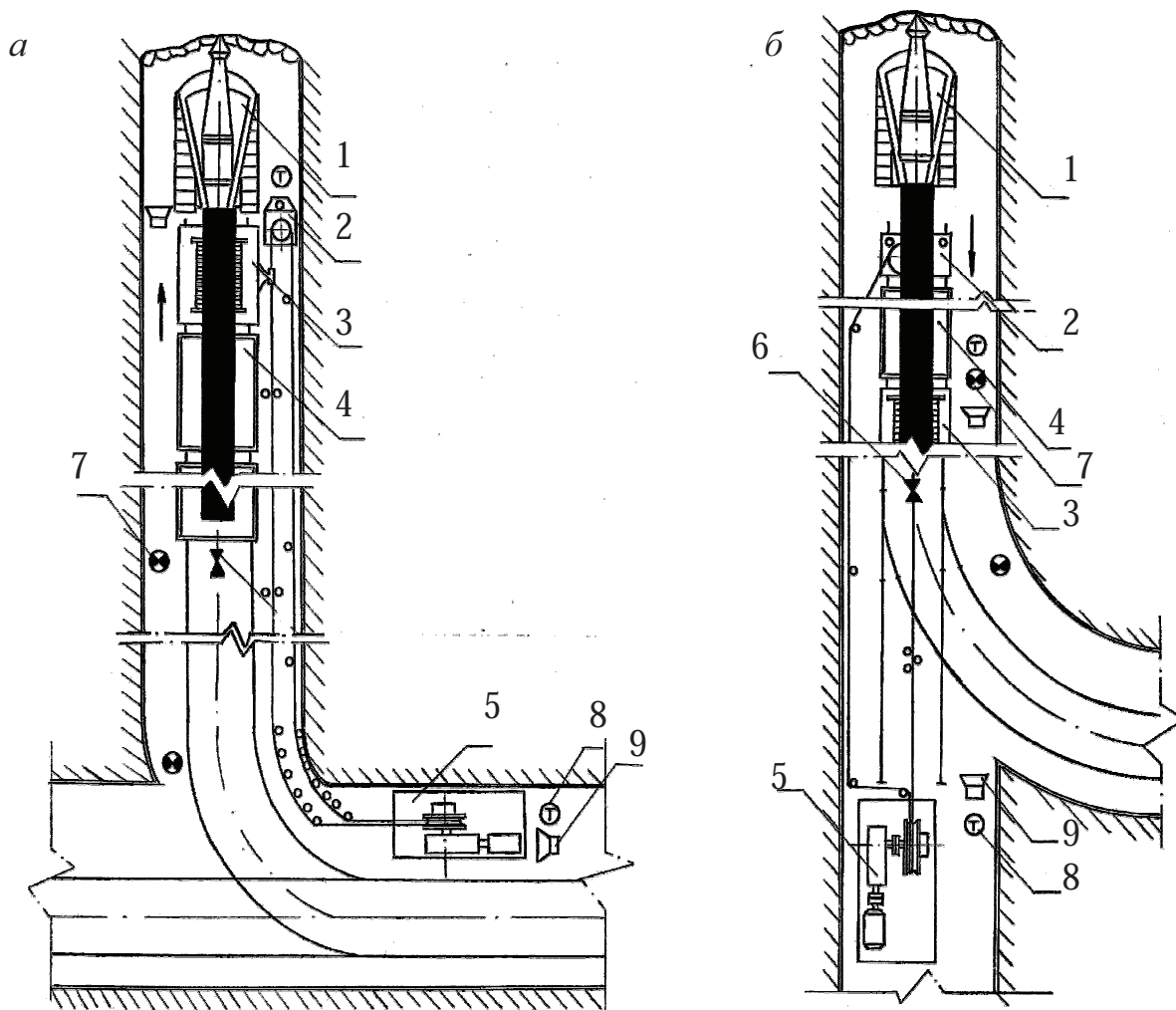


Рис. 5.2. Технологическая схема транспортирования горной массы и материалов в процессе проведения выработки (а – по падению пласта; б – по восстанию пласта): 1 – проходческий комбайн; 2 – концевой блок; 3 – буксировочная тележка; 4 – вагон; 5 – приводная станция; 6 – барьер; 7 – световое табло; 8 – телефон; 9 – сигнал

При этом рекомендуется организовать работу в четыре смены, причем в каждую выходит звено из 6 человек. Подготовив проходческий комбайн к работе, машинист приступает к выемке горной массы. Два проходчика зачищают почву за комбайном, два заготавливают крепежные материалы, один управляет работой перегрузки, следит за погрузкой партии вагонов под ним и поддерживает по селектору связь с машинистом напочвенной дороги. После погрузки партия вагонов при помощи напочвенной канатной дороги следует до сопряжения с магистральной выработкой, где ее обменивают маневровым электровозом на порожнюю. Длительность обмена партии под перегружателем зависит от протяженности выработки и не должна превышать времени, необходимого для установки постоянной крепи (в противном случае транспорт становится фактором, сдерживающим скорость проходки).

Концевой блок ежесменно (по первой схеме) либо ежесуточно (по второй) перемещают на расстояние, равное подвиганию забоя, и закрепляют на новом месте. В первую (ремонтно-подготовительную) смену материалы доставляют в забой, наращивают транспортные коммуникации и вентиляционные трубы. График организации проведения выработки с использованием канатной напочвенной дороги представлен на рис. 5.3.

ОПЕРАЦИИ	Смена 2,3,4						Смена 1		
	ЧАСЫ СМЕНЫ								
	1	2	3	4	5	6	1	2-6	
Доставка порожней партии (4 ваг.) в забой	■		■		■		■		
Погрузка партии	■	■	■	■	■	■	■		
Доставка груженой партии и маневры	■	■	■	■	■	■	■		
Работа комбайна	■	■	■	■	■	■	■		
Крепление забоя	■	■	■	■	■	■	■		
Вспомогательные работы	■	■	■	■	■	■	■		
Доставка материалов								■	■
Удлинение дороги							■	■	■

Рис. 5.3. Организационный график проведения штрека

Кривые зависимость скорости проведения выработки от ее длины в различных условиях представлены на рис. 5.4.

### 5.3. Выводы

Использование результатов теоретического и экспериментального изучения канатных напочвенных дорог (ДКН) позволило обосновать их параметры, технологические схемы применения, разработать технические решения по совершенствованию конструкции этого единого транспортного средства, которое подходит для проведения горных выработок. При этом отмечено повышение качества проектирования установок, скорости проходки, улучшение показателей безопасности горно-подготовительных работ.



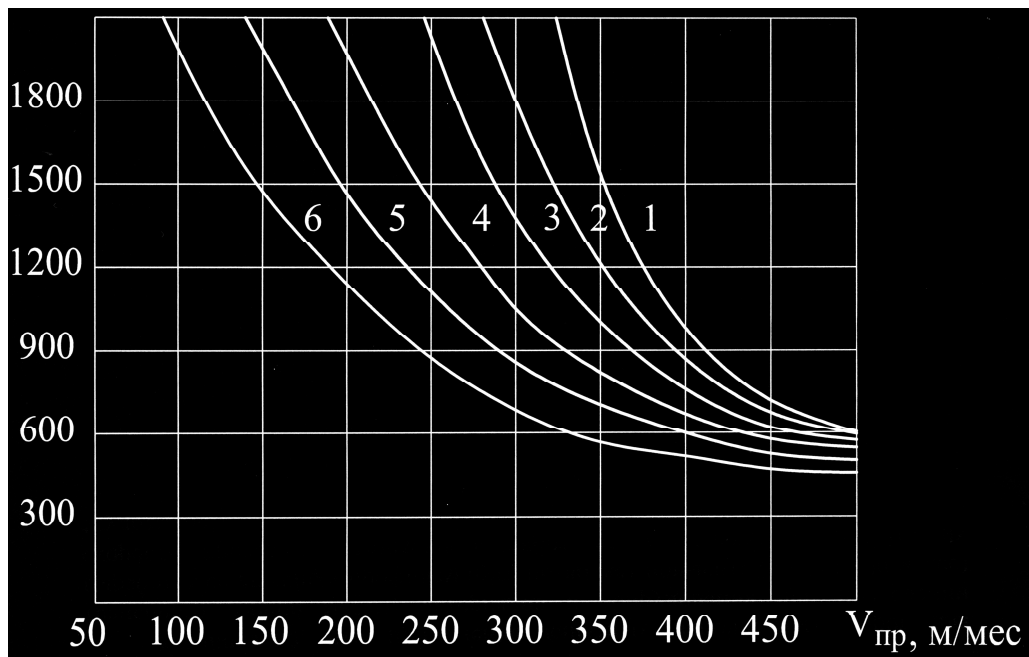


Рис.5.4. Кривые зависимости скорости проведения выработки от ее длины:  
 1 –  $S = 10 \text{ м}^2$ ,  $V = 3 \text{ м/с}$ ; 2 –  $S = 10 \text{ м}^2$ ,  $V = 2 \text{ м/с}$ ; 3 –  $S = 13 \text{ м}^2$ ,  
 $V = 3 \text{ м/с}$ ; 4 –  $S = 13 \text{ м}^2$ ,  $V = 2 \text{ м/с}$ ;  
 5 –  $S = 15 \text{ м}^2$ ,  $V = 3 \text{ м/с}$ ; 6 –  $S = 15 \text{ м}^2$ ,  $V = 2 \text{ м/с}$ .

Установлено также, что применение канатных напочвенных дорог для перевозки горной массы, материалов и оборудования в условиях проведения выработок со сложным профилем, как уже было отмечено, дает эффект повышения (до 250 – 300 м/мес) скорости проходки, безопасности транспортных процессов и снижения их трудоемкости.

## 6. ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ ПРИМЕНЕНИЯ УСТАНОВОК КАНАТНОГО ТРАНСПОРТА\*

Усовершенствование работы канатного транспорта предполагает повышение его производительности, надежности и безопасности. Рассмотрим некоторые технические решения, позволяющие достигнуть этого. При этом будем использовать результаты теоретических [97 – 106] и экспериментальных исследований [107 – 111], а также обобщенный опыт эксплуатации канатных дорог и концевых откаток [112, 113].

### 6.1. Удлинение дорог с замкнутым тяговым канатом

В зависимости от направления разработки пласта (по восстанию или падению) перемещение концевого блока ДКН должно происходить ежедневно (в первом случае) или ежесменно (во втором). Анализ хронометражных наблюдений за работой ДКН показывает, что процесс этот занимает 40 – 60 мин, причем он небезопасен и снижает скорость проведения выработок.

\* В подготовке раздела участвовал аспирант кафедры транспортных систем и технологий НГУ Юрченко О.О.

Предложенный способ удлинения ДКН [114] позволяет повысить безопасность работ, снизить их трудоемкость и затраты времени на выполнение.

На рис. 6.1, *а* представлены схемы канатной напочвенной дороги перед процессом удлинения, она включает: состав вагонеток 1, размещенный на рельсовом пути 2, с которым соединена буксировочная тележка 3. Последняя посредством тягового каната 4 через концевой блок 5, установленный на тележке 6, и направляющие ролики 7 соединяется с приводной станцией 8 и натяжным механизмом 9.

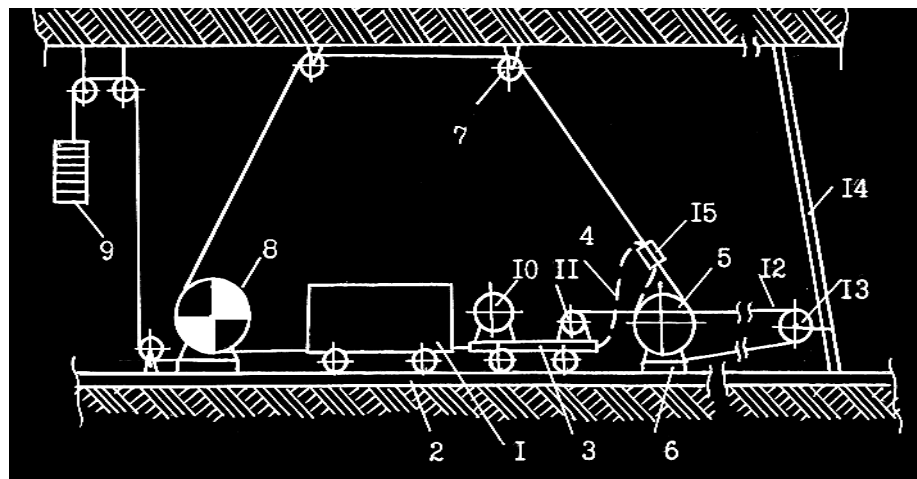
На буксировочной тележке 3 установлены барабан 10 с запасом тягового каната, оборудованный тормозом и монтажный барабан 11, на который навит монтажный канат 12. Свободный конец этого каната соединяется с концевым блоком 5 через монтажный блок 13, закрепленный на стойке 14. Для фиксации тяговой и холостой 4 ветвей каната служит фиксатор 15.

Устройство работает следующим образом: буксировочную тележку 3 стопорят на рельсовом пути 2, у конечного пункта удлинения устанавливают замыкающую стойку 14, оснащенную блоком 13, монтажный канат 12 сматывают с барабана 11, перебрасывают через монтажный блок 13 и прикрепляют другим концом к сцепке тележки 6 с концевым блоком 5. Затем соединяют набегающую на концевой блок холостую и тяговую ветви каната при помощи фиксатора 15, выполненного в виде корпуса с продольным пазом, зажимают их скобами и гайками, прекращают стопорение барабана 10 с запасом каната, отматывают от него часть необходимой длины. После этого снимают стопор с тележки 6 и включают приводную станцию 8, в результате чего буксировочная тележка 3 движется к приводной станции, а тяговый канат 4 сматывается с барабана 10.

При помощи монтажного блока 13 усилие передается монтажным канатом 12 на сцепку тележки 6 с концевым блоком 5. Она перемещается на необходимое расстояние и здесь закрепляется. После этого закрепляют тяговый канат 4 на тележке 3 и снимают фиксатор 15. Затем отсоединяют монтажный канат 12 от сцепки приводной тележки 3 и сцепки тележки 6, навивают его на монтажный барабан 11 и процесс удлинения заканчивается (рис. 6.1, *б*).

Предлагается новая конструкция канатной напочвенной дороги [115], которая позволяет существенно увеличить производительность установки за счет сокращения трудоемкости и продолжительности процесса удлинения. Дорога (рис. 6.2) состоит из рельсового пути 1, буксировочной тележки 2 с запасом тягового каната на барабане 3, тягового каната 4, проходящего через приводную станцию 5 со шкивом трения, блока 6, подвижного блока 7, неподвижного блока 8, концевой станции 9 и замыкающейся на барабане 3 буксировочной тележки 2. К буксировочной тележке присоединен состав вагонеток 10, натяжение каната обеспечивается натяжной грузовой станцией 11. Концевая станция 9 соединяется с проходческим комбайном сцепкой 15 и на ее площадке установлена лебедка, снабженная барабаном 12 с монтажным канатом 13, свободный конец которого через блоки 14 соединен с подвижным блоком 7.

а



б

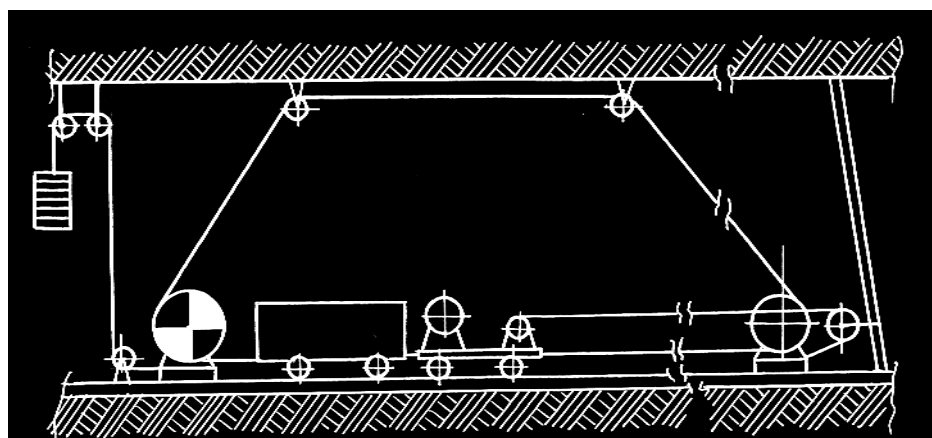


Рис. 6.1. Схемы устройства для удлинения транспортных средств с замкнутым канатом: а – перед удлинением; б – после удлинения

При движении проходческого комбайна в забое перемещается концевая станция 9, связанная с ним. Одновременно на такое же расстояние, но в противоположную сторону, перемещается обводной блок 7, связанный с концевой станцией монтажным канатом 13. Когда концевая станция достигает блоков 14, то обводной блок 7 фиксируют, канат 13 отсоединяют, а блоки 14 переносят и закрепляют на новом месте ближе к забою. Затем свободный конец каната 13 через блоки 14 соединяют с обводным блоком 7, фиксируют барабан лебедки 12, прекращают стопорение блока 7. Когда же обводной блок 7 прибывает к неподвижному блоку 8, то снимают стопор барабана 3 буксировочной тележки 2, включают лебедку 12 и канатом 13 подтягивают обводной блок 7 к концевой станции 9, фиксируют барабаны 3 и 12. На этом цикл удлинения ДКН заканчивается. Нужно подчеркнуть, что использование напочвенной дороги в качестве основного транспортного средства во время проведения подготовительных выработок, вызывает необходимость ее постоянного удлинения. При существующей конструкции дороги эта операция трудоемка и продолжительна. Поэтому представляет интерес вариант закрепления концевого блока дороги на комбайне, для чего должны быть

выполнены две проверки на устойчивость: против сползания комбайна и от его поворота вокруг вертикальной оси.

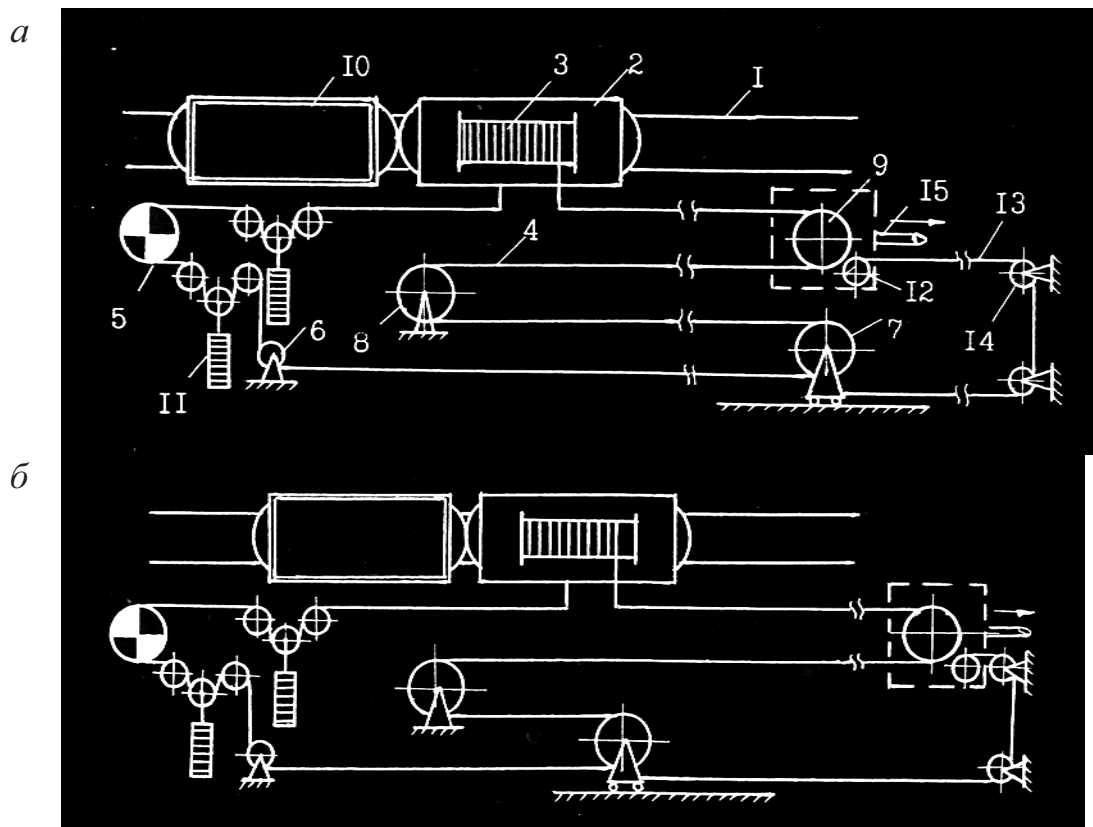


Рис. 6.2. Схемы канатной дороги для проходческих работ:  
а – перед процессом удлинения; б – после удлинения

Расчетная схема сил, которые возникают в комбайне, представлена на рис. 6.3.

