

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ  
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ



**Н.Я. Биличенко, А.В. Денищенко**

# **Снижение энергопотребления на шахтном транспорте**

Монография

Днепропетровск

НГУ

2010

УДК 622. 62  
ББК 33.16  
Б 61

*Рекомендовано до друку вченою радою НГУ  
(протокол № 8 від 6 липня 2010).*

*Рецензенти:* **Блохін Є.П.**, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри будівельної механіки Дніпропетровського державного технічного університету залізничного транспорту;  
**Гребенкін С.С.**, д-р техн. наук, головний науковий співробітник Донбаського науково-дослідного вугільного інституту.

### **Біліченко, М.Я.**

Б 61. Зниження енергоспоживання на шахтному транспорті [Текст]: монографія / М.Я. Біліченко, О.В. Денищенко. – Д: Національний гірничий університет, 2010. – 75 с. (Російською мовою).

ISBN 978-966-350-246-5

Описано й проаналізовано відомі способи зниження енергоспоживання на рейковому й конвеєрному шахтному транспорті, визначено межі їх практичного застосування на діючих установках.

Запропоновано новий спосіб збільшення сили притиснення ведучих коліс локомотива до колії і конструкції пристроїв для його реалізації за рахунок використання маси причіпної вагонетки. Розглянуто оригінальний спосіб визначення профілю колії, який дозволяє отримати його реальну характеристику.

Книга призначається для спеціалістів, що займаються проектуванням та експлуатацією установок шахтного транспорту, а також для аспірантів і студентів-старшокурсників напряму підготовки «Гірництво».

Изложены и проанализированы известные способы снижения энергопотребления на рельсовом и конвейерном шахтном транспорте, определены границы их практического применения на действующих установках.

Предложен новый способ увеличения силы прижатия ведущих колес локомотива к рельсовому пути и конструкции устройств для его реализации за счет использования массы прицепной вагонетки. Приведен оригинальный способ определения профиля рельсового пути, позволяющий получить его реальную характеристику.

Книга предназначена для специалистов, занимающихся проектированием и эксплуатацией установок шахтного транспорта, а также для аспирантов и студентов старших курсов направления подготовки «Горное дело».

**УДК 622.62**  
**ББК 33.16**

ISBN 978-966-350-246-5

© **М.Я. Біліченко**, О.В. Денищенко, 2010  
© Національний гірничий університет, 2010

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Предисловие</b> .....	5
<b>1. Энергосбережение на рельсовом транспорте</b> .....	6
1.1. Общие замечания .....	6
1.2. Пробуксовка ведущих колес локомотива и расход энергии.....	9
1.3. Способ дополнительного прижатия ведущих колес локомотива к рельсам.....	18
1.4. Варианты реализации предлагаемого способа увеличения предельной силы тяги по сцеплению локомотива.....	28
1.5. Экспериментально-расчетный метод определения коэффициента основного сопротивления движению шахтной вагонетки и профиля трассы рельсового пути.....	32
1.6. Об увеличении уклона пути в горизонтальных откаточных выработках.....	37
1.7. Шахтные канатные откатки.....	41
1.8. Определение коэффициентов сопротивления движению транспортных средств и каната напочвенной дороги.....	44
1.9. Особенности транспортирования грузов в выработках сложного профиля.....	52
<b>2. Снижение энергопотребления на конвейерном транспорте</b> .....	57
2.1. О неравномерности шахтных грузопотоков.....	57
2.2. Потребление энергии при транспортировании грузов ленточными конвейерами.....	68
<b>Заключение</b> .....	73
<b>Список литературы</b> .....	74

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Экономический кризис, который переживает мир на протяжении последних лет, обострил проблемы энергосбережения во многих областях человеческой деятельности.

Особенно это касается энергоемких производств, к которым относится и угольная промышленность. Неизбежное увеличение глубины отработки пластов, а значит расстояния перевозки пустых пород и полезного ископаемого, повышение нагрузки на очистные забои приводит к существенному росту доли транспортных расходов в себестоимости продукции.

При эксплуатации шахтного локомотивного транспорта очень важным представляется снижение расхода энергии на буксование ведущих колес, который, по результатам исследований проф. А.А. Ренгевича, составляет до 50 % от общей цифры [1]. Поэтому поиск и реализация методов, направленных на уменьшение проскальзывания ведущих колес локомотива, является актуальной задачей.

В процессе использования канатного транспорта (это касается концевых откаток, напочвенных и монорельсовых дорог) проблемы энергосбережения решаются, прежде всего, за счет снижения коэффициента основного сопротивления движению транспортных средств, что в свою очередь, обуславливает совершенствование его конструкции и улучшение состояния рельсового пути.

Уровень энергосбережения при эксплуатации той или иной транспортной установки необходимо оценить с помощью определенного показателя. В данной работе с этой целью используется единица затраченной работы  $e$  на перемещение груза массой 1 килограмм на расстояние 1 метр.

# 1. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ НА РЕЛЬСОВОМ ТРАНСПОРТЕ

## 1.1. Общие замечания

Нередко средства массовой информации утверждают, что в нашей стране расход энергии на одни и те же цели намного выше, чем в западноевропейских, с передовыми технологиями, странах. При этом ничего не сообщают о методике проведения такого сравнения, не приводятся также исходные данные для вычислений, что вызывает сомнения в правильности подобных утверждений.

Вообще, как показывает практика, развитие цивилизации сегодня основано на увеличении энергопотребления, при этом запасов невозобновляемых энергоносителей на земле становится все меньше, поэтому вопросы энергосбережения, уменьшения расхода энергии в хозяйстве любой страны становятся все актуальнее.

Поскольку в технологической цепи добычи полезных ископаемых использование рудничного транспорта и потребление энергии в нем является одной из главных составляющих себестоимости готовой продукции, поиски путей уменьшения расхода энергии на подземном транспорте не теряют своей актуальности.

Как очевидные выделяются два направления в решении этих вопросов: поиск, создание и применение принципиально новых, менее энергоемких транспортных технологий и систем; разработка мер по уменьшению энергопотребления существующих технологий и средств транспорта.

Следует подчеркнуть, что эти направления развиваются как две параллельные во времени области исследований по вопросам энергосбережения.

В настоящей публикации рассмотрены некоторые вопросы разработки мер по энергосбережению на действующем подземном локомотивном рельсовом транспорте.

На основании существующих сегодня базовых представлений о физике процессов, которые происходят во время локомотивного транспортирования

груза, а также используя многолетние фундаментальные исследования, на кафедре рудничного транспорта ДГИ, НГАУ (сейчас кафедра транспортных систем и технологий Национального горного университета), определим количество механической энергии, необходимой для перемещения груза в вагонетках локомотивного состава по горизонтальной выработке за один цикл. Учитываем, что выработка имеет уклон пути, а цикл предусматривает, что нагруженный состав следует вниз, а порожняк – вверх.

В расчетах используем такие величины: длина транспортирования  $l$ , м; уклон пути  $i$ , ‰; масса локомотива  $m_{л}$ , кг; число вагонеток в составе  $z$ ; масса пустой вагонетки  $m_0$ , кг; ее грузоподъемность  $m$ , кг; общий коэффициент сопротивления движению поезда  $w$ . Значение уклона пути  $i$  в грузовую сторону не превышает величины  $w$ , а при движении вверх на подъем имеет знак  $\oplus$ , вниз, под уклон  $\ominus$ . Ввиду того, что угол наклона горизонтальных выработок  $\beta$  небольшой, принимаем, что  $\sin\beta = \operatorname{tg}\beta = i$ , а  $\cos\beta = 1$ .

Введем следующие обозначения:

$m_{оп} = zm_0 + m_{л}$  – масса незагруженного поезда, кг;

$m_{гп}$  – масса груза в поезде, кг;

$K_{гп} = \frac{m_{гп}}{m_{гп}}$  – коэффициент тары поезда.

Для расчета расхода механической энергии на перемещение загруженного поезда на длину  $l$  вниз под уклон  $i$  используем такую формулу:

$$E_{гп} = l g [m_{гп} + m_{оп}](w - i) \text{ Дж (Вт}\cdot\text{с)},$$

при этом удельный расход энергии на перемещения 1 кг груза на 1 м:

$$e_{гп} = \frac{E_{гп}}{l g m_{гп}},$$

или после преобразований

$$e_{гп} = (1 + K_{гп})(w - i), \text{ Дж (Вт}\cdot\text{с)}. \quad (1.1)$$

Аналогично тот же параметр для движения порожнего поезда вверх на подъем  $i$  определяют из следующего выражения:

$$E_{\text{пор}} = l g m_{\text{оп}}(w+i), \text{ Дж},$$

а удельный расход энергии, отнесенный на транспортирование 1 кг груза на 1 м,

$$e_{\text{пор}} = K_{\text{тп}}(w+i), \text{ Дж (Вт}\cdot\text{с)}. \quad (1.2)$$

Таким образом, удельный расход энергии за цикл

$$e_{\text{ц}} = e_{\text{гр}} + e_{\text{пор}} = w(2 K_{\text{тп}} + 1) - i, \text{ Дж (Вт}\cdot\text{с)}. \quad (1.3)$$

Из выражений (1.1), (1.2), (1.3) следует, что расход энергии на перемещение локомотивного состава по горизонтальным выработкам зависит от трех величин: коэффициента общего сопротивления движению поезда, коэффициента тары поезда и уклона пути в выработке, поэтому поиски способов энергосбережения должны быть сосредоточены именно на этих параметрах.

Под коэффициентом общего сопротивления движению поезда  $w$  здесь понимается отношение силы, необходимой для перемещения состава с постоянной скоростью по горизонтальному участку пути к его силе тяжести (весу).

При удовлетворительном состоянии пути величина коэффициента  $w$  большей частью определяется потерями энергии в подшипниках, трением качения и диаметром колеса. В таком случае увеличение диаметра колеса вагонетки при прочих равных условиях служит фактором уменьшения сопротивления движению.

В шахтах по разным причинам состояние рельсового пути бывает таким, что параметр  $w$  значительно увеличивается, поэтому определяющим для расхода энергии может стать именно этот фактор. Тогда энергосбережение зависит от поддержки рельсового пути в состоянии, которого требуют правила эксплуатации.

Поскольку значение коэффициента  $w$  относительно конкретных условий не известно, а практических методик его определения не существует, то реальным путем к разработке мер по энергосбережению является экспериментальное измерение расхода энергии (или силы на перемещение состава) и сравнение результатов с эталоном (с расчетными значениями).

В приведенных выражениях (1.1), (1.2), (1.3) используется величина коэффициента тары поезда  $K_{\text{тп}}$ , а не общепринятая величина из характеристики вагонеток – коэффициент тары вагонетки  $K_{\text{в}}$ . С помощью величины  $K_{\text{тп}}$  удобнее представить удельные энергозатраты на транспортирование, которое осуществляется поездами с разным числом вагонеток и разными локомотивами. Удельные затраты энергии при осуществлении цикла локомотивной откатки отнесены только к перемещаемому грузу, но величину  $K_{\text{тп}}$  можно уменьшить, снизив вес пустой вагонетки, если ее изготовить из легких материалов (алюминиевые сплавы, полимеры, пластмассы и др.). Кроме того, в производственных условиях имеет место интенсивное налипание частиц груза на внутренней поверхности вагонетки, что обуславливает увеличение удельного расхода энергии. Таким образом, регулярная чистка кузова вагонеток – еще один из путей сбережения энергии на транспортирование.

## 1.2. Пробуксовка ведущих колес локомотива и расход энергии

Известно, что осуществление (реализация) силы тяги ведущими колесами (осями) локомотива происходит благодаря силе трения между колесами и рельсами. Теоретически считается, что предельное значение силы трения (силы сцепления ведущих колес с рельсами) достигается в момент срыва сцепления, т.е. в момент перехода от полной силы трения покоя к силе трения скольжения.

При расчетах предельной массы поезда по условиям сцепления расчетные значения суммарной силы всех трех видов сопротивления движению  $W_c$  (от трения, составляющей силы тяжести, изменения скорости поезда) и предельная сила тяги локомотива по сцеплению  $F_{\text{нö}}^{\text{ìâñ}}$  связаны следующим выражением:

$$W_c \leq F_{\text{нö}}^{\text{ìâñ}}, \quad (1.4)$$

где  $F_{\text{нö}}^{\text{ìâñ}} = m_{\text{л}} g \psi$ ;  $m_{\text{л}}$  – сцепная масса локомотива;  $\psi$  – коэффициент пропорциональности, именуемый коэффициентом сцепления локомотива (трения), который определяется экспериментально, характеризуя момент



начала срыва сцепления одной из ведущих осей локомотива;  $g$  – ускорение силы тяжести.