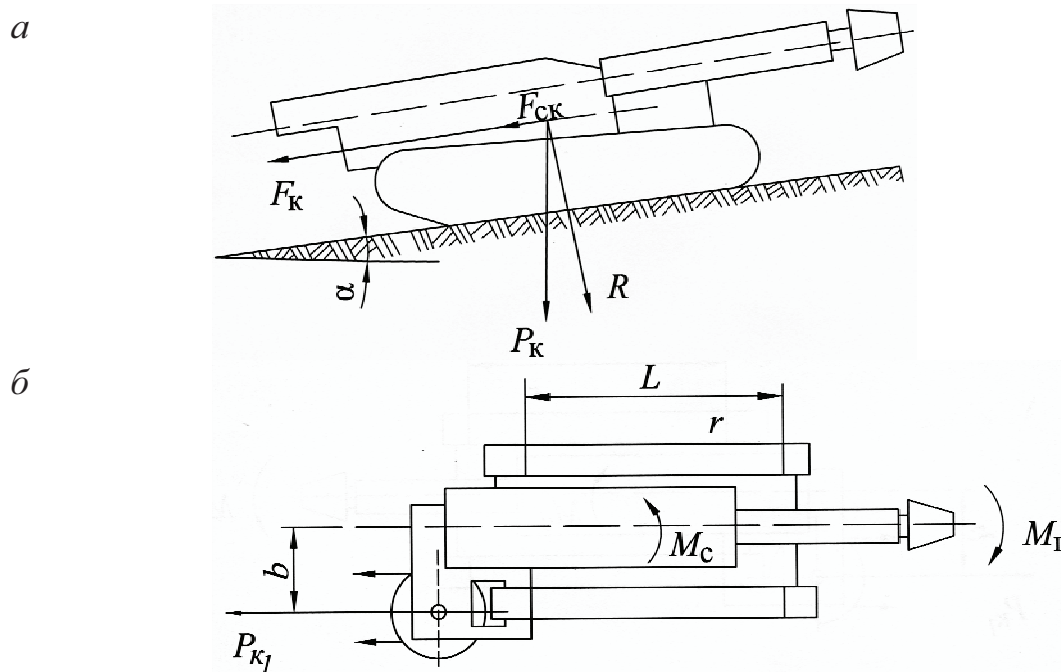


Рис. 6.3. Схема действия сил для расчета устойчивости комбайна:  
а – от сползания; б – от поворота вокруг оси

Параметры для расчета устойчивости комбайна приведены ниже.  
Сила сцепления гусениц комбайна с грунтом

$$F_{\text{сц}} = kR,$$

где  $k$  – коэффициент сцепления гусениц с грунтом;  $R$  – нормальная реакция грунта на гусеницы, определяемая следующим произведением:

$$R = P_{\text{к}} \cos \alpha,$$

где  $P_{\text{к}}$  – сила тяжести комбайна;  $\alpha$  – угол наклона комбайна.

Скатывающаяся сила, которая действует на комбайн,

$$F_{\text{ск}} = P_{\text{к}} \sin \alpha.$$

Таким образом, условие устойчивости комбайна будет иметь следующий вид:

$$F_{\text{сц}} > F_{\text{ск}} + P_{\text{к1}},$$

где  $F_{\text{сц}}$  – сила сцепления гусениц комбайна с грунтом;  $F_{\text{ск}}$  – скатывающаяся сила, которая действует на комбайн;  $P_{\text{к1}}$  – суммарная сила натяжения канатов.

Коэффициент запаса устойчивости от сползания

$$K_{\text{у}} = \frac{F_{\text{сц}}}{F_{\text{ск}} + P_{\text{к1}}}.$$

Суммарный момент сопротивления повороту

$$M_{\text{с}} = \frac{\mu P_{\text{к}} L}{4},$$

где  $L$  – длина опорной поверхности гусениц;  $\mu$  – приведенный коэффициент сопротивления повороту ( $\mu = 0,6 \div 0,8$ ).

Момент поворота от максимального натяжения ветвей в случае наибольшей нагрузки на концевом блоке

$$M_{\text{пов}} = P_{\text{к1}} \cdot b,$$

где  $b$  – расстояние от центра комбайна до точки приложения силы, выбираемое по конструктивным соображениям.

Коэффициент запаса устойчивости от поворота

$$K'_{\text{у}} = \frac{M_{\text{с}}}{M_{\text{пов}}}.$$

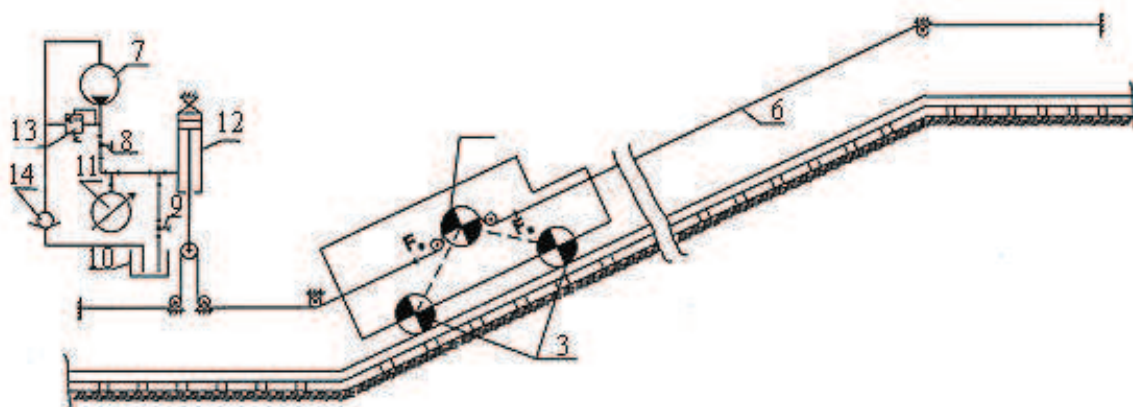


Полученные значения коэффициентов устойчивости от сползания  $K_y$  и от поворота  $K'_y$  сравниваются с допустимым (1,05) и принимается решение о возможности прикрепления концевого блока дороги к проходческому комбайну. В случае, если  $K_y > 1,05$  или  $K'_y < 1,05$ , то необходимо применять на комбайне распорные гидродомкраты.

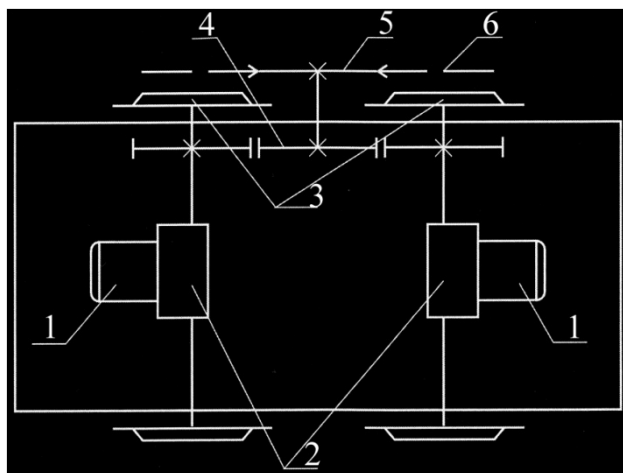
## 6.2. Установки, оборудованные неподвижным тяговым органом для эксплуатации в выработках с завышенными уклонами пути

Шахтный локомотив [116] содержит (рис. 6.4) два электрических двигателя 1, соединенные редукторами 2,4 с колесными парами 3 и шкивом трения 5. Шкив находится во фрикционной связи с гибким тяговым органом 6, расположенным в наклонной части горной выработки, который растягивается при помощи гидравлического натяжного устройства, в состав которого входят: насос 7, вентили 8, 9, бак с рабочей жидкостью 10, манометр 11, гидроцилиндр 12, предохранительный 13 и обратный 14 клапаны.

а



б



в

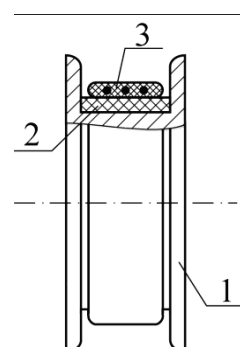


Рис. 6.4. Схемы шахтного локомотива:  
а – расположение в горной выработке; б – кинематическая схема;  
в – приводной шкив в разрезе

Тяговые усилия от приводных электрических двигателей 1 через редукторы 2 передаются колесным парам 3, а через редукторы 4 – шкиву трения 5.

Локомотив движется по горизонтальному участку горной выработки за счет сцепления его колес с рельсами. В начале наклонной части рельсового пути локомотив останавливается и гибкий резиноватросовый тяговый орган 6 вступает во фрикционную связь с приводным шкивом 5.

В это время насос 7 натяжного устройства начинает нагнетать рабочую жидкость через ventиль 8 в рабочую полость гидроцилиндра 12. При этом ventиль 9 закрыт и натяжение тягового органа контролируется при помощи манометра 11. Достигнув необходимого натяжения, ventиль 8 перекрывается, насос 7 выключается, а далее включаются приводные электродвигатели 1 и локомотив начинает двигаться по наклонному участку горной выработки за счет сцепления колес с рельсами и сцепления шкива 5 с тяговым органом 6. Когда состав достигает верхней точки подъема, то локомотив останавливается, а на гидравлическом натяжном устройстве открывается ventиль 9, и рабочая жидкость из гидроцилиндра 12 сливается в бак 10. При этом натяжение тягового органа уменьшается до нуля, приводной шкив трения 5 выводится из фрикционной связи с тяговым резиноватросовым органом 6 и последующее движение локомотива осуществляется по горизонтальной части выработки за счет сцепления колесных пар 3 с рельсовым путем. Предохранительный клапан 13 защищает насос 7 и нагнетательную магистраль от превышения допустимого давления, а обратный клапан 14 препятствует сливу рабочей жидкости из магистрали всасывания.

Введение в конструкцию шахтного локомотива приводного шкива трения, который вступает во фрикционное взаимодействие с тяговым органом, обеспечивает повышение тягового усилия машины и расширение области применения локомотивной откатки, в частности к горным выработкам, где имеют место участки рельсового пути с завышенными уклонами более 50 %.

Использование нескольких канатов, помещенных в резиновую оболочку, позволяет снизить влияние коррозии на металл проволоки в канате и уменьшить контактные напряжения в нем, что повышает долговечность тягового органа. Применение нескольких канатов вместо одного позволяет уменьшить их диаметр и, как следствие, уменьшить диаметр приводного шкива, а значит его металлоемкость. Резиновая поверхность тягового органа позволяет получить в его контакте с резиновой футеровкой приводного шкива коэффициент трения, который существенно (в 6...8 раз) превышает этот показатель для пары «стальной канат – стальной шкив». Кроме этого, такое решение позволяет отказаться от многообхватного шкива, на котором происходит интенсивный износ каната за счет межвиткового трения.

Применение для натяжения рабочего тягового органа гидравлического устройства позволяет быстро изменять величину этого параметра в зависимости от массы прицепной части поезда и снимать его совсем в периоды, когда локомотив не работает на данном участке. Вследствие этого уменьшается

трудоемкость процесса регулирования натяжения тягового органа, повышается его долговечность и безопасность эксплуатации.

Исследования показали, что контактный локомотив массой 10 т в состоянии транспортировать поезд из семи груженных вагонов типа ВГ-3,3 на подъем с уклоном 100 ‰, если он оборудован приводным контактным шкивом, угол обхвата которого  $\alpha = 270^\circ$ .

Напочвенная цепная дорога [117] (рис.6.5) включает напочвенный состав вагонеток 1, присоединенный к приводной тележке 2, которая опирается ходовыми колесами 3 с двумя ребордами на рельсовый путь 4. Неподвижная тяговая цепь 5 взаимодействует с приводной звездочкой 6, которая присоединяется через гидродинамическую передачу 7 и редуктор 8 к приводному электродвигателю 9. Двигатель питается от сети при помощи кабеля 10. Тормозная аварийная система выполнена в виде двух агрегатов с наборами постоянных магнитов 12 и расположена на приводной тележке 2. С цепью 5 связаны поддерживающая 13, отклоняющая 14 звездочки и натяжное устройство 11.

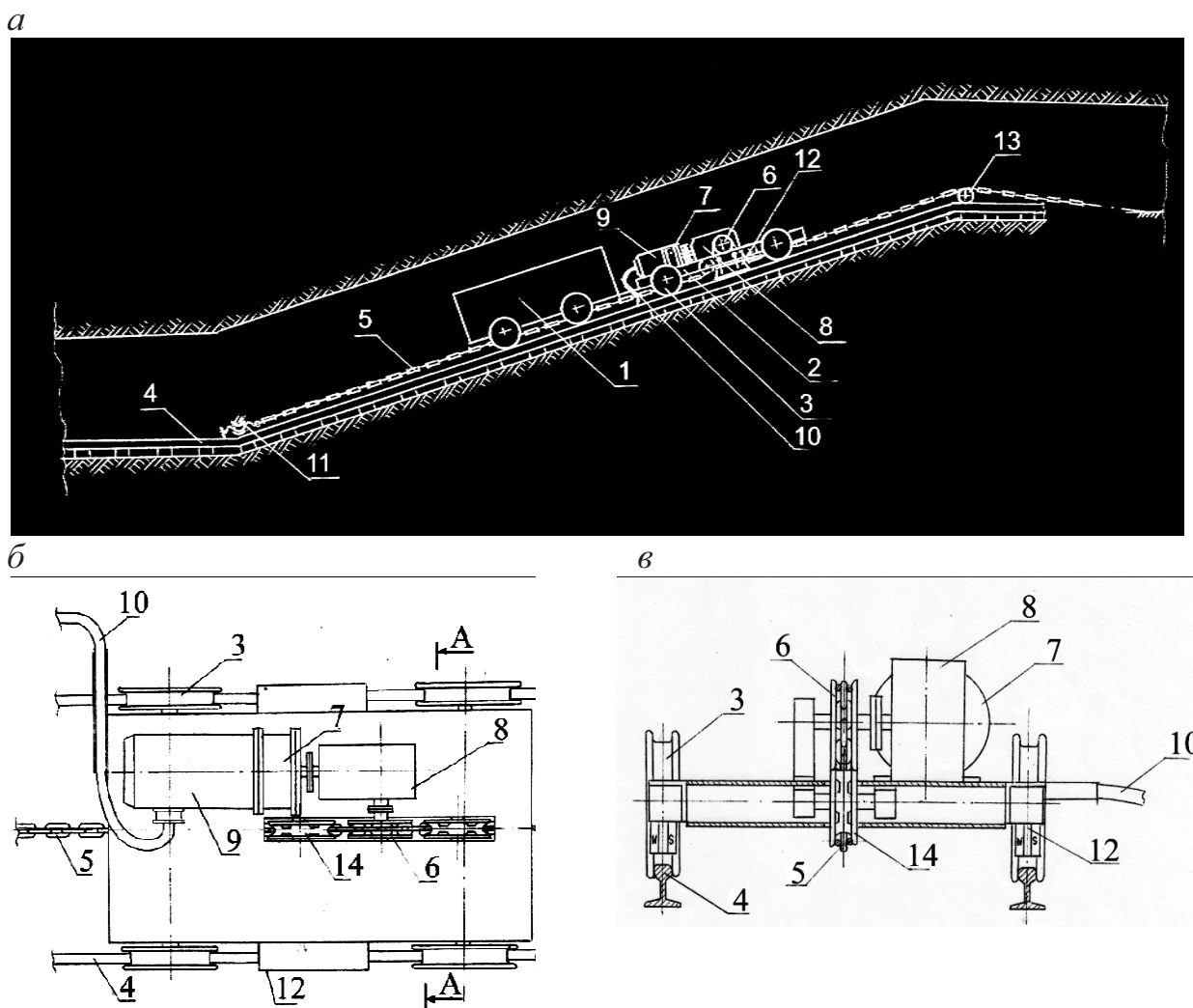


Рис. 6.5. Схемы напочвенной цепной дороги: а – общий вид; б – приводная тележка, вид сверху; в – приводная тележка, вид А–А

Тяговое усилие от электродвигателя 9 через гидродинамическую передачу 7 и редуктор 8 передается на приводную звездочку 6, которая взаимодействует с неподвижными тяговой цепью 5, вследствие чего приводная тележка 2 вместе с составом вагонеток 1 начинает движение.

Натяжное винтовое устройство 11 обеспечивает усилие, необходимое для повсеместного натяжения цепи 5. Тормозная аварийная система состоит из двух агрегатов с наборами постоянных магнитов 12, она вступает в действие, когда стандартный датчик скорости зафиксирует ее превышение на 25 % от номинальной. При этом во время движения вниз происходит фрикционная связь рабочей поверхности магнитов с поверхностью рельсов за счет их магнитного взаимодействия.

Звездочка 13 служит для поддержки, а звездочка 14 – для направления цепи.

Введение в конструкцию дороги неподвижной тяговой цепи, которая взаимодействует с ведущей звездочкой приводного блока, обеспечивает надежную кинематическую связь между ними, уменьшает металлоемкость тягового органа и его износ, что улучшает показатели долговечности и безопасности эксплуатации установки.

Применение на приводной тележке четырех ходовых колес (каждое с двумя ребордами) вместо системы из восьми вертикальных и восьми горизонтальных опорных роликов малого диаметра (как это сделано, например, в системе «Valter Bekker») позволяет существенно снизить сопротивление движению и увеличить производительность установки. Сопротивление движению качения колеса (ролика) приводной тележки определяется по следующей формуле [118]:

$$W = m_0 g \left( f \frac{d}{D} + \mu \frac{2}{D} \right),$$

где  $m_0$  – масса транспортной единицы, приходящаяся на ось;  $g$  – ускорение силы земного тяготения;  $f$  – коэффициент трения скольжения на поверхности цапфы ходового колеса диаметром  $d$ ;  $D$  – диаметр ходового колеса;  $\mu$  – коэффициент трения перекатывания ходового колеса.

В этом выражении значения диаметра ходового колеса находится в знаменателе и его уменьшение приводит к пропорциональному повышению величины силы сопротивления движению системы. Таким образом, использование на приводной тележке четырех колес диаметром 300 – 400 мм вместо системы из восьми вертикальных и восьми горизонтальных роликов диаметром до 150 мм при одних и тех же диаметрах цапф снижает силу вредного сопротивления системы во время движения состава по наклонным участкам пути в несколько раз и приводит к увеличению полезной силы тяги на перемещение груза, а значит, к повышению производительности установки.

Введение в конструкцию ходового колеса дополнительной реборды обеспечивает надежную устойчивость приводной тележки к сходу с рельсового

пути, поскольку при существующих значениях ширины колеи (до 920 мм) и поперечного уклона пути (до 40 %) [119] традиционная конструкция колеса является неэффективной.

Использование гидродинамической передачи – гидромурфы в комплекте с электродвигателем и редуктором вместо гидростатической (объемной) передачи, в состав которой входят бак с рабочей жидкостью, гидронасос, соединительные трубопроводы, снабженные коммутационной аппаратурой, и гидромоторы, обеспечивает плавный запуск установки, значительно уменьшает ее габариты и повышает надежность.

И наконец, существенное уменьшение габаритов и повышение надежности установки достигается путем применения тормозной аварийной системы на базе постоянных магнитов, которая включается при превышении допустимой скорости движения состава. Она устанавливается вместо гидравлической системы, обычно применяемой на современных отечественных (ДКНУ, ДКНТ) и зарубежных («Valter Bekker») дорогах.

### **6.3. Канатные дороги с двумя рабочими ветвями**

Канатная дорога [120], схемы которой изображены на рис. 6.6, содержит состав напочвенных вагонеток 1 и состав подвесных контейнеров 2, присоединенных, соответственно, к напочвенной буксировочной вагонетке 3 и монорельсовой буксировочной тележке 4. Они расположены на напочвенной рельсовой 5 и на подвесной монорельсовой 6 колеях, а также соединены одним замкнутым плоским резинокросовым тяговым органом 7 с приводной станцией 8, натяжной станцией 9, направляющими блоками 10 и поддерживающими роликами 11. Напочвенная буксировочная вагонетка 3 и монорельсовая буксировочная тележка 4 оборудованы барабанами с запасом тягового органа 7.

Тяговое усилие от приводной станции 8 с обрешиненным фрикционным шкивом при помощи плоского резинокросового тягового органа 7 передается буксировочной подвесной тележке 4 и напочвенной буксировочной вагонетке 3. Состав напочвенных вагонеток 1, груженых углем или породой движется в одном направлении, например, вверх. При этом состав подвесных контейнеров 2 со вспомогательными материалами (затяжкой, лесом, металлом и др.) перемещается вниз. Натяжная станция 9 обеспечивает необходимое усилие по условию сцепления тягового органа с шкивом трения и компенсирует упругое вытягивание тягового органа 7. Для направления и поддержки тягового органа в выработке служат направляющие блоки 10 и поддерживающие ролики 11. При необходимости удлинения (сокращения) канатной дороги с барабана буксировочной вагонетки 3 и монорельсовой буксировочной тележки 4 сматывается (наматывается) часть тягового органа необходимой длины. После достижения составами конечных пунктов происходит разгрузка-погрузка или обмен составов, а также их движение в обратном направлении.

Применение такого транспортного средства позволяет повысить эффективность работы канатной дороги путем снижения энергопотребления,

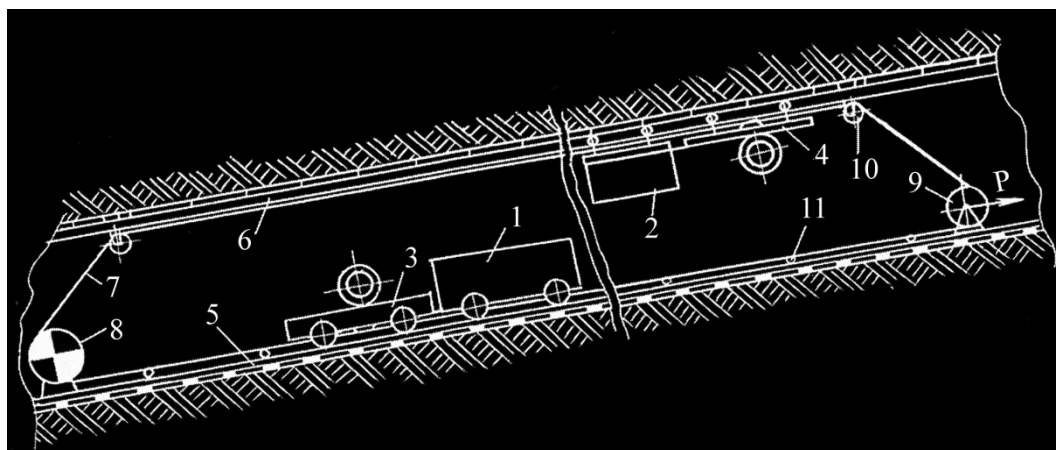


повышения ее производительности, долговечности и безопасности эксплуатации.

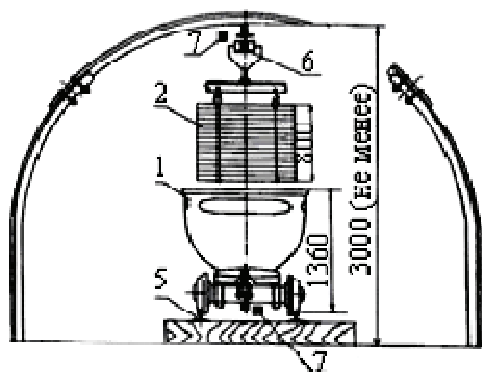
Присоединение к обратной ветви каната буксировочной тележки со сцепленным с ней составом контейнеров, которые перемещаются по монорельсу, закрепленному на кровле выработки, обеспечивает транспортировку грузов в противоположном напочвенному составу направлении, что увеличивает производительность установки.

Тяговое усилие привода и потребляемая им мощность снижаются под действием силы тяжести опускаемого груза. Рассмотрим силы, действующие на привод, который обеспечивает движение состава.

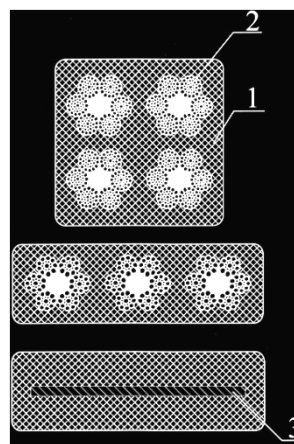
а



б



в



г

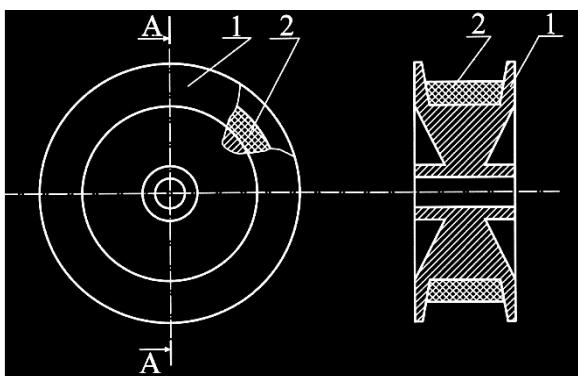


Рис. 6.6. Схемы канатной дороги с резиновым тяговым органом: а – канатная дорога в горной выработке, общий вид; б – ее поперечное сечение; в – тяговый орган канатной дороги в разрезе; г – приводной шкив трения (вид А – А)



## Тяговое усилие

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{н}} + F_{\text{п}},$$

где  $F_{\text{н}}$ ,  $F_{\text{п}}$  – силы тяги, необходимые для перемещения, соответственно, напочвенной вверх и подвесной вниз ветвей тягового органа с присоединенными к ним составами, Н.

В частности,

$$\begin{aligned} F_{\text{н}} &= m_{\text{сн}} g (w_{\text{с}} \cos \beta + \sin \beta) + p_{\text{к}} L_{\text{к}} g (w_{\text{к}} \cos \beta + \sin \beta), \text{ Н}; \\ F_{\text{п}} &= m_{\text{сп}} g (w_{\text{с}} \cos \beta - \sin \beta) + p_{\text{к}} L_{\text{к}} g (w_{\text{к}} \cos \beta - \sin \beta), \text{ Н}, \end{aligned}$$

где  $m_{\text{сн}}$ ,  $m_{\text{сп}}$  – массы напочвенного и подвесного составов соответственно, кг;  $g$  – ускорение силы земного тяготения,  $\text{м/с}^2$ ;  $w_{\text{с}}$ ,  $w_{\text{к}}$  – коэффициенты сопротивления движению состава и тягового органа соответственно ( $w_{\text{с}} = 0,02$ ;  $w_{\text{к}} = 0,3$ );  $\beta$  – угол наклона трассы, град;  $p_{\text{к}}$  – линейная масса каната,  $\text{кг/м}$ ;  $L_{\text{к}}$  – длина ветви тягового органа, м.

С учетом перечисленных параметров тяговое усилие привода

$$\begin{aligned} F_{\text{пр}} = F_{\text{н}} + F_{\text{п}} &= m_{\text{сн}} g (w_{\text{с}} \cos \beta + \sin \beta) + p_{\text{к}} L_{\text{к}} g (w_{\text{к}} \cos \beta + \sin \beta) + \\ &+ m_{\text{сп}} g (w_{\text{с}} \cos \beta - \sin \beta) + p_{\text{к}} L_{\text{к}} g (w_{\text{к}} \cos \beta - \sin \beta), \end{aligned}$$

В данном выражении слагаемое  $m_{\text{сп}} g (w_{\text{с}} \cos \beta - \sin \beta)$  получает отрицательное значение, если угол  $\beta = 7^\circ$  и выше, соответственно, уменьшая значение  $F_{\text{пр}}$ . Это ведет к снижению мощности привода, поскольку она пропорциональна тяговому усилию, тогда

$$N = \frac{F_{\text{пр}} V_{\text{н}}}{1000\eta}, \text{ кВт},$$

где  $V_{\text{н}}$  – номинальная скорость движения тягового органа,  $\text{м/с}$ ;  $\eta$  – КПД приводной станции.

Применение в качестве тягового органа агрегата из нескольких стальных тросов или ленты, помещенных в резиновую оболочку, позволяет отказаться от использования в выработке четырех движущихся канатов двухконтурной дороги, что снижает вероятность травмирования людей.

Кроме того, использование вышеупомянутого тягового органа замедляет процесс коррозии металла ленты и проволоки каната, уменьшая при этом контактные напряжения в нем, что повышает долговечность тягового органа. Применение нескольких канатов вместо одного позволяет уменьшить их диаметр, а значит диаметры приводного шкива, роликов и металлоемкость всей системы.

Футеровка приводного шкива резиной дает возможность также отказаться от многообхватного канатоведущего шкива, на котором происходит

интенсивный износ каната за счет межвиткового трения, используя при этом однообхватный шкив, поскольку на его рабочей поверхности имеет место контакт резиновой оболочки тягового органа с резиновой же футеровкой, коэффициент трения в котором в 6...8 раз выше, чем в контакте “стальной канат – стальной шкив”.

Монорельсовая канатная дорога для наклонных выработок, схемы которой приведены на рис. 6.7. [121] содержит монорельсовый путь 1 с переводными монорельсовыми звеньями 12, 13. Буксировочные тележки 2, 4 соединены с составами грузовых 3 и пассажирских 5 тележек, которые, в свою очередь, связаны с прямой 8 и обратной 9 ветвями замкнутого тягового каната 25. Канат охватывает приводную 6, концевую 7 станции, направляющие блоки 10,11. Наземная направляющая 23 ходовых колес 22 подвижного состава дороги расположена на шпалах 24. Подвесной направляющий монорельс 14 удерживается в заданном положении наземными опорами 15, а переводные монорельсовые звенья 12, 13 изменяют свое положение при помощи канатов 18, 19, которые связаны с лебедками 16, 17 и блоками 20, 21.

Приводная станция 6 со шкивом трения приводит в движение замкнутый тяговый канат 25. Вместе с ним начинают двигаться буксировочные тележки – основная 2 и дополнительная 4, к которым присоединены составы грузовых 3 и пассажирских 5 вагонеток. При подходе буксировочной тележки 4 с составом 3 к переводному монорельсовому звену 12 выключатель 26 срабатывает и включается привод лебедки 16. Тогда переводное монорельсовое звено 12 через канат 18 и блок 20 соединяется с подвесным направляющим монорельсом 15. В дальнейшем буксировочная тележка 2 с составом 3 движется по переводному монорельсовому звену 12 и переходят на наземную направляющую 23. Здесь они перемещаются на ходовых колесах 22, при этом подвесные блоки 28 буксировочной тележки 2 и состава 3 движутся по монорельсовой направляющей 14 и не воспринимают вертикальную нагрузку. В это время буксировочная тележка 4 с составом 5 перемещается по переводному монорельсовому звену 13, которое находится в верхнем положении и соединено с монорельсовым путем 1.

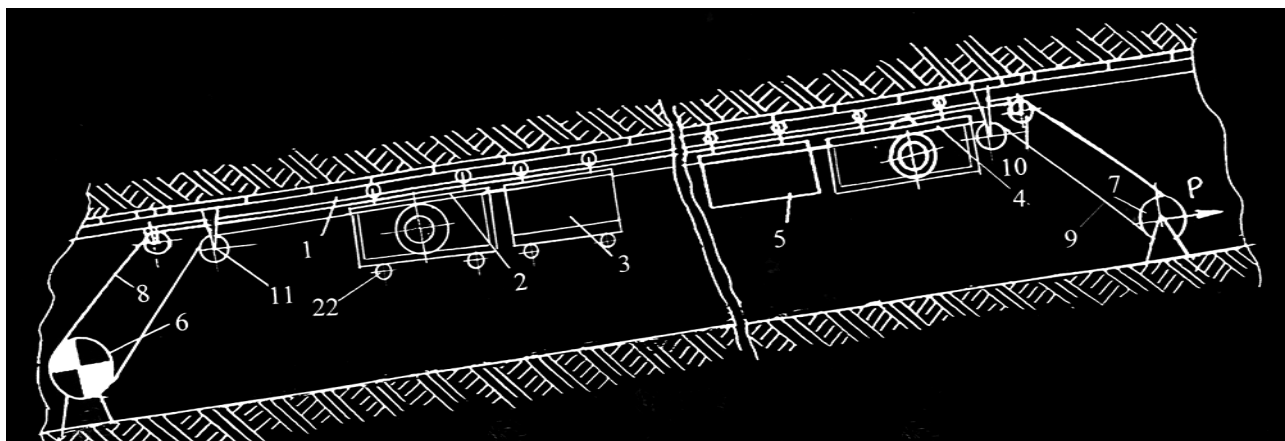
Когда состав 3 приближается к конечному выключателю 27, он срабатывает и одновременно включает лебедки 17 и 16. При этом переводное монорельсовое звено 13 через блок 21 перемещается канатом 19 в нижнее положение и соединяется с подвесной рельсовой направляющей 14. Переводное монорельсовое звено 12 через блок 20 при помощи каната 18, занимает верхнее положение и соединяется с монорельсовым путем 1. Далее составы 3,5 движутся к конечным пунктам: состав 3 – по переводному монорельсовому звену 13, потом по монорельсовому пути 1, состав 5 – по переводному монорельсовому звену 12, потом по монорельсовому пути 1.

Движение составов в обратном направлении происходит по описанной ниже схеме. Состав 3 перемещается по монорельсовому пути 1, переводному монорельсовому звену 13, наземной направляющей 22 до встречи с конечным выключателем 27. После его срабатывания поднимается переводное монорельсовое звено 13 с помощью лебедок 16, 17, канатов 18, 19 и блоков 20,

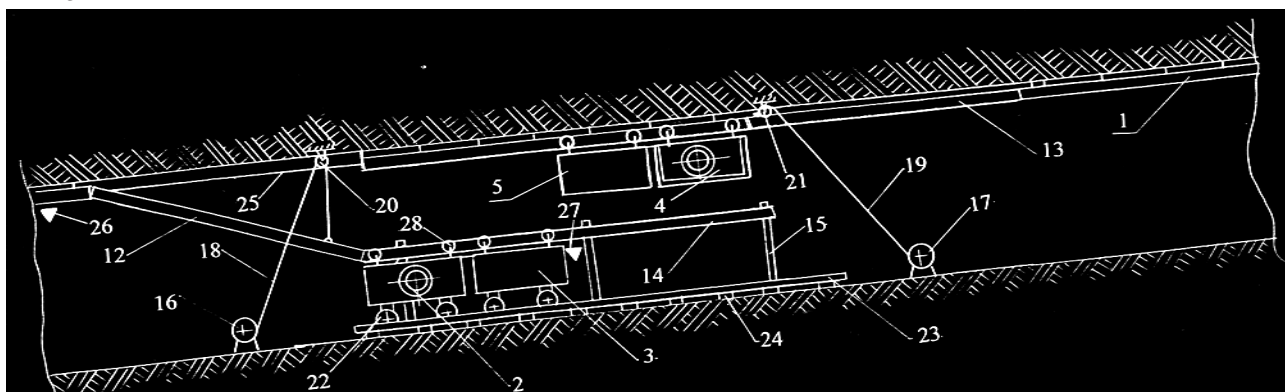
21, а звено 12 опускается, тем самым обеспечивая проход составам 3 и 5 с буксировочными тележками 4, 5 к конечным пунктам трассы. Потом цикл транспортирования повторяется.

Включение в конструкцию дороги дополнительной буксировочной тележки и состава, которые присоединены к обратной ветви тягового каната, а также двух кинематически связанных монорельсовых переводных звеньев дает возможность осуществить одновременно транспортировку грузов во встречных направлениях, увеличив тем самым производительность установки.

а



б



в

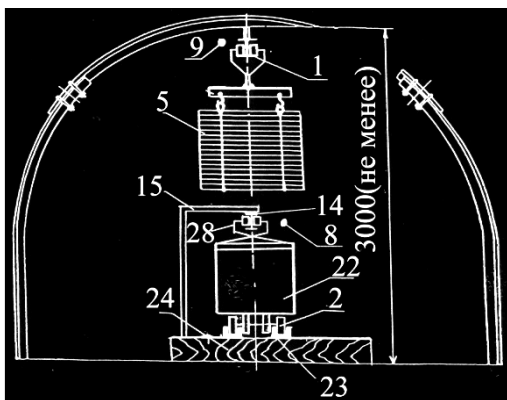


Рис. 6.7. Схемы монорельсовой канатной дороги для наклонных выработок: а – расположение в выработке; б – разминовка; в – поперечное сечение разминовки

Сила тяги состава, который движется вниз по уклону, угол которого превышает  $7^\circ$ , становится отрицательной, что приводит к уменьшению суммарной силы тяги привода, обеспечивая уменьшение энергопотребления всей транспортной установки.

Кроме того, применение двух кинематически связанных поворотных монорельсовых звеньев, наземной и подвесной направляющих для буксировочной тележки и состава делает возможным выполнения обмена встречных составов без увеличения площади поперечного сечения горной выработки.

Использование в этой конструкции наземной направляющей позволяет стабилизировать движение состава на участке разминовки, что повышает безопасность эксплуатации транспортной установки.