Здесь следует отметить, что условное (принимается без особых объяснений) значение коэффициента сцепления локомотива, определяемое опытным путем в момент срыва сцепления одной из его тяговых осей, может считаться верным только при равномерной весовой нагрузке на оси. На практике весовая нагрузка осей постоянно меняется по разным причинам, поэтому точное значение коэффициента сцепления локомотива определить очень сложно.

Из выражения (1.4) видно, что при движении поезда массой  $m_{п}$ , когда сила сопротивления его движению  $W_c$  будет меньше  $F_{\text{н0}}^{\text{iàèñ.}}$ , срыва сцепления не произойдет и приводные колеса будут реализовывать силу тяги с «коэффициентом сцепления» в зоне «упругого» скольжения (здесь все-таки скольжение предусматривается), т.е. будет наблюдаться неполное трение покоя, где понятия «коэффициент трения» (коэффициент сцепления) не существует. При этом путь, пройденный ободом приводного колеса, будет почти равен расстоянию, пройденному поездом, однако такое представление о реализации силы тяги локомотива не совпадает с экспериментальными данными.

Проф. А.А. Ренгевич с помощью созданной им оригинальной аппаратуры, установленной в специальном динамометрическом вагоне, провел многопараметрические исследования режимов работы локомотивной откатки на шахтах Донбасса и Кривбасса [1]. Кроме определения закономерностей изменения коэффициента сцепления и разработки рекомендаций к практическим расчетам, было установлено, что при любой, даже незначительной по величине тяговой силе локомотива его колеса проходят больший путь, чем поезд. Причем соотношение пройденной длины  $S_k$  колесами локомотива и поезда  $S$  в разных условиях разное, и бывают случаи, что оно на практике измеряется даже десятками единиц. Таким образом, было показано, что движение в тяговом режиме без проскальзывания колес невозможно.

На рис. 1.1 изображен образец осциллограммы, из которой видно, что одна ось проходит больший путь, чем вторая. За время записи осциллограммы колеса одной оси прошли путь в 11,3 раза, а второй – в 13 раз больше расстояния, пройденного поездом (табл. 1.1).

Можно утверждать, что в шахтном локомотивном транспорте мы имеем дело с реализацией силы тяги в режиме постоянного скольжения (буксования) колес по рельсам, а, следовательно, с постоянными дополнительными затратами энергии, износом бандажей и рельсового пути. Исследования, проведенные А.А. Ренгевичем по определению структуры затрат энергии [2] показывают, что затраты на буксование могут достигать значений, превышающих 50 % от всех затрат энергии при транспортировании. В связи с этим, определение на практике потерь энергии на буксование, анализ причин и разработка мер по их уменьшению является актуальной задачей.

Ниже проанализированы способы повышения эффективности работы шахтного локомотивного транспорта через снижение расхода энергии на буксование.

Для выполнения анализа обозначим через  $l_{01}$  и  $l_{02}$  путь, который проходит соответственно первая и вторая оси локомотива массой  $m_{\text{л}}$  на расстояние перемещения состава  $l_{\text{п}}$ . Разности  $l_{01} - l_{\text{п}} = l_{\text{ск01}}$  и  $l_{02} - l_{\text{п}} = l_{\text{ск02}}$  составляют соответственно значения пути скольжения осей за время  $t$ , равное времени движения поезда, а средние скорости скольжения осей определяются из таких выражений:

$$V_{\text{ск01}} = \frac{l_{\text{ск01}}}{t} \text{ и } V_{\text{ск02}} = \frac{l_{\text{ск02}}}{t}.$$

Работа  $A_{\text{ск}}$ , затрачиваемая на скольжение (буксование) колес на пути поезда  $l_{\text{п}}$ ,

$$A_{\text{ск}} = m_{\text{л}} g l_{\text{ск}},$$

где  $l_{\text{ск}} = \frac{l_{\text{ск01}} + l_{\text{ск02}}}{2}$ ;  $f$  – коэффициент трения колес о рельсы при буксовании;

$g$  – ускорение силы тяжести.

Потребляемая при этом мощность

$$N_{\text{н\acute{e}}} = \frac{A_{\text{н\acute{e}}}}{t_{\text{с\acute{e}}}},$$

где  $t_{\text{ск}}$  – время скольжения, которое при постоянном буксовании равно времени движения  $t$ .

Работа, которая затрачивается на преодоление сопротивления движению поезда с установившейся скоростью без буксования,

$$A_{\text{с\acute{т}}} = F_{\text{с\acute{т}}} \cdot l_{\text{п}} = m_{\text{п}} g(w \pm i)l_{\text{п}},$$

где  $m_{\text{п}}$  – масса поезда;  $w$  – общий коэффициент сопротивления движению поезда;  $i$  – уклон пути в выработке.

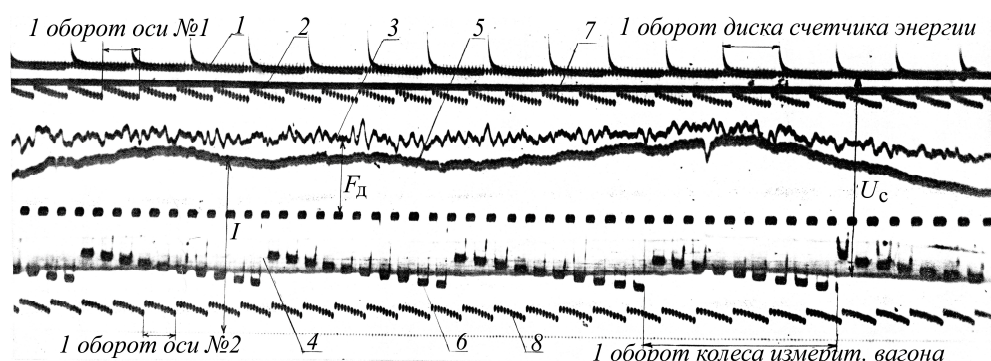


Рис. 1.1. Образец осциллограммы движения осей локомотива: 1 – расход энергии, потребляемой электровозом из сети; 2 – позиции рукоятки контроллера; 3 – усилие на крюке, зарегистрированное динамометром ( $F_{\text{д}}$ ); 4 – напряжение в контактной сети ( $U_{\text{с}}$ ); 5 – ток в цепи двигателей электровоза ( $I$ ); 6 – отметки оборотов колеса измерительного вагона (диаметр колеса 300 мм); 7, 8 – отметки оборотов первой и второй электровозных осей (диаметр колеса 680 мм)

Таблица 1.1 – Результаты обработки осциллограммы (рис. 1.1) скольжения ведущих колес (осей)