Шахтная канатная дорога [122], схемы которой представлены на рис. 6.8, содержит рельсовую колею 1 со стрелочными переводами: односторонними 2, 32 и симметричными 18, 19, разминовку 17, буксировочные тележки 4, 26, к которым присоединяются составы грузовых 6, 27 и пассажирских 28 вагонеток. Тележки оборудованы неподвижными относительно рамы 11 кронштейнами 10 со стабилизирующими катками 5 и связаны через рычаги 25 и 29 замкнутым тяговым канатом 3 с приводной 7 и концевой 9 станциями, а также направляющими роликами 8 и устройствами 30. При этом рычаг 25 имеет боковое, а рычаг 29 – центральное расположение относительно оси рельсового пути. Каждый из переводов 18, 19 включает раму 20, пару поворотных рельсов 21, 22 и поворотный рельс 23. Последние имеют пазы на шейках и кинематически связаны с приводными механизмами 24. Поворотные 14 и рамные рельсы 31 в переводах 2, 32 расположены на рамах 12 вместе с парой поворотных рельсов 13. Они также имеют пазы на шейках для прохода каната 3. Приводы 15, 16 обеспечивают перемещение поворотных рельсов 13, 14. Для управления приводами переводов служат концевые выключатели 33, которые установлены на трассе перед ними.

Приводная станция 7 со шкивом трения вызывает движение замкнутого тягового каната 3, вместе с которым начинают двигаться буксировочные тележки 4 и 26, к которым присоединены составы грузовых 6, 27 и пассажирских 28 вагонеток. При подходе буксировочной тележки 4 с боковым рычагом 25 к стрелочному переводу 18 конечный выключатель 33 срабатывает. При этом поворотные рельсы 21, 23 занимают крайнее правое положение, а рельсы 22 отклоняются на расстояние  $a$ , что обеспечивает проход стабилизирующих катков 5 и движение состава 6 по правой ветви рельсовой колеи 1 разминовки 17.

Одновременно буксировочная тележка 26 с центральным рычагом 29 для присоединения каната 3 подходит к стрелочному переводу 19. Он устанавливается в правое по ходу движения положение с помощью конечного выключателя 33 и привода 24. Длина разминовки 17 выбирается таким образом, чтобы встречные составы свободно расходились на ней. При достижении буксирными тележками 4 и 26 с составами вагонеток 6, 27 и 28

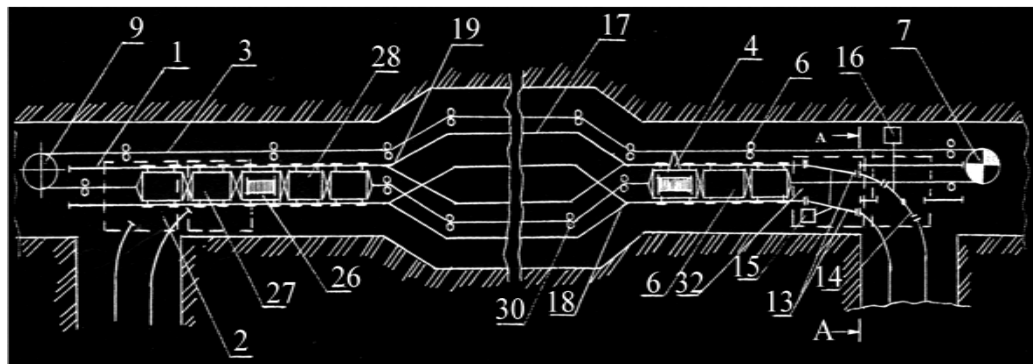


противоположных переводов 19, 18, срабатывают конечные выключатели 33 и направляют их на одноколейные пути.

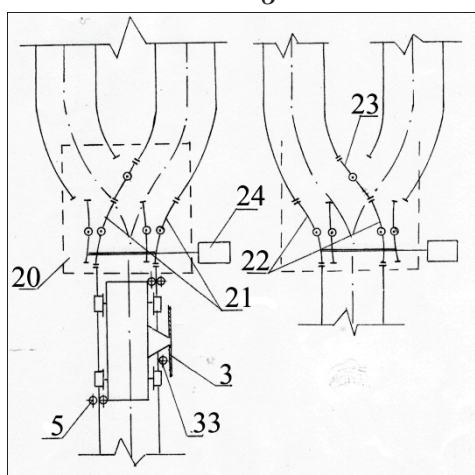
Для направления состава 6 в ответвляющуюся выработку, поворотные рельсы 13, 14 с помощью приводов 15 и 16 устанавливаются в правое по ходу движения положение и в пазы на шейках рамного 31 и поворотного 14 рельсов, образуя окно для прохода каната 3.

При этом расстояние  $a$  между рамным 31 и основным рельсами позволяет стабилизирующим каткам 5 свободно проходить стрелочный перевод 32 во время прямолинейного движения буксировочной тележки 4.

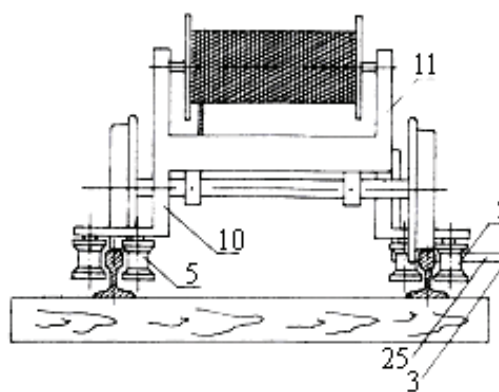
*a*



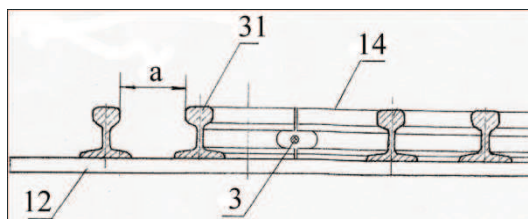
*б*



*в*



*д*



*е*

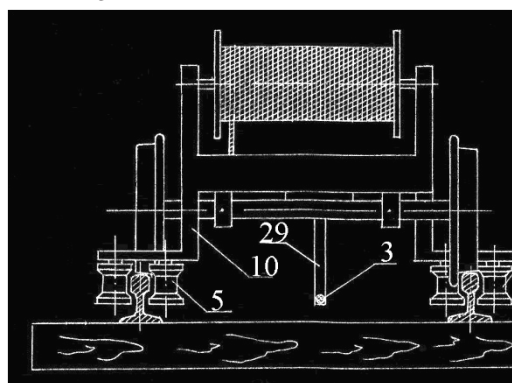


Рис. 6.8. Схемы шахтной канатной дороги с двойной тягой: *a* – общий вид; *б, в* – симметричный стрелочный перевод в правом и левом положениях; *г, е* – буксировочные тележки с боковым и центральным присоединением каната соответственно; *д* – стрелочный перевод односторонний, вид *A – A*



Введение в конструкцию дороги дополнительной буксировочной тележки и состава, которые присоединены к обратной ветви тягового каната, а также разминочки с двумя симметричными стрелочными переводами делает возможной одновременную транспортировку грузов во встречном направлении, что увеличивает производительность установки и снижает энергопотребление при ее эксплуатации в наклонных выработках.

В силу того, что обратная ветвь тягового каната располагается в пределах рельсовой колеи, обслуживание системы из двух канатов становится более безопасным.

#### 6.4. Приводные шкивы и направляющие устройства

Шкив трения канатной дороги [123], схемы которого изображены на рис. 6.9, содержит фрикционную футеровку 1, зафиксированную между двумя боковинами 3 при помощи болтов с гайками 4, что дает возможность регулировать ее физико-механические свойства путем сжатия. Два полукольцевых сегмента футеровки 1 с боковинами 3 соединены между собой болтами 5 через проушины 6. Шпонка 7 фиксирует боковины 3 с футеровкой 1 относительно стального параболического шкива 8.

Тяговое усилие от приводного стального параболического шкива 8 и зафиксированной на нем при помощи шпонки 7 фрикционной футеровки 1, сжатой между боковинами 3 болтами с гайками 4, передается через тяговый канат 2 составу вагонеток. При этом усилия от каната 2 распределяются равномерно на поверхности футеровки 1, а контактные напряжения значительно уменьшаются в результате увеличения площади контакта между нею и канатом 2. В зависимости от ожидаемого натяжения каната 1, которое определяется массой состава, используя болты с гайками 4, регулируют предварительное сжатие футеровки 1, что приводит к изменению ее жесткости и твердости. Таким образом, контактные напряжения между канатом 2 и футеровкой 1 снижаются.

Изношенную футеровку заменяют, разъединяя болты 5 ее полукольцевых сегментов и болты с гайками 4, укладывая новый материал между боковинами 3 и далее соединяя элементы в обратной последовательности.

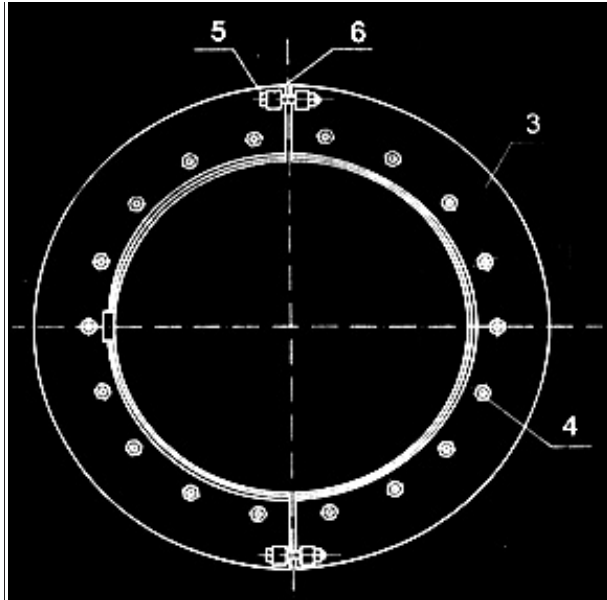
Возможность замены фрикционной футеровки позволяет использовать один однообхватный шкив вместо нескольких нефутерованных, что уменьшает габариты приводной станции.

Очень важным параметром шкива трения является его тяговая способность [96], которая в момент срыва сцепления между ним и канатом при определенных допущениях отвечает формуле Л. Ейлера, а именно:

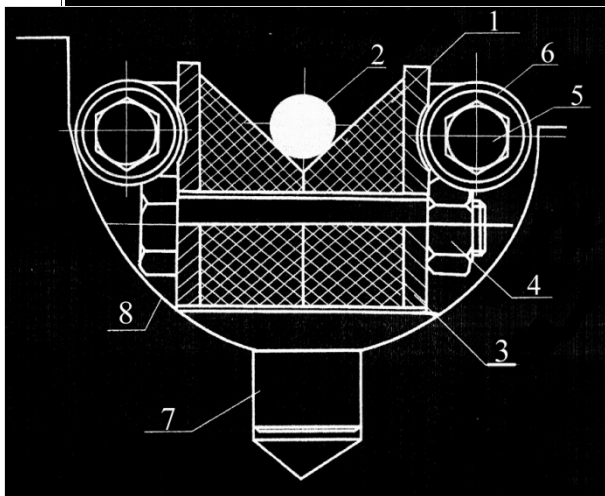
$$\frac{F_n}{F_c} = e^{f\alpha},$$

где  $F_n$   $F_c$  – усилие в набегающей и сбегающей со шкива ветвях каната соответственно, Н;  $e$  – основание натурального логарифма;  $f$  – коэффициент трения между канатом и шкивом;  $\alpha$  – угол обхвата канатом шкива, рад.

*a*



*б*



*в*

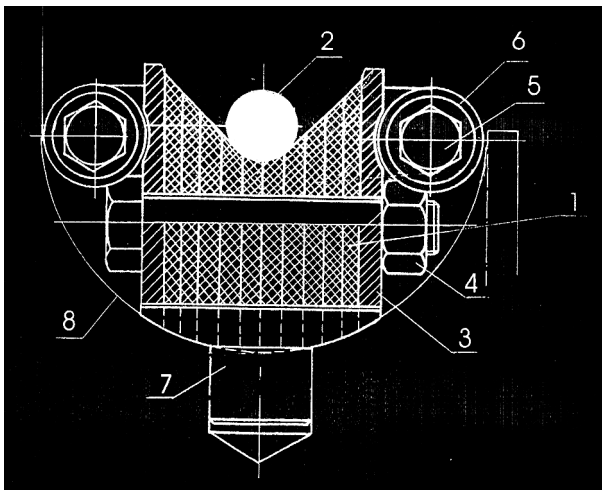


Рис. 6.9. Схемы приводного шкива трения: а – вид сбоку; б – поперечное сечение с футеровкой из автомобильных протекторов; в – поперечное сечение с футеровкой из конвейерной ленты

На основе анализа способов повышения тяговой способности приводных шкивов и долговечности пары «шкив – канат» сделан вывод о целесообразности использования резиновой футеровки в предлагаемой конструкции, тяговый фактор которой

$$e^{f_1 \alpha_1} = e^{0,31 \cdot 5,3,14} = e^{1,41},$$

где  $f_1$  – коэффициент трения стального каната о резину ( $f_1 = 0,3$ );  $\alpha_1$  – угол обхвата шкива канатом ( $\alpha_1 = \frac{3}{2}\pi$ ), рад .

Если используется многообходимый стальной шкив трения или несколько однообхватных, а количество витков каната составляет 2,5 и коэффициент трения каната о стальной шкив  $f_2 = 0,07$ , то тяговый фактор

$$e^{f_2 \alpha_2} = e^{0,07 \cdot 5 \cdot 3,14} = e^{1,09}.$$

Таким образом, при использовании резиновой футеровки шкива можно получить на одном неполном витке трения большую тяговую способность, чем в последнем случае.

Важным требованием к взаимодействию пары «шкив – канат» в эксплуатационных условиях является долговечность футеровки, которая зависит от давления каната на рабочую поверхность шкива [84]. Определяют данный параметр таким образом:

$$p = \frac{F_n + F_c}{D_{ш} d_k} = 1,65 \text{ МПа},$$

при этом натяжение рабочей ветви каната  $F_n = 30$  кН; натяжение холостой ветви каната  $F_c = 3$  кН; диаметр шкива  $D_{ш} = 1$  м; диаметр каната  $d_k = 0,02$  м.

Поскольку для резины допустимое давление составляет 3,2 МПа, то предлагаемое решение отвечает условию долговечности (3,2 МПа > 1,65 МПа).

В качестве фрикционного материала футеровки рекомендовано применения автомобильных протекторов или конвейерной ленты, отработавших срок своей службы, так как резина, из которой изготовлены эти изделия, отвечает требованиям долговечности, чему способствует наличие в материале капронового корда. Кроме этого, использование практически бесплатного сырья позволит частично решить проблему утилизации отработанных автомобильных протекторов и конвейерных лент.

Быстросменная футеровка, которая подвергается регулируемому предварительному сжатию с целью изменения твердости и жесткости ее материала, позволяет в процессе эксплуатации экспериментально подобрать

оптимальные значения этих параметров по величине контактно-усталостного износа, поскольку на сегодня еще не разработаны надежные методы расчета упругого контактного взаимодействия при тяжелых нагрузках.

Устройство для направления каната на шкив трения [124], схемы которого изображены на рис. 6.10, содержит раму 1 с расположенными шкивами 2 и 3, а также с подшипниками 4 на неподвижной оси 5. Эластичная футеровка (например, резиновая) 6, установлена между ступицей 7 шкива 3 и кольцевой боковиной 8, она фиксируется винтами 9 с гайками 10. Приводной шкив трения 11 также оборудован эластичной футеровкой (например, резиновой) 12, которая зафиксирована между кольцевыми боковинами 13 с помощью болтов 14 и гаек 15. Канат 16 огибает последовательно шкивы 2, 11 и 3.

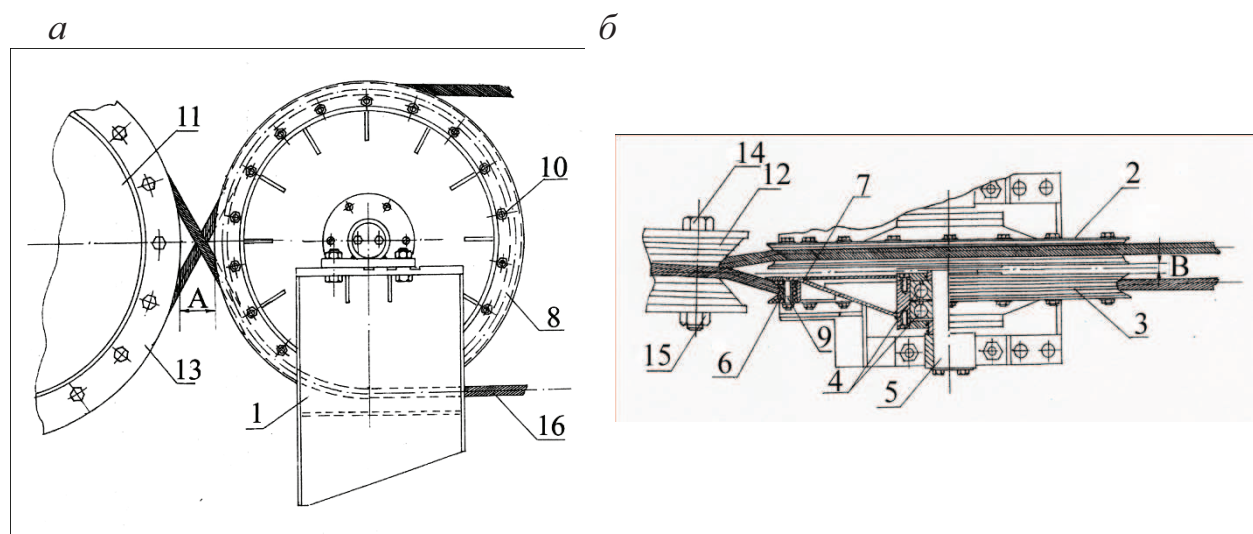


Рис. 6.10. Схемы направляющего устройства каната: а – вид сбоку; б – вид сверху

Сначала этот канат огибает шкив 2 с эластичной футеровкой 6, который вращается на подшипниках 4 вокруг неподвижной оси 5, и направляется им на приводной шкив трения 11, покрытый эластичной футеровкой 12, после чего огибает шкив 3 и следует по трассе установки (например, в горную выработку). Наличие расстояния В (между направляющими шкивами 2 и 3) и А (между ними и ведущим шкивом 11) обеспечивает свободное движение тягового каната 16 без межвиткового трения. Замена изношенной эластичной футеровки 6 направляющих шкивов 2 и 3 осуществляется путем освобождения винтов 9 и гаек 10, снятия боковины 8 и отработавшей футеровки, укладывания нового материала с последующей сборкой элементов устройства.

Оснащение рассмотренной конструкции двумя направляющими шкивами позволяет применять один однообхватный шкив трения вместо нескольких, вследствие чего уменьшаются габариты приводной станции. В этой конструкции угол обхвата тяговым канатом ведущего шкива увеличен на  $60^\circ$ , что существенно повышает его тяговый фактор.