№ п/п	Наименование осей	Диаметр колес, мм	Число оборотов	Пройденный путь, S, м	Отношение $\frac{S_1}{S_3}$ и $\frac{S_2}{S_3}$
1	Ось 1 локомотива	680	26,5	$S_1 = 56,577$	11,3
2	Ось 2 локомотива	680	30,5	$S_2 = 65,124$	12,97
3	Ось измерительной вагонетки	300	5,3	$S_3 = 5,021$	

Общая работа, затрачиваемая на перемещение состава, движущегося с постоянной скоростью,

$$\dot{A}_{\text{íáú}} = \dot{A}_{\text{íí}} + \dot{A}_{\text{íê}}$$

или

$$A_{\text{íáú}} = m_{\text{í}} g (w \pm i) l_{\text{í}} + m_{\text{ê}} \cdot g \cdot f \cdot l_{\text{íê}},$$

где  $m_{\text{п}}$  – масса поезда ( $m_{\text{í}} = m_{\text{ê}} + m_{\text{п}}$ );  $m_{\text{с}}$  – масса прицепной части поезда,  $m_{\text{л}}$  – масса локомотива. Соотношение значений работы, затрачиваемой на преодоление буксования,  $A_{\text{ск}}$  и всех остальных сопротивлений  $A_{\text{сп}}$  при установившейся скорости поезда

$$K_{\text{á}} = \frac{\dot{A}_{\text{íê}}}{\dot{A}_{\text{íí}}} = \frac{m_{\text{ê}} f l_{\text{сê}}}{(m_{\text{ê}} + m_{\text{с}})(w \pm i) l_{\text{í}}}, \quad (1.5)$$

где  $K_{\text{б}}$  – энергетический коэффициент буксования, который может принимать положительные (движения по горизонтали и вверх) и отрицательные (движения вниз по спуску при  $i > w$ ) значения.

Как показывает выражение (1.5), энергетический коэффициент буксования включает в себя:

– известные для расчета, принимаемые по нормативам, величины (обозначим их через  $B$ ), которое определяется как

$$B = \frac{m_{\text{ê}} f}{b m_{\text{ê}} (w \pm i)} = \frac{f}{b (w \pm i)}, \quad (1.6)$$

где  $b$  – весовая норма поезда (число, показывающее во сколько раз вес поезда превышает веса локомотива); обычные нормативы  $b = (6 \div 9)$ ;

– величины  $l_{\text{ск}}$  и  $l_{\text{п}}$ , характеризующие буксование и их отношение, которое определяется экспериментально по формуле:

$$\ddot{A} = \frac{l_{\text{íê}}}{l_{\text{í}}}. \quad (1.7)$$

Тогда энергетический коэффициент приобретает следующий вид:

$$K_{\text{б}} = B \cdot D.$$

Разработка и принятие мер по экономии энергии возможны только после проведенных в производственных условиях замеров буксования. Выражение (1.7) может быть использовано в процессе этих замеров, в частности, при предварительном определении в конкретных условиях фактических значений величин  $l_{ск}$  и  $l_{п}$ .

Определение коэффициента  $K_б$ , как правило, происходит на одном из двух уровней приближения результатов к действительности, с учетом заданных условий и параметров поезда, а именно:

– на первом измеряются величины  $l_{ск}$  и  $l_{п}$  специально созданными приборами, а значение величин  $B$  вычисляется по расчетным нормативам;

– на втором измеряются не только величины  $l_{ск}$  и  $l_{п}$ , но и  $f$ ,  $b$ ,  $w$ ,  $i$ .

Очевидно, что второй уровень более реально учитывает влияние всех параметров, определяющих значение коэффициента  $K_б$ . Соответственно, для первого или второго уровней можно разработать и изготовить специальные несложные приборы, а результаты измерений дадут возможность осуществлять постоянный анализ процесса буксования.

Одним из известных способов уменьшения пути буксования  $l_{ск}$ , при прочих равных условиях, является увеличение силы прижатия ведущих осей локомотива к рельсам. Измерение величины  $l_{ск}$  при разных значениях названного параметра позволяет анализировать этот важный способ уменьшения буксования и использовать результаты при решении задач энергосбережения.

Эти же результаты могут быть исходными также при определении массы поезда в конкретных условиях, что дает возможность обоснованно решать вопросы экономии энергии на транспорте, а также предусматривать способы уменьшения истирания колес во время буксования.

Для иллюстрации сказанного рассмотрим пример определения коэффициента  $K_б$  с помощью результатов измерения буксования для случая, когда состав движется на подъем с постоянной скоростью. Пусть дано:  $w = 0,01$ ;  $i = 0,005$ ;  $b = 10$ ;  $f = 0,15$ .

Измерения дали такой результат:

$$\ddot{A} = \frac{l_{\text{н\acute{e}}}}{l_{\text{г}}} = 1,$$

что вполне возможно (на основании упомянутых выше результатов исследования).

Тогда

$$K_{\text{а}} = \frac{l_{\text{н\acute{e}}}.f}{l_{\text{г}}.b(w+i)} = 1 \cdot \frac{0,15}{10(0,01+0,005)} = 1,$$

т.е. в данном случае энергия на буксование равна по величине энергии на транспортирование.

Целесообразными являются дальнейшие исследования в аспекте создания приборов для замеров буксования и внедрения их в горное производство. Контроль буксования колес локомотива, что вызывает излишний вредный расход энергии, должен осуществляться на каждом маршруте постоянно или периодически.

На основании известных в настоящее время положений физики рассматриваемого процесса, можно утверждать, что при прочих равных условиях величина пробуксовки колес на гладких рельсах уменьшается с увеличением силы их прижатия к последним. Уменьшить расход энергии при шахтной электровозной откатке можно, уменьшив пробуксовку приводных колес. Для этого существуют разные способы, среди которых:

- Применение рельсов и ведущих колес специального профиля (зубчато-реечные, клиновые). В настоящее время фирмы «Ferrit» (Чехия) и «V. Bekker» (Германия) выпускают шахтные транспортные средства с реечным зацеплением, однако широкое применение этого способа требует дальнейших исследований, конструкторских разработок, экспериментальных и промышленных испытаний.

- Уменьшение весовой нормы поезда на «тяжелых» профилях пути.

- Использование футеровки обода ведущих колес локомотива специальными фрикционными материалами, устойчивыми к истиранию.

– Выбор весовой нормы поезда соответственно условиям энергосбережения (буксования локомотива), для чего необходимо провести серию экспериментов, определить приемлемый уровень пробуксовки и рассчитать предельную в этих условиях буксования массу поезда.