Исследования [62] обнаружили зависимость долговечности каната, в первую очередь, от отношения его диаметра к диаметру шкива. Эта величина должна составлять не менее 40, если угол обхвата канатом шкива превышает

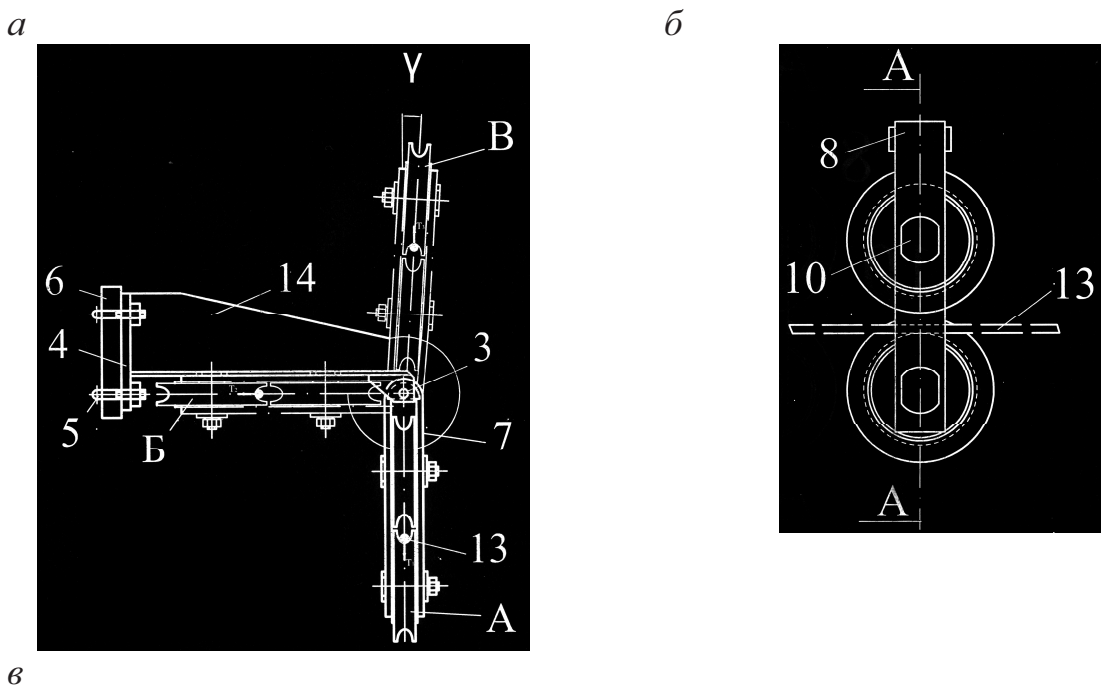
20°. Таким образом, применение направляющих шкивов, которые отвечают этому требованию, позволяет повысить долговечность каната и надежность всей установки. Как отмечалось выше, чтобы продлить срок эксплуатации шкивов и канатов путем уменьшения контактных напряжений, между ними в конструкцию устройства введена эластичная (например, резиновая) футеровка.

Расчеты показывают, что для серийных шахтных канатных дорог с тяговым усилием до 20 кН, диаметрами каната и шкива, соответственно, 15 и 600 мм фактическое давление каната на поверхность футеровки не превышает допустимого.

При этом отмечается рост производительности канатного транспорта за счет увеличения длительности времени его работы в результате повышения долговечности тяговых органов и сокращения ремонтных сроков.

Для снижения стоимости футеровки ее изготавливают из резиноканевой конвеерной ленты, которая отработала срок службы, что улучшает экологическую проблему ее утилизации.

Устройство для направления и поддержания каната [125], схемы которого изображены на рис. 6.11, содержит два блока 1 и 2, расположенных на осях 10 при помощи подшипников 12. Уплотнители 9 и крышки 8 фиксируются гайками 11. Блоки подвешены на шарнирном узле крепления 3, ось которого параллельна оси каната 13. Таким способом они подсоединяются к кронштейну 4, зафиксированному скобами 5 на стойке крепления 6.





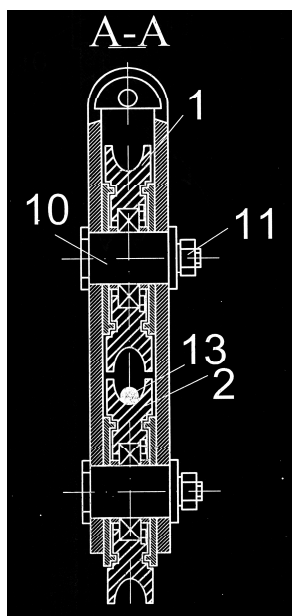


Рис. 6.11. Схемы устройства для направления и поддержания каната:  
*а – общий вид; б – вид сбоку; в – поперечное сечение*

Неразъемная скоба 7 служит для подвешивания блоков 1 и 2, упор 14 ограничивает угол поворота  $\alpha$  устройства для направления и поддержания каната 13 в крайних положениях. При этом расстояние между ребрами блоков 1 и 2 меньше диаметра каната 13.

На выпуклых участках рельсового пути устройство под действием составной силы тяги  $T_1$  занимает положение А, аналогично случаю снижения тягового усилия во время реверсирования дороги, при этом на механизм действует сила тяжести каната 13.

Если устройство находится на вогнутом участке рельсового пути, то оно под действием составной силы тяги  $T_3$  занимает положение В.

Перемещаясь на участки с поворотами рельсового пути в плане, устройство под действием составной силы тяги  $T_2$  занимает положение Б. Как только тяговое усилие в канате исчезает, устройство возвращается в положение А.

Использование дополнительного блока в конструкции устройства замедляет процесс износа каната, так как уменьшается его трение о скобы и узел крепления обоймы, особенно когда натяжение этого каната делается более слабым.

Устройство для направления каната в горной выработке [126], схемы которого изображены на рис. 6.12, содержит раму 1 с подпружиненными направляющими блоками 2, 3, 4 на осях 5. Блоки могут перемещаться в пазах 6. Они включают обойму 9, расположенную на оси 5 с роликовыми подшипниками 11 и 12, которые фиксируются гайкой 13 и стопорной шайбой 14.

Подшипники 11 и 12 защищаются от пыли и влаги лабиринтным уплотнением 15 и крышкой 16, которая фиксируется винтами 17. Резиновая футеровка 18 размещена на рабочей поверхности для контакта с профилированным рычагом 19, который закреплен болтами 7 на буксировочной

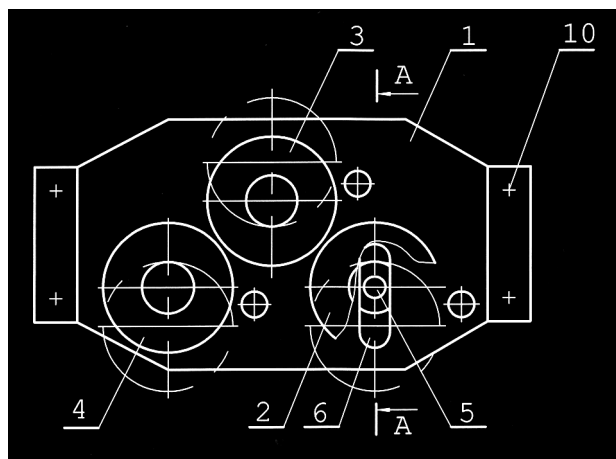
тележке 8. К рычагу присоединен тяговый канат 20. Устройство фиксируется на шпалах или на горной породе через отверстия 10.

Тяговый канат 20 проходит через направляющие блоки 2, 3, 4 и удерживается ими от перемещения в горизонтальной и вертикальной плоскостях на изгибах трассы транспортировки.

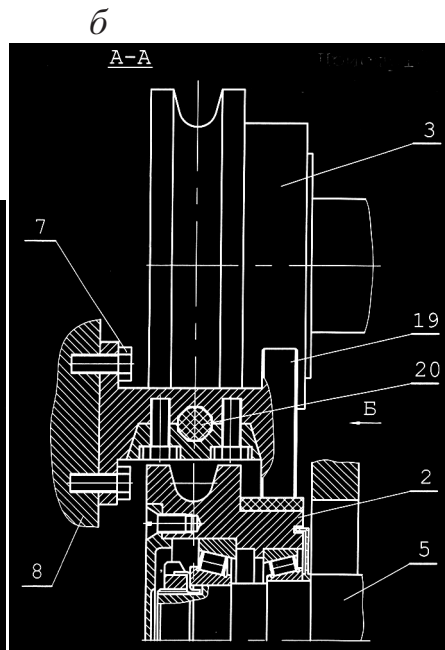
Когда рычаг 19 подходит к подпружиненному направляющему блоку 2, последний контактирует с ним в месте резиновой футеровки 18 своей рабочей поверхностью и отклоняется, пропуская тяговый канат 20. При этом канат 20 удерживается в устройстве направляющими блоками 3 и 4. Далее блок 2 возвращается в исходное положение, а блок 3 отклоняется при помощи профилированного рычага 19, в то время как канат 20 удерживается блоками 2 и 4.

Следует отметить, что применение в конструкции направляющего блока новой рабочей поверхности, которая контактирует с профилированным рычагом буксировочной тележки, позволяет избежать динамических нагрузок и контактных напряжений непосредственно на рабочем ободу и в ребордах этого блока, что обуславливает уменьшение износа поверхностей, и за счет этого повышается надежность устройства.

*a*



*б*



*з*

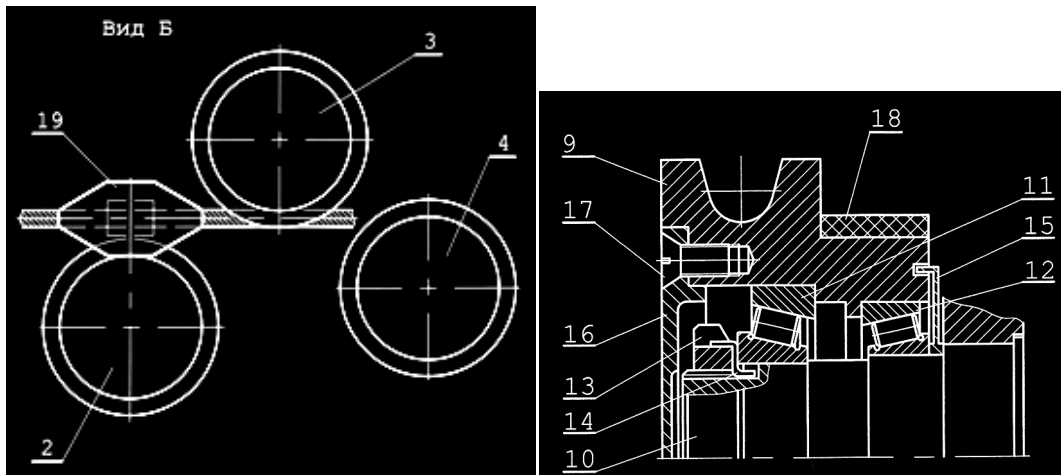


Рис. 6.12. Схемы устройств для направления каната в горной выработке: а – вид сверху; б – вид сбоку по направлению движения каната; в – вид снизу; г – поперечное сечение

Использование упругой футеровки рабочей поверхности блока, которая контактирует с профилированным рычагом буксировочной тележки способствует уменьшению динамических нагрузок и контактных напряжений между ними, повышению надежности и безопасности эксплуатации канатного транспорта.

И, наконец, оборудование конструкции устройства роликовыми подшипниками вместо шариковых дает возможность обеспечить перераспределение динамических нагрузок в теле каждого блока во время прохождения через него рычага буксировочной тележки, а также при изменении продольного профиля трассы транспортировки и, как следствие, повышает безопасность его эксплуатации.

### 6.5. Устройства для укладки и натяжения каната

Наряду с канатными напочвенными и монорельсовыми дорогами в угольных шахтах остается большое количество концевых откаток, обеспечивающих транспортирование полезного ископаемого, породы, оборудования, материалов и людей.

В настоящее время шахтные лебедки не оборудуются устройствами для укладки каната на барабан, в связи с этим наблюдается его неупорядоченная навивка, что можно исправить только вручную. Последнее обстоятельство влечет за собой высокий травматизм вплоть до смертельных случаев, особенно в выработках с переменным профилем, где возможно набегание вагонеток на канат. Применяемые в других отраслях промышленности канатоукладчики не соответствуют сложным условиям эксплуатации в шахтах и требованиям безопасности. Ниже приведены конструкции устройств для укладки каната на барабан лебедки, разработанные применительно к шахтным условиям.

Шахтный канатоукладчик [127], схемы которого представлены на рис. 6.13, содержит раму 1, на ней расположен винтомоторный привод переменного тока 2. Ротор привода присоединен к однозаходному винту 3,

который соединен с кареткой 4, снабженный двумя вертикальными роликами 5,6. Ход каретки ограничивает направляющая 7. Для восприятия вертикальной нагрузки от каната 8 служит роликоопора 9, а концевые выключатели 10 и 11 обеспечивают реверсирование приводного двигателя 2 в случае достижения кареткой 4 крайних по ширине барабана лебедки положений.

Вращение ротора внутри винтомоторного привода преобразуется в поступательное движение однозаходного винта 3, вместе с которым движется каретка 4, оборудованная вертикальными роликами 5,6, и между ними перемещается канат 8. Скорость поступательного движения каретки 4 по направляющей 7 обеспечивает равномерную намотку каната 8 на барабан лебедки. В случае достижения кареткой 4 крайнего положения, что соответствует моменту контакта каната 8 с одной из реборд барабана, происходит реверсирование приводного двигателя 2 при помощи концевого выключателя 10 и аппаратуры управления винтомоторным приводом. После этого канат 8 посредством каретки 4 укладывается в обратном направлении. При достижении канатом 8 противоположной реборды барабана срабатывает концевой выключатель 11 и цикл укладки повторяется. Машинист выполняет включение и выключение привода 2 одновременно с приводным двигателем лебедки.

Использование в конструкции канатоукладчика винтомоторного привода с однозаходным винтом, который вступает в кинематическое взаимодействие с кареткой, повышает надежность работы механизма благодаря исключению двухзаходного винта и коромысла в механизме реверсирования каретки.

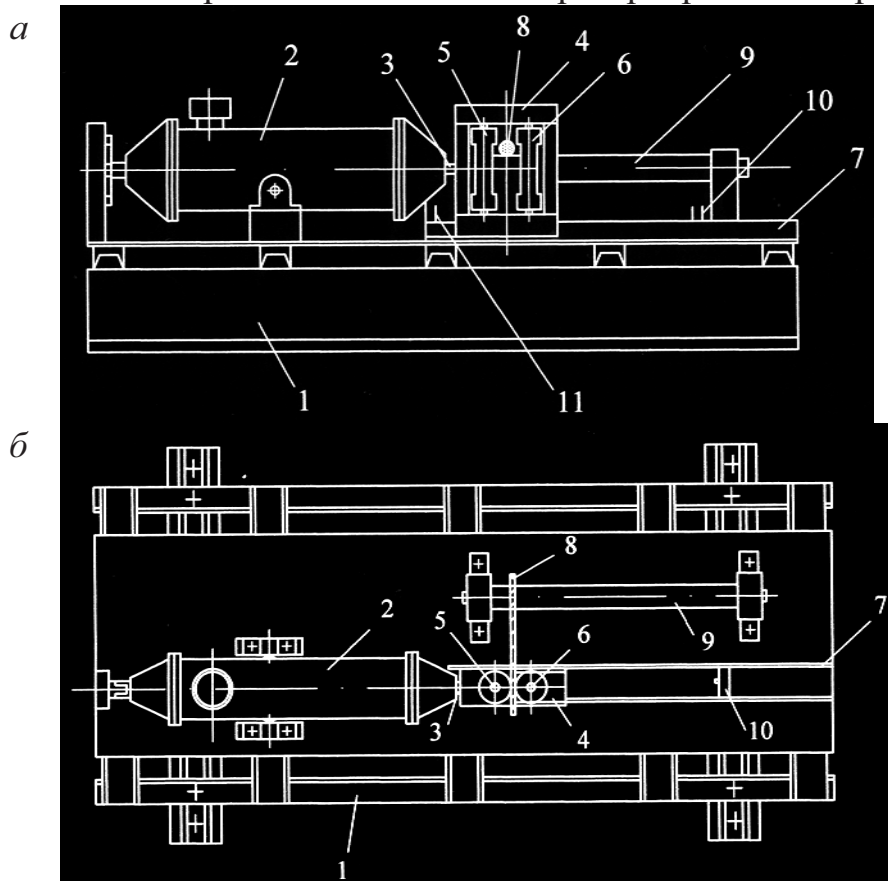


Рис. 6.13. Схемы шахтного канатоукладчика:

*a* – вид сбоку; *b* – вид сверху

Частота вращения барабана лебедки определяется по следующей формуле:

$$n_6 = \frac{n}{60 \cdot i},$$

где  $n$  – номинальная частота вращения ротора двигателя лебедки, об/мин;  $i$  – передаточное число редуктора.

При этом время одного оборота барабана лебедки

$$t = \frac{1}{n_6}, \text{ с.}$$

Шаг укладки каната

$$h_y = d_k + 2, \text{ мм,}$$

где  $d_k$  – диаметр каната, мм.

Тогда, скорость укладки каната на барабан

$$V_y = \frac{h_y}{t}, \text{ мм/с.}$$

Таким образом, зная диаметр каната  $d_k$ , номинальную частоту вращения двигателя лебедки  $n$  и передаточное число редуктора  $i$ , можно определить скорость укладки каната на барабан, которую должен обеспечивать канатоукладчик.

Номинальная частота вращения ротора двигателя канатоукладчика

$$n_H = \frac{100n_c - S_H n_c}{100}, \text{ об/мин,}$$

где  $S_H$  – номинальное скольжение двигателя, %;  $n_c$  – синхронная частота вращения двигателя, об/мин.

Номинальный вращающий момент на валу двигателя

$$M_H = 9750 \frac{N}{n_H},$$

где  $N$ ,  $n_i$  – номинальные мощность двигателя, кВт и его синхронная частота вращения, об/мин.

Скорость поступательного движения винта двигателя

$$V_{ш} = \frac{B \cdot n_H}{60000}, \text{ м/с,}$$



где  $B$  – шаг винтовой линии, м.

Для нормальной работы устройства необходимо выполнить такое условие:  $V_y = V_{ш}$ , что достигается подбором шага резьбы винта канатоукладчика  $B$  и частоты вращения ротора его двигателя  $n_1$ .

Использование в канатоукладчике каретки, оборудованной двумя вертикальными роликами, позволяет существенно снизить сопротивление движению тягового каната и повысить его долговечность, а применение роликоопоры, которая воспринимает вертикальные усилия от каната, обеспечивает исключение изгибающих нагрузок на шток винтомоторного привода в вертикальной плоскости.

В то же время расширение диапазона регулировки скорости укладки каната независимо от скорости движения каретки происходит за счет оборудования механизма рамой, которая способна поворачиваться в горизонтальной плоскости.

При этом уменьшение скорости укладки каната возможно путем изменения угла установки оси устройства относительно оси барабана лебедки, что определяется из следующей формулы:

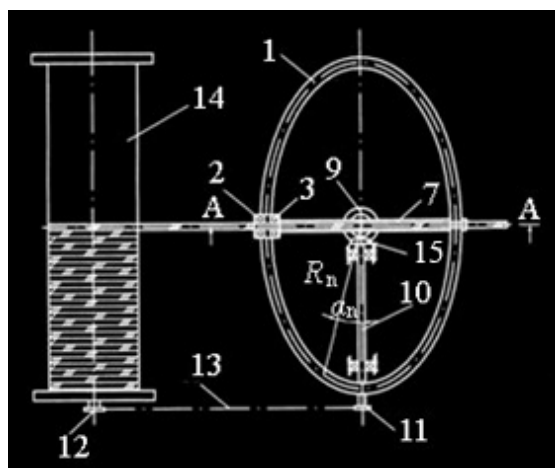
$$V'_y = V_y \cdot \cos \alpha,$$

где  $\alpha$  – угол между осью барабана и осью устройства.