– Разработка и внедрение специальных тяговых устройств, автоматически прижимающих ведущие колеса к рельсам в зависимости от силы тяги с помощью специальных обрешиненных колес [3] или рычажных схем [4, 5]. Последний способ позволяет осуществлять локомотивную откатку при любых величинах угла наклона пути в выработке, однако он не нашел промышленного применения в сложных горно-геологических условиях шахт;

– Применение специальных прицепных устройств, автоматически увеличивающих силу прижатия ведущих колес локомотива при увеличении силы сопротивления движения поезда за счет использования веса прицепной вагонетки либо дополнительной грузовой тележки [6].

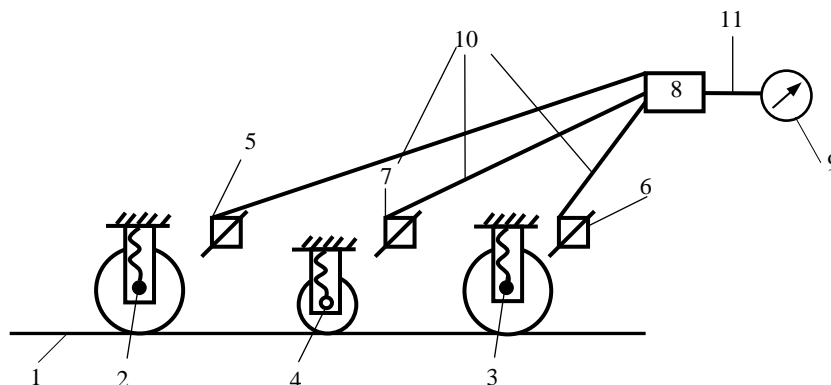
Эффективное использование любого из перечисленных способов, кроме первого, возможно в тех случаях, когда в процессе эксплуатации будет осуществляться периодический или постоянный контроль величины скольжения ведущих колес. В связи с этим возникают новые задачи в практике энергосбережения:

– разработка способов и приборов для измерения скольжения ведущих колес локомотива, с тем, чтобы реально оценить величину потерь энергии и успешно решить вопросы поиска целесообразных мер по энергосбережению;

– подготовка, оценка и реализация конкретных мер по уменьшению буксования.

Для решения первой задачи возникает необходимость в создании различных устройств и приборов (тахометров или датчиков пройденного пути вместе с датчиками числа оборотов приводных колес и др.), которые фиксируют скольжение ведущих колес локомотива относительно дополнительного ведомого колеса, прижатого к рельсу. Сигналы от таких датчиков обрабатываются специальным прибором, а результаты обработки

визуализируются на табло в кабине машиниста, или используются при этом для управления устройствами, регулирующими тяговые режимы приводных двигателей, либо для других целей диагностики пробуксовки. Блок-схема одного из возможных вариантов устройства показана на рис. 1.2.



*Рис.1.2. Блок-схема комплекса для измерения пробуксовки ведущих осей локомотива: 1 – рельсовая колея; 2 и 3 – ведущие оси; 4 – дополнительное (ведомое) колесо; 5, 6 – датчики оборотов (скорости) ведущих осей; 7 – датчик для измерения пути, пройденного локомотивом; 8 – блок обработки и сравнения сигналов; 9 – указатель величины пробуксовки; 10 и 11 – каналы информации от датчика и блока обработки сигналов*

Выбор мер по снижению затрат энергии на буксование определяется в зависимости от величины пробуксовки в конкретных условиях. Связь между массой перемещаемого полезного груза и излишним расходом энергии в настоящее время может быть изучена только экспериментальным путем. В дальнейшем, после проведения ряда исследований планируется разработка теоретических и расчетных способов ее определения.

### **1.3. Способ дополнительного прижатия ведущих колес локомотива к рельсам**

Значительно снизить пробуксовку, а следовательно, излишнее энергопотребление, можно способом, который предлагают авторы, а также средствами автоматического дополнительного прижатия локомотива к рельсам за счет массы прицепленной вагонетки или тележки [6].



Суть предложения заключается в изменении способа прицепки локомотива к составу, из-за чего в процессе движения в тяговом режиме часть силы тяжести первой вагонетки прижимает локомотив к рельсам.

На рис. 1.3. изображена схема гибкого прицепного устройства (возможны также жесткие конструкции тяги с шарнирами по концам), на рис.1.4 – варианты его крепления к локомотиву.

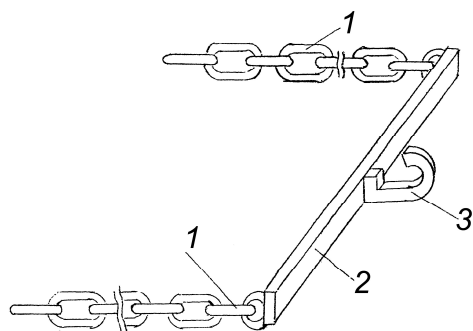


Рис. 1.3. Гибкое прицепное устройство:  
1 – две тяговые цепи (тяги могут быть жесткими с шарнирами на концах);  
2 – жесткая поперечина-балка; 3 – крюк для соединения с прицепным устройством вагонетки

Локомотив 1 (рис.1.4) имеет на корпусе или на дополнительных конструкциях, которые его усиливают в точках  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ ,  $A_4$  или в других аналогичных точках, специальные устройства (например, крюки) с двух сторон для закрепления звеньев цепи прицепного устройства 4 по одной из линий  $BA_1$ ;  $BA_2$  и др. Таким образом, вагонетка 3 перемещается по рельсовому пути 2 силой, направленной под углом  $\varphi$  согласно одному из вариантов прицепки. Для достижения максимальной силы прижатия локомотива к рельсам место соединения цепей с локомотивом (максимальный угол  $\varphi$ ) выбирается в зависимости от массы первой вагонетки с учетом ее продольной устойчивости, а также устойчивости локомотива.