Оборудование канатоукладчика вместо механизма реверсирования концевыми выключателями, которые устанавливаются на направляющей каретки, также упрощает его конструкцию и повышают надежность.

Устройство для укладки каната на барабан лебедки [128], схемы которого изображены на рис. 6.14, содержит направляющую в форме эллипса 1, на ней расположена каретка 2, имеющая две пары роликов 3 с вертикальными осями и два ролика 4 с горизонтальными осями. Каретка 2 взаимодействует с эллиптической направляющей 1 через ролики 6 горизонтальной оси, а цилиндрическая направляющая скольжения 7 взаимодействует с валом 8 вертикальной оси. Конические зубчатые колеса 9,15, вал горизонтальной оси 10, звездочки 1, 12, цепь 13 соединены с осью барабана лебедки.

*a*



б

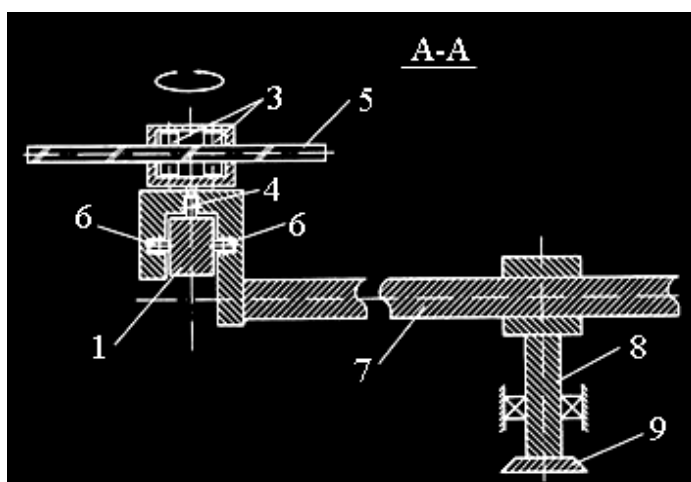


Рис. 6.14. Схемы устройства для укладки каната на барабан лебедки:  
а – план; б – профиль.

Вращательное движение передается от барабана 14 через цепную передачу (звездочки 11,12, цепь 13) на валы 10 и 8 при помощи конических зубчатых колес 9,15. Вращение вала 8 вместе с направляющей скольжения 7 приводит в движение каретку 2 по направляющей 1, форма которой обеспечивает равномерное перемещение каретки относительно оси барабана 14. Канат 5, проходя через четыре ролика 3, которые установлены вертикально по отношению к каретке, повторяет равномерное движение относительно оси барабана 14. Верхняя часть каретки 2 может поворачиваться относительно вертикальной оси, постоянно удерживая ее в положении, параллельном оси каната 5.

В этих условиях шаг укладки каната

$$h_y = d_k + 2, \text{ мм},$$

где  $d_k$  – диаметр каната, мм.

Время одного оборота барабана лебедки

$$t = 1/n_6, \text{ с},$$

где  $n_6$  – частота вращения барабана лебедки.

Скорость укладки каната на барабан

$$V_y = h_y/t, \text{ мм/с}$$

Таким образом, зная диаметр каната  $d_k$ , номинальную частоту вращения барабана лебедки  $n_6$ , можно определить скорость укладки каната на барабан.

Количество витков на барабане

$$N_{\text{вит}} = B/h_y,$$

где  $B$  – ширина барабана лебедки, мм.

Значение угла отклонения каната при каждом новом витке

$$\alpha = 180/N_{\text{вит}}, \text{ град.}$$

Радиус полуоси направляющей каретки в зависимости от угла  $\alpha$

$$R_n = (R - nh_y) / \cos n\alpha, \text{ м,}$$

где  $n$  – порядковый номер шага укладки каната ( $n = 1, 2, \dots, n$ );  $R$  – радиус большой полуоси направляющей каретки ( $R = B/2$ , м).

Таким образом, применяя новую конструкцию канатоукладчика, заметно повышают эффективность работы шахтной канатной конечной откатки, так как улучшаются показатели производительности, надежности и безопасности ее работы.

Для стабильной работы канатоукладчиков необходимо поддерживать минимальное натяжение каната в процессе эксплуатации. С этой целью предложено устройство для натяжения каната [129], схема которого изображена на рис. 6.15. Оно состоит из несущей рамы 1 с неподвижно закрепленными на ней блоками 2 и 3, одетыми на оси 4. Подвижный средний блок 5 установлен между ними в кронштейне 6 и может перемещаться вверх в вертикальной плоскости под действием силы натяжения каната 7, при этом канат огибает все блоки 2, 3 и 5. Упругий элемент (например, пружина) 8, установленная на резьбовом хвостовике кронштейна 6, сжимается гайкой 9. и оказывает сопротивление перемещению блока 5. Сопротивление движению каната 7 в блоках 2, 3, 5 и напряжения его изгиба на этих блоках создают необходимую силу натяжения. С понижением натяжения каната 7 подвижный блок 5 перемещается вниз, угол изгиба каната 7 на блоках 2, 3 и 5 увеличивается, что обуславливает рост напряжений изгиба и силы натяжения в нем перед барабаном лебедки.

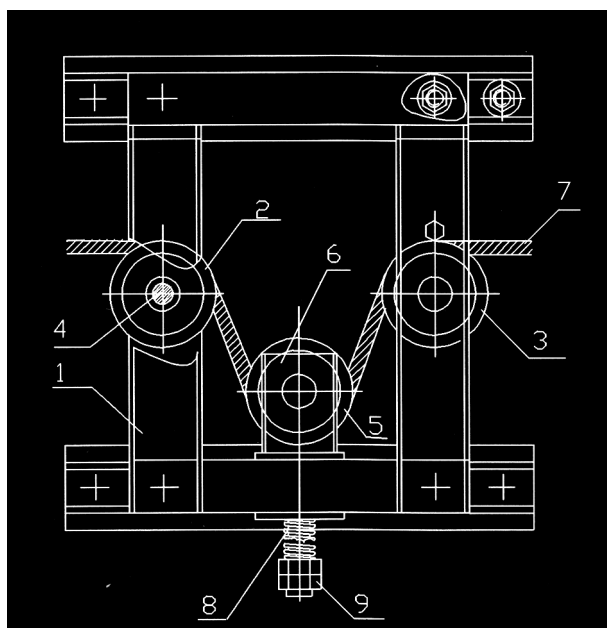


Рис. 6.15. Схема устройства для натяжения каната

Рассмотренное устройство способствует более эффективному натяжению каната, что увеличивает производительность, надежность, долговечность и безопасность напочвенной дороги в подземных условиях эксплуатации.

Оснащение устройства для натяжения каната тремя блоками позволяет использовать усилие поперечной жесткости каната для увеличения сопротивления движению и, как следствие, его натяжения.

Натяжение каната после сбегания с блока [130]

$$F_c = F_n \left( 1 + k + f \frac{d}{D} \right),$$

где  $F_n$  – натяжение каната перед блоком;  $k$  – поперечная жесткость каната

$$k \approx 0,1 \frac{d_k}{D - 10},$$

где  $f$  – коэффициент трения в подшипниках блока;  $d$  – диаметр оси блока;  $D$  – диаметр блока.

Таким образом, предельное соотношение натяжений в канате, которое можно получить на одном блоке,

$$F_c = 1,1 F_n,$$

а на  $n$  блоках

$$F_c = 1,1^n F_n,$$

где  $F_n$  – натяжение каната перед блоками.

Как видим, для уменьшения числа изгибов каната один из блоков выполняют подвижным. Натяжение каната при его изгибе на среднем блоке

$$F = \frac{Q}{2 \sin \gamma},$$

где  $Q$  – усилие упругого элемента, связанного с подвижным блоком;  $\gamma$  – угол изгиба каната относительно траектории движения.

Следовательно, регулируя предварительное сжатие упругого элемента, связанного с подвижным блоком, можно изменять диапазон усилий натяжения каната.

Одновременно достигается возможность своевременной регулировки усилий в канате при изменении уклонов рельсового пути, особенно в подземных условиях шахт. Таким образом, повышается производительность откатки за счет уменьшения непродуктивных потерь рабочего времени на ручную укладку каната.

Канатная дорога [131], схема которой представлена на рис. 6.16, содержит состав напочвенных вагонеток 1, присоединенный к напочвенной буксировочной тележке 2, который расположен на рельсовом пути 3. Вагонетки соединены стальным канатом 4 со шкивом приводной станции 5, концевой станцией 7, направляющими 8 и поддерживающими 9 блоками, а также с натяжной станцией. Последняя содержит: натяжные блоки 6 ветвей каната 4, груз 10, уравнительный блок 11, канат 12, гидроцилиндры 13 и 14, связанные с соответствующими блоками 6, дроссельный клапан 15, манометр 16, обратный клапан 17, насос 18, бак 19 и предохранительный клапан 20.

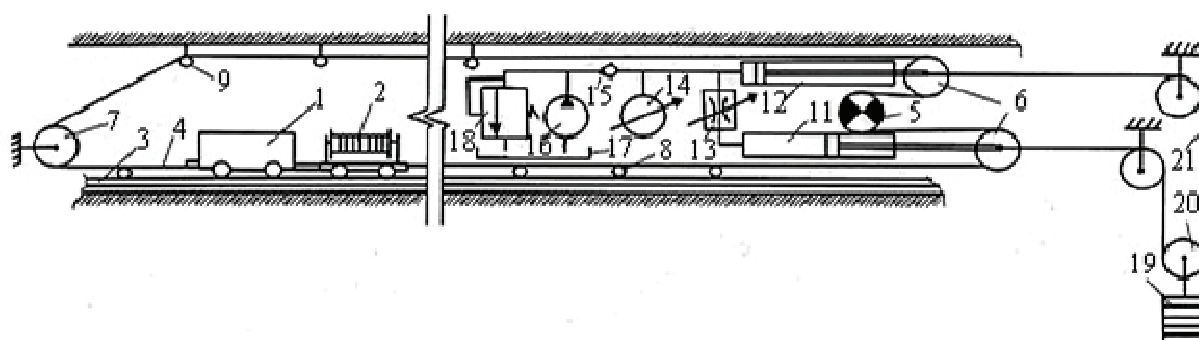


Рис. 6.16. Схема канатной дороги с гидравлической натяжной станцией

Тяговое усилие от приводной станции 5 передается с помощью тягового каната 4 буксировочной тележке 2, которая вместе со сцепленным с ней составом вагонеток 1 начинает движение в направлении от приводной станции. При этом натяжные блоки 6 одновременно перемещаются в рабочей ветви под действием растущего натяжения каната 4 по направлению к приводной станции 5, а в холостой ветви под действием силы тяжести груза 10 – в направлении от приводной станции 5. В это время поршни гидравлических цилиндров 13 и 14,



штоки которых связаны со своими блоками 6, начинают движение в соответствующих направлениях. Рабочая жидкость перетекает под действием силы натяжения каната 4 из одной рабочей полости гидроцилиндров 13 и 14 в другую через дроссельный клапан 15. Вследствие этого замедляется движение натяжных блоков 6. Необходимое давление жидкости в этой магистрали контролируется манометром 16 и при необходимости повышается при помощи насоса 18 через обратный клапан 17. В случае превышения допустимого давления рабочая жидкость сливается через предохранительный клапан 20 в бак 19. Натяжная станция обеспечивает необходимое усилие для сцепления каната 4 со шкивом приводной станции 5, компенсирует при этом упругую вытяжку каната 4 и снижает динамические усилия в его ветвях благодаря уменьшению скорости движения натяжных блоков 6. Для направления и поддержания каната 4 в выработке служат направляющие 8 и поддерживающие 9 блоки. Если возникает необходимость в удлинении (сокращении) канатной дороги, то с барабана буксировочной тележки 2 сматывается (или наматывается на него) тяговый канат нужной длины. После прибытия состава в конечный пункт происходит его разгрузка или обмен на другой и движение в обратном направлении.

Таким образом, в результате того, что натяжные блоки грузовой станции замедляют свое движение, снижается нагрузка в тяговом канате, а значит вероятность возникновения пробуксовки между ним и шкивом трения, что удлиняет срок эксплуатации каната. Существующие установки канатного транспорта не располагают средствами контроля усилий в тяговом канате, что приводит к возникновению аварийной ситуации вплоть до обрыва последнего.

Специально для этого спроектировано устройство [132], схема которого изображена на рис. 6.17, оно состоит из несущей рамы 1, снабженной блоками 2 и 3 с неподвижными осями 11. Блок 4, установленный в кронштейне 5, может перемещаться вниз в вертикальной плоскости под действием силы натяжения каната 12. Гидроцилиндр 8 с поршнем 6 установлен в несущей раме 1 под кронштейном 5 подвижного блока 4. Этот блок может взаимодействовать с поршнем 6 гидроцилиндра 8 во время его перемещения в вертикальной плоскости. В дне гильзы гидроцилиндра 8 выполнено отверстие 9, соединяющее его с манометром 10. На поверхности поршня расположены резиновые кольца 7, которые уплотняют зазор между ним и гильзой гидроцилиндра 8, который зафиксирован на раме 1 с помощью болтов 13. Контролирующее устройство работает по приведенной ниже схеме.

Тяговое усилие каната 12 передается на средний блок 4, который двигается за счет изгиба каната 12 в вертикальной плоскости между блоками 2 и 3. Вертикальная составляющая тягового усилия в канате 12 передается через кронштейн 5 на поршень 6 гидроцилиндра 8 и действует на рабочую жидкость, сжимая ее. Жидкость через отверстие 9 в дне гильзы гидроцилиндра 8, выполняющее функцию дросселя, поступает в манометр 10, который фиксирует показание давления. Резиновые кольца 7 не позволяют рабочей жидкости перетекать из поршневой полости. При этом за счет дросселирования потока рабочей жидкости удается стабилизировать давление последней на входе в

манометр и получить стабильные показания прибора, который проградуирован в единицах силы. Это позволяет контролировать процесс, а значит обеспечить надежность канатного транспорта, особенно при использовании в подземных условиях.

Расположение манометра на раме с противоположной от подвижных блоков и каната стороны очень удобно с точки зрения безопасности эксплуатации канатного транспорта.

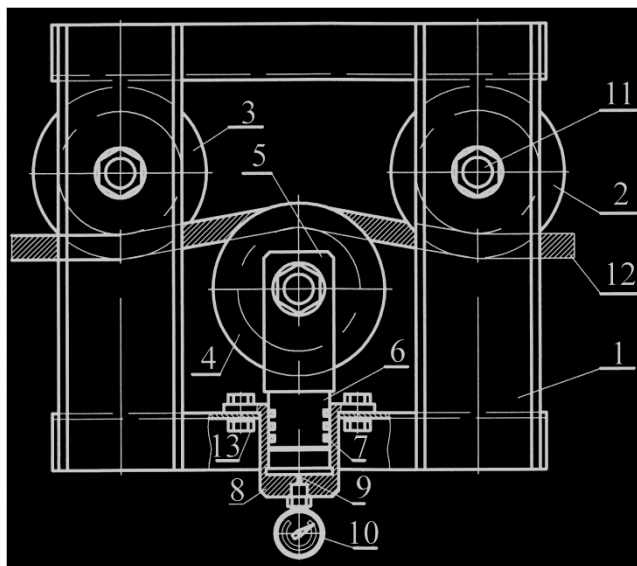


Рис. 6.17. Схема устройства для контроля натяжения каната

## 6.6. Тяговые органы

К основным причинам низкой долговечности тягового каната ДКН следует отнести наличие счалок по его длине, их количество может достигать десяти при длине дороги более 3000 м.

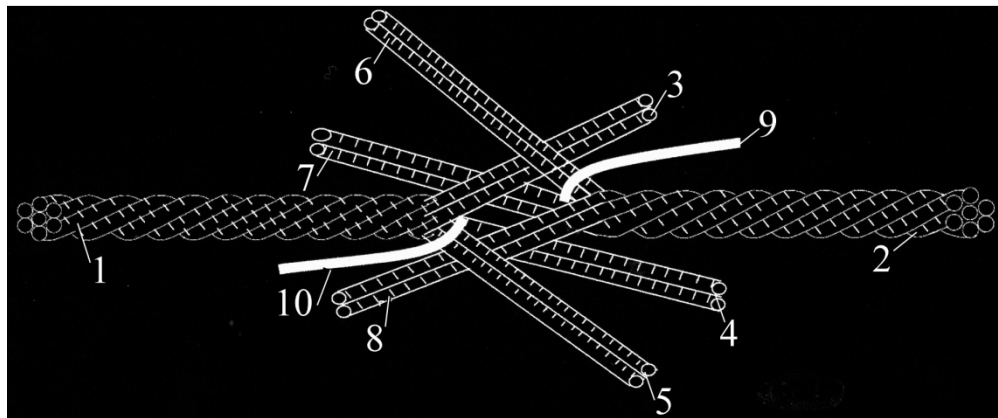
Использование для соединения частей каната широко известных разъемных замков немецкой фирмы "Vecorit" практически невозможно на приводных станциях с многообхватными шкивами трения, которыми оборудуются отечественные напочвенные дороги.

В настоящее время согласно нормативам счаливание канатов производится путем замены их прядей через одну, укорочения и встречного вплетения новых прядей на места извлеченных, при этом длина стыка достигает 25 метров, этот процесс трудоемок и небезопасен для рабочих, которые его выполняют. Кроме того, при изгибах каната на блоках и роликах концы прядей выдавливаются из него, расплетаются, и счалка теряет свою работоспособность.

Предложен новый способ соединения шахтных канатов [133], схемы которого представлены на рис. 6.18, при этом канаты 1 и 2, имеющие расплетенные пары прядей 3, 4, 5, сердцевину 10; аналогично канат 2 имеет пары прядей 6, 7, 8 и сердцевину 9. Конец пряди 11 в каждой паре заканчивается проволокой 12.

Для соединения канат 1 расплетается на пары прядей, которые вырубывают через одну, после чего остаются пары прядей 3, 4, 5. Из центра каната 1 извлекают сердцевину 10 и располагают в направлении, противоположном парам прядей 3, 4, 5. Канат 2 также расплетают на пары прядей и вырубывают их через одну, оставляя пары прядей 6, 7, 8, а сердцевину 9 каната 2 располагают в направлении, противоположном парам прядей 6, 7, 8. Потом пары прядей 3, 4, 5 каната 1 вплетают попарно навстречу друг другу в канат 2 вместо вырубленных пар прядей, а диаметр  $D_{ст}$  каждой пряди 11 уменьшают таким образом, чтобы он был равен диаметру проволоки  $D_{др}$  путем попарного вырубывания проволок 12 пряди 11, при этом шаг вырубывания  $L = 20...25 D_{ст}$ . Пары прядей 6, 7, 8 каната 2 вплетают в канат 1 вместо вырубленных пар прядей и концы каждой пряди 11 уменьшают в диаметре аналогично тому, как это делали в канате 1. После вплетания всех пар прядей 3, 4, 5, 6, 7, 8 сердцевин 9, 10 заправляют внутрь канатов 1 и 2.