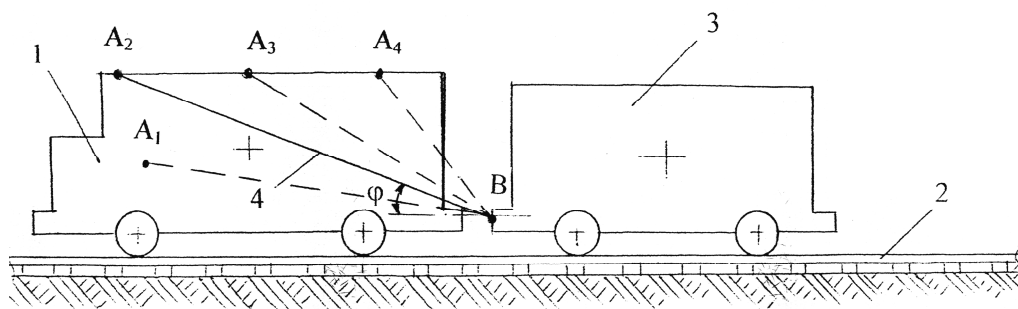


Рис. 1.4. Варианты прицепки локомотива к составу:

$A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ ,  $A_4$  – точки закрепления прицепного устройства

Рис. 1.5. содержит схему внешних сил, которые действуют во время движения в режиме тяги:

– на локомотив (в точках  $A, C, D, E$ ):  $F_{01}$  и  $F_{02}$  – касательные силы тяги на ободах колес;  $F_A$  – сила действия прицепного устройства (или ее составляющие:  $\Pi_1$  – дополнительная сила прижатия локомотива к рельсам;  $W_{\text{сум}}$  – сила сопротивления состава);  $P_{\text{л}}$  – сила тяжести локомотива;  $R_{1\text{л}}, R_{2\text{л}}$  – силы реакции рельсов на силу тяжести;

– на вагонетку (в точках  $B, K, M, Z, Y$ ):  $F_B$  – сила действия прицепного устройства (или ее составляющие:  $F_0$  – сила тяги локомотива;  $\ddot{I}'_1$  – сила подъема вагонетки);  $W_1, W_2, W_{\text{пч}}$  – силы сопротивления осей вагонетки, прицепной части поезда и суммарная сила сопротивления движению состава соответственно;  $P_{\text{в}}$  – сила тяжести вагонетки;  $R_{1\text{в}}, R_{2\text{в}}$  – силы реакции рельсов на колеса вагонетки;

– на прицепное устройство (в точках  $A, B$ ): силы  $F'_A$  и  $F'_B$  – действия локомотива и вагонетки на прицепное устройство.

Из рис. 1.5. видно, что дополнительную силу прижатия локомотива к рельсам можно определить по формуле:

$$\ddot{I}'_1 = W_{\text{нóì}} \cdot \text{tg}\varphi, \quad (1.8)$$

где  $W_{\text{нóì}}$  – суммарная сила сопротивления движению состава;  $\varphi$  – угол наклона цепей (тяг) прицепного устройства к плоскости рельсов.

Как следствие, увеличенная предельная сила тяги локомотива по сцеплению

$$F_{\text{нóì}}^{\text{лиàèñ}} = (D_{\text{нó}} + \ddot{I}'_1) \cdot \psi, \quad (1.9)$$

где  $\psi$  – коэффициент сцепления колес локомотива с рельсами.

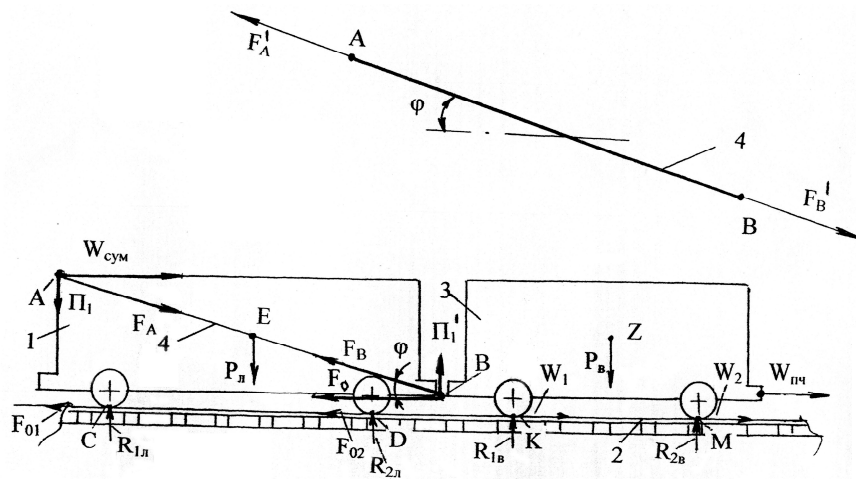


Рис. 1.5. Схема действия внешних сил на прицепное устройство, локомотив, вагонетку

Из выражения (1.8) видим, что при прочих равных условиях сила прижатия  $\Pi_1$  автоматически увеличивается при увеличении силы сопротивления движению прицепных к локомотиву вагонеток, а также угла  $\varphi$ . Например, при  $\varphi = 45^\circ$  сила прижатия  $\Pi_1$  будет равна силе сопротивления движению  $W_{\text{сум}}$ . То же значение, но противоположное по знаку, имеет сила  $\dot{I}'_1$ , с которой вагонетка будет подниматься вверх и которая действует в месте соединения последней с крюком прицепного устройства. При этом, из-за недостаточной силы тяжести передней вагонетки может нарушиться ее продольная устойчивость с поворотом вокруг задней оси. В подобных случаях, можно предусмотреть уменьшение угла  $\varphi$ , выполнив соответствующие расчеты на проверку продольной устойчивости.

В расчетах параметров шахтных вагонеток коэффициент продольной устойчивости от вращения вокруг одной из колесных осей  $K_{\text{пу}}$  принимают равным 1,5 – 1,6 и определяют из следующего соотношения:

$$K_{\text{ю}} = \frac{\dot{I}_{\text{âîî}}}{\dot{I}_{\text{îîð}}}, \quad (1.10)$$

где  $M_{\text{вос}}$  и  $M_{\text{опр}}$  – восстанавливающий и опрокидывающий моменты (в нашем случае вокруг задней оси вагонетки) соответственно.

Схема сил для расчета продольной устойчивости вагонетки представлена на рис. 1.6.

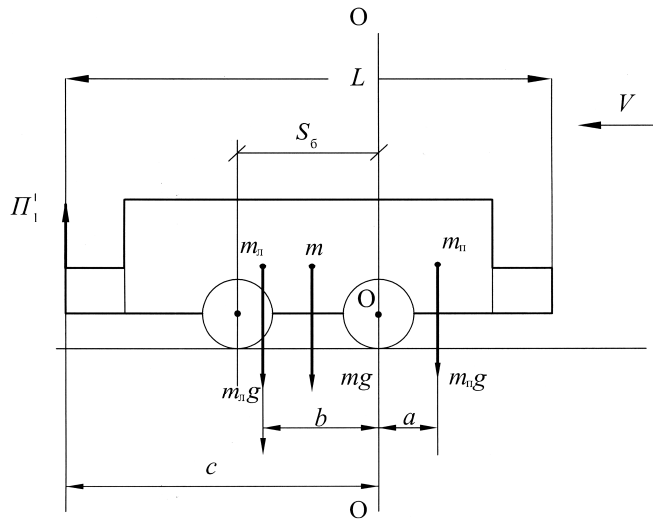


Рис. 1.6. Схема для расчета продольной устойчивости вагонетки:  $\ddot{I}'_1$  – сила подъема переднего конца вагонетки от прицепного устройства;  $mg$  – сила тяжести вагонетки;  $m_\epsilon g$  и  $m_\iota g$  – силы тяжести вагонетки, разделенные линией  $O - O$  на левую ( $m_\epsilon$ ) и правую ( $m_\iota$ ) части;  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – расстояние от линии  $O - O$  до сил  $m_\epsilon g$ ,  $m_\iota g$  и  $\ddot{I}'_1$  соответственно;  $L$  – длина вагонетки;  $S_0$  – жесткая база вагонетки;  $t$  – масса вагонетки

Расстояния от центра вращения  $O$  до линии действия сил определяют по следующим формулам:

$$\text{до силы тяжести правой части вагонетки } a = \frac{L - S_{\acute{a}}}{4};$$

$$\text{до силы тяжести левой части вагонетки } b = \frac{L + S_{\acute{a}}}{4};$$

$$\text{до силы подъема } \ddot{I}'_1 \quad \tilde{n} = \frac{L + S_{\acute{a}}}{2}.$$

Если масса вагонетки  $m$  по длине  $L$  распределяется равномерно, тогда ее линейная масса  $q = \frac{m}{L}$ ,

а сила тяжести правой части

$$m_\iota g = \frac{mg}{L} \cdot \left( L - \frac{L + S_{\acute{a}}}{2} \right) = \frac{mg(L - S_{\acute{a}})}{2L},$$

сила тяжести левой части

$$m_\epsilon g = \frac{mg}{L} \cdot b = \frac{mg}{L} \cdot \left( \frac{L + S_{\acute{a}}}{2} \right) = \frac{mg(L + S_{\acute{a}})}{2L}.$$

Опрокидывающий вправо вокруг оси О момент сил

$$M_{\text{н\ddot{o}}} = \dot{I}'_{\text{н\ddot{o}}} + \dot{I}''_{\text{н\ddot{o}}}, \quad (1.11)$$

где  $M'_{\text{н\ddot{o}}}$  и  $M''_{\text{н\ddot{o}}}$  – опрокидывающие моменты силы тяжести  $m_i g$  и силы подъема от прицепного устройства  $\dot{I}'_1$ .

Опрокидывающий момент от силы тяжести  $m_n g$

$$M'_{\text{н\ddot{o}}} = m_i g \cdot a = \frac{mg(L - S_{\dot{a}})}{2L} \cdot \frac{(L - S_{\dot{a}})}{4} = \frac{mg(L - S_{\dot{a}})^2}{8L}. \quad (1.12)$$

Опрокидывающий момент от силы подъема  $\dot{I}'_1$

$$M''_{\text{н\ddot{o}}} = \dot{I}'_1 \cdot c = \dot{I}'_1 \cdot \left( \frac{L + S_{\dot{a}}}{2} \right) = \frac{\dot{I}'_1 (L + S_{\dot{a}})}{2}. \quad (1.13)$$

Суммарный опрокидывающий момент из выражений (1.12) и (1.13)

$$M_{\text{н\ddot{o}}} = \frac{mg(L - S_{\dot{a}})^2}{8L} + \frac{\dot{I}'_1 (L + S_{\dot{a}})}{2}.$$

Восстанавливающий момент от силы  $m_e g$

$$M_{\text{\grave{a}и\grave{n}}} = m_e g \cdot b = \frac{mg(L + S_{\dot{a}})}{2L} \cdot \frac{(L + S_{\dot{a}})}{4} = \frac{mg(L + S_{\dot{a}})^2}{8L}. \quad (1.14)$$

Используя уравнение (1.12), (1.14), получаем коэффициент продольной устойчивости самой вагонетки (без силы  $\dot{I}'_1$ ), то есть

$$K_{\text{\grave{a}o}} = \frac{mg(L + S_{\dot{a}})^2}{8L} \frac{8L}{mg(L - S_{\dot{a}})^2} = \frac{(L + S_{\dot{a}})^2}{(L - S_{\dot{a}})^2}. \quad (1.15)$$

Коэффициент продольной устойчивости при наличии силы  $\dot{I}'_1$

$$K'_{\text{\grave{a}o}} = \left[ \frac{mg(L + S_{\dot{a}})^2}{8L} \right] : \left[ \frac{mg(L - S_{\dot{a}})^2}{8L} + \frac{\dot{I}'_1 \cdot (L + S_{\dot{a}})^2}{2} \right]. \quad (1.16)$$

Как видно из выражений (1.15) и (1.16), при  $\dot{I}'_1 = 0$  их значения будут одинаковы, то есть величина коэффициента  $K_{\text{пу}}$  в этом случае не зависит от массы вагонетки, а только от ее длины и жесткой базы.

При увеличении силы  $\dot{I}'_1$  от нуля до предельного относительно продольной устойчивости значения  $\dot{I}'_1$  величина коэффициента  $K_{\text{пу}}$  будет

изменяться от максимальной согласно выражению (1.15) до единицы, т. е. числитель и знаменатель в выражении (1.16) будут равны, а именно:

$$\frac{mg(L+S_a)^2}{8L} = \frac{mg(L-S_a)^2}{8L} + \ddot{I}_1 \frac{(L+S_a)^2}{2}, \quad (1.17)$$

откуда для  $K_{пу} = 1$  можем записать, что

$$\ddot{I}_1 = \left[ \frac{mg(L+S_a)^2}{8L} - \frac{mg(L-S_a)^2}{8L} \right] \cdot \frac{(L+S_a)^2}{2} = \frac{mg}{4L} \left[ 1 - \frac{(L-S_a)^2}{(L+S_a)^2} \right]. \quad (1.18)$$

При заданном значении коэффициента  $\hat{E}'_{\dot{I}_0}$  (оно всегда больше единицы) и массы передней вагонетки  $m$  допустимая сила

$$\ddot{I}_1 = \frac{\ddot{I}_1}{\hat{E}'_{\dot{I}_0}}. \quad (1.19)$$

В тяговых расчетах, если известна масса состава  $zm$ , необходимая сила тяги (суммарная сила сопротивления движению) определяется из следующего выражения:

$$W_{\dot{I}_0} = mzg(w \pm i + \Delta a), \quad (1.20)$$

где  $w$  и  $i$  – соответственно коэффициент сопротивления движению от трения и уклона;  $a$  – ускорение движения состава;  $\Delta$  – коэффициент, учитывающий сопротивление от инерции вращающихся масс состава.