а



б

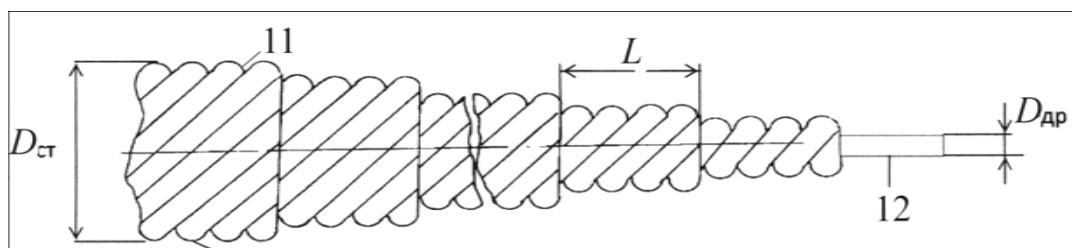


Рис. 6.18. Схемы способа соединения шахтных канатов: а – чередование прядей во время соединения; б – конструкция концовки каждой пряди

Уменьшение диаметра каждой пряди до величины диаметра проволоки способствует снижению напряжения изгиба в ней, уменьшению вероятности выжимания концов прядей на поверхность каната, когда он проходит через блоки, ролики, шкивы, что в итоге обуславливает увеличение срока его эксплуатации.

Одновременно попарное вплетание прядей каната вместо одинарного существенно снижает трудоемкость процесса соединения его частей повышает безопасность работ.

Тяговый орган шахтной канатной дороги [134], схемы которого изображены на рис. 6.19, размещают на клинообразной рабочей поверхности приводного шкива трения 3, в его состав входят стальные тросы 1, которые находятся в резиновой клинообразной оболочке 2, имеющей на поверхности поперечные пазы 4. При этом острый угол между рабочими поверхностями шкива 3 совпадает по величине с углом между рабочими поверхностями резиновой оболочки 2 тягового органа.

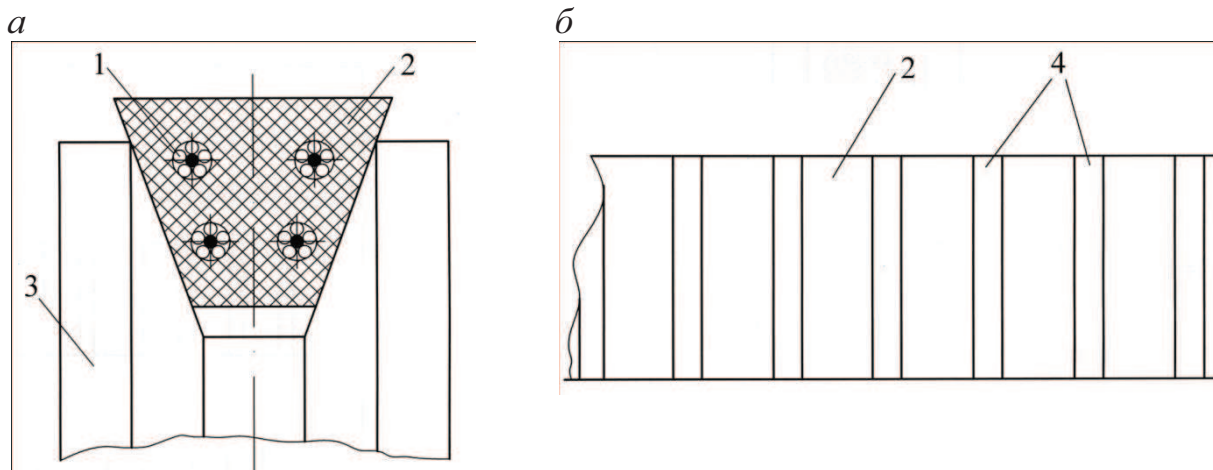


Рис. 6.19. Схемы тягового органа шахтной канатной дороги: а – размещение на шкиве трения; б – вид сбоку

Принцип действия этого механизма состоит в том, что приводной шкив трения 3 вызывает движение замкнутого тягового органа, состоящего из стальных тросов 1 и резиновой оболочки 2. При этом в контакте резинотросового элемента и шкива благодаря клиновому эффекту возникает дополнительная нормальная сила придавливания, направленная перпендикулярно к рабочей поверхности шкива, ее величина зависит от натяжения тросов тягового органа, угла между боковыми рабочими гранями шкива (тягового органа) и коэффициента трения между ними. Таким образом, благодаря клиновому эффекту значительно увеличивается передаваемое усилие в тяговом органе, если сравнить с плоским тяговым органом и цилиндрическим шкивом трения, а также уменьшается вероятность взаимного скольжения между тяговым органом и приводным шкивом

Таким образом, использование клинообразной рабочей поверхности в тяговом органе канатной дороги существенно повышает тяговую способность приводных станций и производительность канатных дорог за счет использования клинового эффекта.

Тем более, что наличие поперечных пазов на клинообразной рабочей поверхности тягового органа позволяет устранить из зоны его контакта со шкивом грязь и продукты износа, уменьшить вероятность взаимного скольжения между тяговым органом и приводным шкивом, за счет чего повысить тяговую способность, долговечность и безопасность эксплуатации.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе обобщены данные об эксплуатации канатных монорельсовых, моноканатных и напочвенных дорог в нашей стране и за рубежом, определены их основные технические параметры и область применения. На основании анализа опыта эксплуатации установок сделан вывод об их эффективности при горно-проходческих работах в сложных горно-геологических условиях.

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования динамики напочвенных дорог позволили выделить факторы, наиболее существенно влияющие на коэффициент динамичности системы, долговечность тяговых канатов и устойчивость подвижного состава.

Изучая контактное взаимодействие тягового каната с направляющими роликами и приводными шкивами, удалось определить напряжения, действующие в месте контакта, при этом результаты теоретических расчетов подтверждаются данными экспериментальных исследований, проведенных в производственных условиях.

Разработаны технологические схемы применения канатных напочвенных дорог в качестве единого транспортного средства для перевозки материалов, оборудования и людей во время проведения горных выработок со сложным профилем пути. Эти схемы были внедрены на шахте «Павлоградская», они позволили достичь скорости проходки 300 метров в месяц и более.

В книге предложены новые технические решения, направленные на совершенствование конструкции и технологии применения шахтных канатных дорог, что позволило существенно повысить их производительность, надежность, безопасность, снизить энергопотребление.

В перспективе исследования должны касаться процессов, которые происходят при эксплуатации тяжело нагруженных канатных дорог, оборудованных различными типами приводов и тяговыми органами нового технического уровня.



## Литература

1. Крашкин, И.С. Разработка пологих угольных пластов в неустойчивых породах [Текст] / И.С. Крашкин . – М.: Недра, 1986. – 207 с.
2. Основные положения по проектированию подземного транспорта для новых и действующих шахт [Текст] / Разраб. М.А. Котов, В.П. Гудалов, Ю.И. Григорьев и др. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1986. – 355 с.
3. Математическая статистика [Текст] / В.М. Иванова, В.Н. Калинина, Л.А. Нешумова и др. – М.: Высш. шк., 1981. – 371 с.
4. Галушка, В.Г. Вероятностно-статистические методы на автотранспорте [Текст] / В.Г. Галушка . – К.: Вища шк., 1976. – 451 с.
5. Машины и оборудование для проведения горизонтальных и наклонных выработок [Текст] / под ред. Б.Ф. Братченко. – М.: Недра, 1975. – 324 с.
6. Гузеев, А.Г. Сооружение горизонтальных и наклонных горных выработок [Текст] / А.Г. Гузеев , А.К. Пономаренко. – К.: Вища шк., 1980. – 176 с.
7. Воронюк, А.С. Подземные подвесные монорельсовые и моноканатные установки [Текст] / А.С. Воронюк, Е.Г. Фонберштейн. – М.: Недра, 1965. – 36 с.
8. Гниленко, В.А. Монорельсовый транспорт при проходке горизонтальных горных выработок [Текст] / В.А. Гниленко, В.В. Кабышев, С.И. Костюченко. – М.: ОЦТИ, 1975. – 37 с.
9. Шульце-Буксло, Х. Рационализация вспомогательного транспорта угольных шахт с использованием оборудования фирмы «Шарф» [Текст] / Х. Шульце-Буксло, М. Хульм // Глюкауф. – 2006. – № 2 (3). – С. 54 – 57.
10. Новые разработки и проекты группы компаний “Монотранс” и ООО “Трансдизель” на выставке “Уголь России и Майнинг 2005” [Текст] // Глюкауф. – 2005. – № 3. – С. 42 – 44.
11. Ногих, В.Р. Современный формат подвесных монорельсовых транспортных систем [Текст] / В.Р. Ногих // Уголь. – 2006. – № 4. – С. 34 – 35.
12. Бухановский, В.В. Расширение области применения и повышение эффективности использования шахтных канатных напочвенных дорог [Текст] / В.В. Бухановский, А.И. Лебедев: сб Научно-технические направления и средства снижения затрат ручного труда при подземной добыче угля. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1984. – С. 28 – 32.
13. Хакенберг, В. Штрековые транспортные дороги с механическим приводом [Текст] / В. Хакенберг // Глюкауф. – 1976. – № 18. – С. 47 – 53.
14. Хакенберг, В. Подвесные и напочвенные дороги для доставки материалов и перевозки людей на выставке «Бергбау-89» [Текст] / В. Хакенберг // Глюкауф. – 1989. – № 17/18. – С. 36 – 43.
15. Еськов, Л.И. Канатные напочвенные дороги на угольных шахтах Украины [Текст] / Л.И. Еськов, А.И. Лебедев, В.Н. Никитин // Уголь Украины. – 1979. – № 12. – С. 23 – 25.
16. Ренгевич, А.А. Напочвенные канатные дороги на шахтах Донбасса [Текст] / А.А. Ренгевич, В.С. Троцило, Е.Г. Петришина // Уголь Украины. – 1984. – № 11. – С. 29 – 30.

17. Виккер, М. Напочвенная рельсовая дорога в наклонной полевой выработке, соединяющей два горизонта [Текст] / М. Виккер // Глюкауф. – 1989. – № 21/22. – С. 37 – 42.
18. Немцов, П.А. Применение канатных напочвенных дорог при проведении выработок [Текст] / П.А. Немцов, А.В. Денищенко, С.В. Федоренко // Уголь Украины. – 1987. – № 10. – С. 33 – 34.
19. Смагин, В.И. Опыт эксплуатации канатных напочвенных дорог на шахте «Павлоградская» [Текст] / В.И. Смагин, Г.П. Сидоренко, А.В. Денищенко // Уголь Украины. – 1989. – № 3. – С. 25 – 27.
20. Разработать и внедрить средства и схемы транспорта породы и материалов при проведении подготовительных выработок с учетом наклона  $0...6^\circ$  и расстояния транспортирования 2 – 3 км [Текст]: отчет о НИР (заключит.) / ДГИ ; рук. А.А. Ренгевич. 662.62 / Р, № гос. рег. 80021310– Д., 1980. – 154 с.
21. Штокман, И.Г. Динамические процессы в гибких тяговых органах при неустановившемся движении [Текст] / И.Г. Штокман // сб. Вопросы рудничного транспорта. – М.: Углетехиздат. – Вып. 2. – 1957. – С. 96 – 101.
22. Комаров, М.С. Динамика грузоподъемных машин [Текст] / М.С. Комаров. – М.: Машгиз, 1962. – 267 с.
23. Штокман, И.Г. Прочность и долговечность тяговых органов [Текст] / И.Г. Штокман, Л.И. Эппель. – М.: Недра, 1967. – 231 с.
24. Кузнецов, Б.А. Выбор режима пуска ленточного конвейера [Текст] / Б.А. Кузнецов, Ю.В. Заболотный: сб. Шахтный и карьерный транспорт. – Вып.1. – М.: Недра. – 1974. – С. 76 – 79.
25. Новиков, Е.Е. Введение в теорию динамики горно-транспортных машин [Текст] / Е.Е. Новиков, В.К. Смирнов. – К.: Наук. думка, 1978. – 178 с.
26. Долголенко, А.А. Динамические усилия в замкнутых тяговых органах подъемно-транспортных машин [Текст] / А.А. Долголенко. – М.: Машгиз, 1949. – 68 с.
27. Энтин, Г.Я. Исследование продольных колебаний бесконечных гибких нитей применительно к тяговым системам подвесных кольцевых канатных дорог [Текст]: сб Труды ВНИИПТМаш. – Вып. 6 (48.) – М.: ВНИИПТМаш. – 1966. – С. 34 – 39.
28. Желтухин, Л.Г. Исследование динамики взаимодействия подвижного состава и пути шахтной подвесной монорельсовой дороги [Текст]: авторефер. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.06 / Л.Г. Желтухин; [Моск. горн. ин-т]. – М., 1977. – 17 с.
29. Айзеншток, Л.И. Исследование динамики и обоснование параметров конструкции и условий эксплуатации шахтных скоростных монорельсовых дорог [Текст]: авторефер. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.06 / Л.И. Айзеншток; [ИГТМ АН УССР]. – Д., 1983. – 24 с.
30. Штединг, С.А. Исследование динамики шахтной канатной дороги на математической модели [Текст] / С.А. Штединг, В.В. Кох // Воркутинский филиал Ленингр. горн. ин-та. – Воркута, 1983. – 5 с. – Рус. – Деп. в ВИНТИ 3.12. 83, № 2413.

31. Сигалов, Л.Н. Уравнения движения подземной канатной дороги при пуске [Текст] / Л.Н. Сигалов, А.И. Кравцов // Горный журнал. Известия вузов. – 1984. – № 6. – С. 60 – 67.
32. Кравцов А.И. Определение жесткости грузового натяжного устройства и ветви тягового органа [Текст] / А.И. Кравцов // Горный журнал. Известия вузов. – 1983. – № 9. – С. 66 – 68.
33. Кравцов А.И. Уравнение предпускового состояния подземных канатных дорог [Текст] / А.И. Кравцов // Горный журнал. Известия вузов. – 1984. – № 7. – С. 55 – 59.
34. Кузнецов, А.С. К вопросу оптимизации конструкции напочвенных и монорельсовых транспортных средств с гибким тяговым органом [Текст] / А.С. Кузнецов // Горный журнал. Известия вузов. – 1989. – № 11. – С. 75 – 79.
35. Сигалов, Л.Н. Условия возникновения пробуксовки на шкивах трения канатных дорог при пуске [Текст] / Л.Н. Сигалов, А.И. Кравцов, А.А. Ткаченко: сб. Механизация тяжелых ручных работ на угольных шахтах. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1979. – С. 43 – 48.
36. Генералов, Г.М. Сравнительный анализ и исследования процесса запуска приводов с канатным тяговым органом [Текст] / Г.М. Генералов, А.А. Колесников, В.Н. Варава: сб. Научно-технические разработки по сокращению ручного труда на шахтах. – М.: ИГД им. А.А.Скочинского, 1985. – С. 35 – 39.
37. Вагнер, Г. Запас прочности канатов для канатных дорог подземных горных выработок [Текст] / Г. Вагнер, Г. Апель // Глюкауф. – 1993. – № 1/2. – С. 22 – 26.
38. Арнольд, Х. Исследования подвесных монорельсовых и напочвенных рельсовых дорог высокой грузоподъемности [Текст] / Х. Арнольд // Глюкауф. – 1976. – № 19. – С. 13 – 18.
39. Чиликин, М.Г. Общий курс электропривода: учебник для ВУЗов [Текст] / М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер. – 6-е изд., доп. и перераб. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
40. Астахов, А.В. Гидропривод рудничных машин [Текст] / А.В. Астахов, Ю.Ф. Пономаренко. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Недра, 1981. – 197 с.
41. Коваль, П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин [Текст] / П.В. Коваль. – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с.
42. Вертикальный транспорт на горных предприятиях [Текст] / В.Н. Потураев, Л.В. Колосов, А.Г. Червоненко и др. – М.: Недра, 1975. – 351 с.
43. Ковалевский, В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин [Текст] / В.Ф. Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю.Е. Бейтлин. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Недра, 1973. – 504 с.
44. Траубе, Е.С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин [Текст] / Е.С. Траубе, И.С. Найденко. – М.: Недра, 1980. – 256 с.
45. Гидравлика и гидропривод [Текст] / В.Г. Гейер, В.С. Думин, А.Г. Боруменский и др. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Недра, 1981. – 295 с.

46. Вильнер, Я.М. Справочные пособия по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам [Текст] / Я.М. Вильнер, Я.Т. Коваль, Б.Б. Некрасов. – Минск: Вышейш. школа, 1976. – 416 с.
47. Коробочник, Б.Л. Динамика гидравлических систем станков [Текст] / Б.Л. Коробочник. – М.: Машиностроение, 1976. – 240 с.
48. Гийон, М. Исследования и расчет гидравлических систем [Текст] / М. Гийон. – М.: Машиностроение, 1964. – 388 с.
49. Гамынин, Н.С. Основы следящего гидравлического привода [Текст] / Н.С. Гамынин. – М.: Оборониздат, 1962. – 564 с.
50. Лабораторный курс гидравлики насосов и гидропередат [Текст] / под ред. С.С. Руднева. – М.: Машиностроение, 1974. – 414 с.
51. Правила безпеки у вугільних шахтах [Текст] / Затв. Міністерством вугільної промисловості та Держохоронпраці України 15.10.1995 р. – Офіц. вид. – К.: Наук. думка, 1996. – 421 с.
52. Инструкция по безопасной эксплуатации рельсовых напочвенных дорог в угольных шахтах [Текст] / Разраб. И.П. Чуйко, Л.И. Айзеншток, В.П. Колосюк и др. – Макеевка: Мак НИИ, 1986. – 14 с.
53. Колосов, Л.В. О долговечности и запасе прочности резиноканатов [Текст] / Л.В. Колосов, В.В. Джур // Вестник машиностроения. – 1984. – № 3. – С. 33.
54. Колосов Л.В. Прогнозируемая долговечность шахтных подъемных канатов при больших глубинах подъема [Текст] / Л.В. Колосов, В.Е. Артюхова, В.В. Джур // Горный журнал. Известия вузов. – 1990. – № 7. – С. 26 – 30.
55. Колосов, Л.В. Математическое моделирование процесса разрушения резиноканатного уравновешивающего каната [Текст] / Л.В. Колосов, В.В. Джур // Горный журнал. Известия вузов. – 1988. – № 8. – С. 30 – 32.
56. Денищенко, А.В. Повышение долговечности узлов канатных напочвенных дорог [Текст] / А.В. Денищенко, А.В. Мухин, А.П. Демченко и др. // Науковий вісник НГУ. – 2005. – № 3. – С. 59 – 61.
57. Киричок, Ю.Г. Привод шахтных подземных установок большой мощности [Текст] / Ю.Г. Киричок, В.М. Чермалых. – М.: Недра, 1972. – 336 с.
58. Пери, К. Основы тензометрирования [Текст] / К. Пери, Г. Лисснер. – М.: Изд-во иностр. лит-ры, 1957. – 324 с.
59. Андреева, Л.Е. Упругие элементы приборов [Текст] / Л.Е. Андреева. – М.: Машиностроение, 1981. – 392 с.
60. Бабаков, И.М. Теория колебаний [Текст] / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. – 559 с.
61. Александров, А.П. Подъемно-транспортные машины [Текст] / А.П. Александров. – М.: Высш. шк., 1979. – 458 с.
62. Дукельский, А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны [Текст] / А.И. Дукельский. – М.: Машиностроение, 1966. – 397 с.
63. Белая, Н.М. Канатные лесотранспортные установки [Текст] / Н.М. Белая, А.Г. Прохоренко. – М.: Лесн. пром-сть, 1964. – 299 с.
64. Бекерский, В.И. Применение канатов на судах и в портах [Текст] / В.И. Бекерский. – М.: Транспорт, 1986. – 152 с.



65. Hütte: справочник [Текст]: пер. с нем. – М.: ОНТИНКТП, 1935. – Т. 2. – 1184 с.
66. Туманян, Т.М. Влияние величины угла обхвата, напряжения и диаметра блока на выносливость каната [Текст] / Т.М. Туманян: сб. Машиностроение. – М.: Машиностроение. – 1957. – № 191. – С.112 – 116.
67. Сергеев, С.Т. Фактически усилия в элементах набегающего на блок каната [Текст] / С.Т. Сергеев: сб. Стальные канаты. – К.: Техніка. – 1956. – № 2. – С. 88 – 93.
68. Окишкевич, И.А. К вопросу о выборе диаметра ролика для тросовых проводок [Текст] / И.А. Окишкевич: сб. Стальные канаты. – К.: Техніка. – 1967. – № 4. – С. 91 – 96.
69. Коваленко, Н.И. Проволочные канаты в эксплуатации [Текст] / Н.И. Коваленко. – Д.: Обл. изд-во, 1957. – 75 с.
70. Гавриш, Н.П. О причинах разрушения металлической футеровки в направляющих шкивах канатного транспорта [Текст] / Н.П. Гавриш: сб. Научные труды Харьковского горного института. – Харьков. – 1955. – Т.2. – С.113 – 120.
71. Ксюнин, Г.П. Стойкость рудничных подъемных канатов в эксплуатации и при испытании их в лабораторных условиях [Текст] / Г.П. Ксюнин: сб. Стальные канаты. – К.: Техніка. – 1964. – № 1. – С. 41 – 45.
72. Müller, H. The properties of wire rope under alternating stresses [Text] / H. Müller // Wire World (International). – 1961. – № 5. – P. 28 – 33.
73. Чукмасов, С.Ф. Пластмассовая футеровка блоков [Текст] / С.Ф. Чукмасов, И.П. Земляков: сб. Стальные канаты. – К.: Техніка. – 1966. – Вып. 3. – С. 36 – 41.
74. Белый В.Д., Самарский А.Ф. Удельные давления канатов на направляющие шкивы шахтных подземных установок [Текст] / В.Д. Белый, А.Ф. Самарский: сб Стальные канаты. – К.: Техніка. – 1968. – Вып. 5. – С.121 – 124.
75. Каплун, В.Г. Экспериментальные исследования долговечности несущих канатов подвесных лесотранспортных установок [Текст] / В.Г. Каплун: сб. Стальные канаты. – К.: Техніка. – 1967. – Вып. 4. – С. 87 – 92.
76. Глушко, М.Ф. Изгиб канатов на роликах и применение отклоняющих роликовых батарей в шахтных подъемных установках [Текст] / М.Ф. Глушко, Х.В. Хоант: сб. Стальные канаты. – К.: Техніка. – 1967. – Вып. 4. – С. 96 – 98.
77. Савин, Г.Н. Динамика нити переменной длины [Текст] / Г.Н. Савин, О.А. Горошко. – К.: АН УССР, 1962. – 232 с.
78. Пинегин, С.В. Контактная прочность и сопротивление качению [Текст] / С.В. Пинегин. – М.: Машиностроения, 1969. – 245 с.
79. Прочность, устойчивость, колебания: справочник [Текст] / под. общ. ред. И.А. Биртера, Я. Г. Пановко – Том 2. – М.: Машиностроение, 1968. – 465 с.
80. Расчеты на прочность в машиностроении [Текст] / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев и др. – Т. 2. – М.: Машгиз, 1958. – 498 с.
81. Подвесные устройства шахтных подъемных сосудов [Текст] / Н.Г. Гаркуша, Л.В. Колосов, А.Н. Обухов и др. – М.: Недра, 1980. – 105 с.



82. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов [Текст] / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наук. думка, 1988. – 736 с.
83. Коптовец, А.Н. Частные решения контактной задачи для расчета прочности роликов канатных напочвенных дорог [Текст] / А.Н. Коптовец, В.В. Зиль, А.В. Денищенко // Горный журнал. Известия вузов. – 1994. – № 1. – С. 79 – 82.
84. Куйбида, Г.Г. Кабельные краны [Текст] / Г.Г. Куйбида. – М.: Машиностроение, 1989. – 288 с.
85. ГОСТ 2.209-78. Испытания образцов на износ [Текст]. – Введ. 12.02.1978. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 12 с.
86. Дидык, Р.П. Пути повышения износостойкости поддерживающих устройств шахтных канатных напочвенных дорог [Текст] / Р.П. Дидык, А.Н. Вьюник, А.В. Денищенко и др. // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 1993. – № 3. – С. 52 – 53.
87. Дерibas, А.А. Физика упрочнения и сварки взрывом [Текст] / А.А. Дерibas. – Новосибирск: Наука. – 1980. – 435 с.
88. Козорезов, К.И. Упрочнение сталей ударными волнами [Текст] / К.И. Козорезов, Н.Ф. Скогорова // Физика и химия обработки материалов. – 1989. – № 2. – С. 99 – 105.
89. Тесленко, А.Г. Взрывное упрочнение малоуглеродистой стали при различных положениях фронта детонации [Текст] / А.Г. Тесленко, Р.П. Дидык, Л.В. Грязнова // Физика горения и взрыва. – 1974. – Т. 10. – С. 132 – 137.
90. Хасуй, А. Наплавка и напыление [Текст] / А. Хасуй, О. Морычаки. – М.: Машиностроение, 1985. – 321 с.
91. Хасуй, А. Техника напыления [Текст] / А. Хасуй. – М.: Машиностроение, 1975. – 345 с.
92. Федоренко, С.В. Приводной шкив трения канатной напочвенной дороги нового технического уровня [Текст] / С.В. Федоренко, А.В. Денищенко, Г.П. Сидоренко и др. // Уголь Украины. – 1994. – № 4. – С. 50 – 51.
93. Колосов, Л.В. О совершенствовании канатных напочвенных дорог [Текст] / Л.В. Колосов, А.В. Денищенко, А.В. Мухин и др. // Уголь Украины. – 1998. – № 10. – С. 41 – 43.
94. Руффинг, Г. Опыт эксплуатации тяговых канатов на шахтных канатных дорогах [Текст] / Г. Руффинг // Глюкауф. – 1969. – № 10. – С. 14 – 24.
95. Гулевитский, Ю.Д. Определение рационального типа канатов для подземных скреперных лебедок [Текст] / Ю.Д. Гулевитский, В.Н. Борисик // Колыма. – 1969. – № 10. – С. 11 – 13.
96. Транспорт на гірничих підприємствах: підруч. для вузів [Текст] / За заг. ред. М.Я. Біліченка. – 3-тє вид.– Д.: Національний гірничий університет, 2005. – 636 с.
97. Денищенко, А.В. Обоснование математической модели динамики канатной напочвенной дороги [Текст] / А.В. Денищенко // Гірничя електромеханіка та автоматика. Наук.-техн. зб. – 1999. – № 2 (61). – С. 20 – 22.
98. Денищенко А.В. Обоснование расчетной производительности канатной напочвенной дороги [Текст] / А.В. Денищенко, А.Н. Коптовец,

И.А. Таран // Сборник научных трудов НГА Украины. – Д.: НГА Украины. – 1999. – № 7. – Т. 3. – С. 99 – 102.

99. Денищенко, А.В. Обоснование допустимого коэффициента динамичности канатной напочвенной дороги [Текст] / А.В. Денищенко, Л.В. Колосов, Д.Л. Колосов и др. // Науковий вісник НГАУ. – 2000. – № 5. – С. 27 – 30.

100. Денищенко, А.В. Динамика пуска канатной напочвенной дороги [Текст] / А.В. Денищенко // Вибрации в технике и технологиях. – 2001. – № 3 (19). – С. 74 – 76.

101. Денищенко, А.В. Динамические усилия в канатах напочвенных дорог при торможении [Текст] / А.В. Денищенко // Вибрации в технике и технологиях. – 2002. – № 19 (22). – С. 39 – 41.

102. Денищенко, О.В. Динаміка приводу канатної дороги [Текст] / О.В. Денищенко // Науковий вісник НГУ. – 2006. – № 12. – С. 51 – 55.

103. Денищенко, А.В. Резинотросовый тяговый орган напочвенной дороги [Текст] / А.В. Денищенко // Науковий вісник НГУ. – 2006. – № 7. – С. 58 – 61.

104. Денищенко, А.В. Повышение эффективности шахтного вспомогательного транспорта [Текст] / А.В. Денищенко // Науковий вісник НГУ. – 2007. – № 10. – С. 35 – 37.

105. Денищенко, А.В. О расчете статических натяжений каната [Текст] / А.В. Денищенко // Науковий вісник НГУ. – 2005. – № 8. – С. 57 – 61.

106. Денищенко, А.В. Совершенствование процесса укладки каната на барабан шахтной лебедки [Текст] / А.В. Денищенко, А.Н. Коптовец, В.В. Зиль // Науковий вісник НГУ. – 2006. – № 6. – С. 65 – 67.

107. Денищенко, А.В. Экспериментальные исследования канатной напочвенной дороги [Текст] / А.В. Денищенко, А.Н. Коптовец, В.В. Зиль и др. // Збірник наукових праць НГУ. – 2005. – № 21. – С. 65 – 68.

108. Денищенко, А.В. Определение коэффициентов сопротивления движению подвижного состава и каната напочвенной дороги [Текст] / А.В. Денищенко // Подъемно-транспортная техника. – 2007. – № 4. – С. 65 – 72.

109. Денищенко, А.В. Сопротивление движению буксировочной тележки напочвенной дороги [Текст] / А.В. Денищенко // Збірник наукових праць НГУ. – 2007. – № 29. – С. 79 – 83.

110. Денищенко, А.В. Оценка геометрических несовершенств рельсового пути в подземных выработках шахт Западного Донбасса [Текст] / А.В. Денищенко, В.В. Зиль, Л.Н. Посуныко и др. // Науковий вісник НГУ. – 2007. – № 6. – С. 79 – 82.

111. Денищенко, А.В. Пути повышения надежности тяговых канатов шахтных напочвенных дорог [Текст] / А.В. Денищенко, М.В. Горшков, Д.А. Монах // Збірник наукових праць НГУ. – 2008. – № 31. – С. 49 – 53.

112. Денищенко, А.В. Повышение долговечности узлов канатных напочвенных дорог [Текст] / А.В. Денищенко, А.В. Мухин, А.П. Демченко и др. // Науковий вісник НГУ. – 2005. – № 3. – С. 59 – 61.

113. Денищенко, А.В. Канатные напочвенные дороги при отработке засбросовой части шахты «Павлоградская» [Текст] / А.В. Денищенко, А.В. Мухин, Л.Н. Ширин и др. // Уголь Украины. – 2006. – № 1 – С. 32 – 34.

114. А. с. 1737136 СССР, МКИ E21F 13/02. Устройство для удлинения транспортных средств с замкнутым тяговым канатом [Текст] / А.А. Ренгевич, А.В. Денищенко, С.В. Федоренко, Г.П. Сидоренко (СССР). – № 4839290 / 3; заявл. 19.06.90; опубл. 30.05.92, Бюл № 20. – 2 с.

115. А. с. 1752612 СССР, МКИ B21 7/00. Канатная напочвенная дорога [Текст] / А.А. Ренгевич, А.В. Денищенко, С.В. Федоренко, Г.П. Сидоренко (СССР). – № 1004175; заявл. 19.06.90; опубл. 07.08.92, Бюл. № 29. – 2 с.

116. Шахтный локомотив [Текст]: пат. 25157 на корисну модель Україна: МПК B61B 7/00. / О.В. Денищенко; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u 200703480; заявл. 29.03.2007; опубл. 25.07.2007, Бюл. № 11. – 3 с.

117. Надгрунтова дорога [Текст]: пат. 86492, на винахід Україна: МПК B61B 7/00, E21F 13/00, B61C 11/00 / О.В. Денищенко, Л.Н. Ширин, Д.А. Лагунов; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200804236; заявл. 13.04.2007; опубл. 27.04.2009, Бюл. № 8. – 2 с.

118. Коновалов, Л.В. К вопросу о величине коэффициента реборд [Текст] / Л.В. Коновалов: сб. Исследование деталей и механизмов подъемно-транспортных машин. – М.: Машгиз, 1959. – Вып. 25. – С. 52 – 65.

119. Щербаков, М.И. Исследования неровностей профиля шахтного рельсового пути [Текст] / М.И. Щербаков: сб. Вопросы рудничного транспорта. – М.: Углетехиздат, 1970. – Вып. 11. – С. 213 – 222.

120. Канатна дорога [Текст]: пат. 79503 на винахід Україна: МПК B61B 7/00 / О.В. Денищенко, А.В. Мухін, О.М. Коптовець; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200503657; заявл. 18.04.2005; опубл. 25.06.2007, Бюл. № 9. – 3 с.

121. Монорейкова канатна дорога для похилих виробок [Текст]: пат. 43937 на корисну модель Україна: МПК E21F 13/00 / О.В. Денищенко; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200903188; заявл. 03.04.2009; опубл. 10.09.07.2009, Бюл. № 17. – 2 с.

122. Шахтна канатна дорога [Текст]: пат. 34529 на корисну модель Україна: МПК E21F 13/00 / О.В. Денищенко; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200804236; заявл. 03.04.2008; опубл. 11.08.2008, Бюл. № 15. – 2 с.

123. Шків тертя [Текст]: пат. 31089 на корисну модель Україна: МПК B61B 7/00 / О.В. Денищенко, О.М. Коптовець; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200713178; заявл. 27.11.2007; опубл. 25.03.2008, Бюл. № 6. – 2 с.

124. Пристрій для спрямування канату [Текст]: пат. 88109 на винахід Україна: МПК F16H 55/32 / О.В. Денищенко; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200803523; заявл. 19.03.2008; опубл. 10.09.2009, Бюл. № 17. – 2 с.

125. Пристрій для спрямування й підтримування каната [Текст]: пат. 39678 на корисну модель Україна: МПК F16H 55/36 / О.В. Денищенко, М.В. Горшков,

В.О. Гриценко, О.О. Юрченко; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200810964; заявл. 08.09.2008; опубл. 10.03.2009, Бюл. № 5.– 2 с.

126. Пристрій для спрямування канату [Текст]: пат. 39679 на корисну модель Україна: МПК В61В 15/00 / О.В. Денищенко, В.В. Зіль, О.М. Коптовець; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200810965; заявл. 08.09.2008; опубл. 10.03.2009, Бюл. № 5. – 2 с.

127. Пристрій для укладання канату на барабан лебідки [Текст]: пат. 87610 на винахід Україна: МПК В61D 1/28 / О.В. Денищенко, О.М. Коптовець, В.В. Зіль; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200503657; заявл. 18.04.2005; опубл. 25.06.2007, Бюл. № 9. – 2 с.

128. Пристрій для укладання каната на барабан лебідки [Текст]: пат. 45396 на корисну модель Україна: МПК В66D 1/00 / О.В. Денищенко, О.О. Юрченко; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u20095216; заявл. 19.03.2008; опубл. 10.11.2009, Бюл. № 21. – 2 с.

129. Пристрій для натягу канату на барабані лебідки [Текст]: пат. 33034 на корисну модель Україна: МПК В66D 1/60 / О.В. Денищенко, О.М. Коптовець, В.В. Зіль; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u20095216; заявл. 19.03.2008; опубл. 10.11.2009, Бюл. № 21. – 2 с.

130. Руденко Н.Ф. Грузоподъемные машины [Текст] / Н.Ф. Руденко . – М.: ГНТУ, 1958. – 375с.

131. Канатна дорога [Текст]: пат. 29127 на корисну модель Україна: МПК В61В 7/00 / О.В. Денищенко, О.М. Коптовець; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200706223; заявл. 05.06.2007; опубл. 10.01.07.2008, Бюл. №1. – 2 с.

132. Пристрій для контролю зусиль у канаті [Текст]: пат. 35870 на корисну модель Україна: МПК F16H 55/00 / О.В. Денищенко, О.М. Коптовець, В.В. Зіль; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200805089; заявл. 21.04.2008; опубл. 10.10.2008, Бюл. № 15. – 2 с.

133. Спосіб з'єднання шахтних канатів [Текст]: пат. 44031 на корисну модель Україна: МПК В66В 15/00 / О.В. Денищенко, М.В. Горшков, Д.О. Монах; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200904879; заявл. 18.05.2009; опубл. 10.09.2009, Бюл. № 17. – 2 с.

134. Тяговий орган канатної дороги [Текст]: пат. 44030 на корисну модель Україна: МПК F16H 55/00, В61В 15/00 / О.В. Денищенко; заявник і патентовласник Націон. гірн. ун-т. – № u200904876; заявл. 18.05.2009; опубл. 10.09.2009, Бюл. № 17. – 2 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
1. Анализ технологических параметров и схем транспортирования грузов в процессе проведения подготовительных выработок.....	5
1.1. Горно-геологические и производственно-технические условия проведения выработок .....	5
1.2. Технологические схемы проведения выработок сложного профиля.....	11
1.3. Выводы .....	20
2. Шахтные монорельсовые, моноканатные и напочвенные дороги.....	21
2.1. Монорельсовые установки.....	21
2.2. Моноканатные установки.....	39
2.3. Напочвенные дороги (ДКН).....	42
2.4. Выводы.....	53
3. Эффективность применения ДКН для перевозки горной массы, материалов, оборудования и людей.....	56
3.1. Обзор исследований режимов работы транспортной системы .....	56
3.2. Теоретические аспекты изучения ДКН .....	60
3.3. Экспериментальное исследование канатной напочвенной дороги.....	92
3.4. Выводы.....	98
4. Исследование контактного взаимодействия каната с поддерживающими роликами и канатоведущими шкивами.....	99
4.1. Обзор исследований несущей способности узлов канатных установок..	99
4.2. Геометрические и силовые параметры контакта между элементами ДКН.....	102
4.3. Экспериментальное исследование взаимодействия каната с роликом.....	110
4.4. Анализ опыта эксплуатации тяговых канатов.....	118
4.5. Выводы.....	120
5. Обоснование технологических параметров и транспортных схем канатных напочвенных дорог в процессе проведения выработок.....	122
5.1. Техническая производительность дороги.....	122
5.2. Циклическая малооперационная технология транспортирования с использованием ДКН.....	123
5.3. Выводы.....	126
6. Технические решения по совершенствованию конструкции и технологии применения установок канатного транспорта.....	127
6.1. Удлинение дорог с замкнутым тяговым органом.....	127
6.2. Установки, оборудованные неподвижным тяговым органом для эксплуатации в выработках с завышенными уклонами пути.....	132
6.3. Канатные дороги с двумя тяговыми ветвями.....	136
6.4. Приводные шкивы и направляющие устройства.....	143
6.5. Устройства для укладки и натяжения каната.....	150
6.6. Тяговые органы.....	158
Заключение.....	161
Литература.....	162



Наукове видання

Олександр Валерійович Денищенко

**ШАХТНІ КАНАТНІ ДОРОГИ**  
Монографія  
(Російською мовою)

Редактор О.Н. Ільченко

Підписано до друку.           Формат 30×42/4.  
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 9,2  
Обл.- вид. арк. 12.5. Тираж 300. прим. Зам №

Підготовлено до друку та видруковано  
у Національному гірничому університеті  
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842  
49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19