Предельный угол наклона прицепного устройства с учетом продольной устойчивости вагонетки

$$\varphi = \arctg \frac{\ddot{I}_1}{W_{\dot{I}_0}}. \quad (1.21)$$

Аналогично устойчивости вагонетки (1.15) определяется продольная устойчивость локомотива длиной  $L_{л}$  и жесткой базой  $S_{бл}$  (рис.1.5). Сила  $W_{\text{сум}}$  стремится вращать локомотив относительно оси заднего колеса. Плечо этой силы равно  $h_{л}$  – высоте от линии ее действия до плоскости осей (высоте крепления прицепного устройства). Сила  $P_1$  с плечом  $f$  (его величина зависит от места крепления прицепного устройства) создает дополнительный восстанавливающий момент по отношению к моменту от веса локомотива. При

равномерном распределении массы локомотива по его длине коэффициент продольной устойчивости локомотива

$$K'_{\text{л}0\text{э}} = \left[ \frac{m_{\text{э}} g (L_{\text{э}} + S'_{\text{аэ}})^2}{8L_{\text{э}}} + \ddot{I}_{1\text{э}} \cdot f \right] \div \left[ \frac{m_{\text{э}} g (L_{\text{э}} - S'_{\text{аэ}})^2}{8L_{\text{э}}} + W_{\text{п}0\text{л}} \cdot h_{\text{э}} \right]. \quad (1.22)$$

Из этого выражения определяется величина уменьшения продольной устойчивости локомотива путем сравнения значений коэффициента  $K'_{\text{л}0\text{э}}$ , полученных при  $W_{\text{сум}} = 0$ , с действительным значением  $W_{\text{сум}}$ , которое можно принять равным максимальной силе тяги по мощности двигателя. Здесь индекс «л» рядом с каждым символом выражения (1.22) обозначает величины, относящиеся к локомотиву.

Дополнительная сила прижатия  $\Pi_1$  распределяется между осями пропорционально отрезкам жесткой базы  $S'_{\text{аэ}}$  и  $S'_{\text{аи}}$ , на которые делит последнюю линия действия этой силы. Так при  $S'_{\text{аэ}} = 0$  сила  $\Pi_1$  воспринимается левой (передней) осью, при  $\frac{S'_{\text{аэ}}}{S'_{\text{аи}}} = 1$ ,  $\ddot{I}_{1\text{э}} = \ddot{I}_{2\text{и}} = \frac{\ddot{I}_1}{2}$ , а при  $S'_{\text{аи}} = 0$  сила  $\Pi_1$  воспринимается правой осью. Зная значение конструктивной нагрузки осей вертикальными силами (силами прижатия от веса локомотива), можно определить место установки прицепного устройства в случае одинаковой их загрузки.

На основании изложенного выше был разработан порядок определения установочных параметров при использовании нового прицепного устройства, согласно которому производят расчет массы поезда, используя известное значение массы локомотива, определяют силу тяги (силу сопротивления) по формуле (1.20), при этом должна быть известна масса первой вагонетки (с грузом и без него). Далее по соотношению (1.19) определяют допустимую силу подъема вагонетки, а по формуле (1.21) находят угол наклона прицепного устройства.

Таким образом, применение нового прицепного устройства для уменьшения буксования и энергозатрат на перевозку грузов дает возможность решить ряд практических задач, например:

1. Определение угла установки прицепного устройства для получения максимальной силы прижатия локомотива, если поезд уже сформирован.

Алгоритм решения:

– рассчитывают силу тяги (1.20) (сопротивления движению состава) для наиболее нагруженного режима (например, начало движения груженого поезда на подъем)  $W_{\text{сум}}$ ;

– по формуле (1.19) определяют допустимую силу тяги локомотива  $\dot{I}_1^{\text{доп}}$ , а по формуле (1.21) – угол установки прицепного устройства.

В этом случае предельную силу тяги можно не определять, а принять по технической характеристике локомотива для часового режима работы.

Проверка угла установки прицепного устройства осуществляется и для груженого, и для порожнего поездов.

2. Определение предельной массы передней вагонетки при максимальном значении угла установки прицепного устройства, если сила тяги (сопротивление движению  $W_{\text{сум}}$ ) рассчитана или принята из технической характеристики относительно часового режима нагрузки локомотива.

Алгоритм решения: по формуле (1.19) определяют массу передней вагонетки с учетом принятого коэффициента продольной устойчивости  $K_{\text{п}}$ .

В зависимости от плотности груза и емкости вагонеток, весовая норма поезда может быть достигнута за счет применения легких вагонеток. В этом случае возможно неполное использование возможностей прицепного устройства; поэтому не исключен вариант применения специальных утяжеленных передних вагонеток. Такое решение может потребоваться при перевозке угля, породы в угольных шахтах вагонетками малой грузоподъемности. В этом случае определяется необходимая масса переднего вагона  $m'_н$ , а разность между ней и массой рядового вагона  $m$  составляет дополнительную нагрузку.



Отдельно подлежит решению задача изменения предельной силы тяги по сцеплению в случае неравномерной загрузки осей локомотива в момент начала его срыва.

Оценить достаточно точно экономическую, энергетическую и техническую целесообразность рассмотренного варианта прицепного устройства возможно, если во время эксплуатации поездов по каждому маршруту будет определена степень буксования. Это вызывает необходимость создания несложных систем по контролю буксования в периодическом или постоянном режиме и внедрения их в горную промышленность.

Представляет интерес предложенный авторами, отличный от упомянутого, вариант прицепного устройства, которое прижимает задние колеса локомотива к рельсам, при этом сцепной вес локомотива увеличивается за счет догрузки задней оси. Здесь также имеет значение описанный выше способ использования массы прицепленной к локомотиву вагонетки.

На рис. 1.7 изображена схема прицепного устройства шахтного локомотива, а также графическая интерпретация сил, которые действуют в его шарнире:  $W_{\text{сум}}$  – суммарная сила сопротивления состава;  $P_1$  – дополнительная сила прижатия задней оси локомотива к рельсам;  $F_B$  – равнодействующая отмеченных сил. На рисунке 1.8. показан чертеж шарнирного узла.

Рассмотрим особенности работы прицепного устройства, используя оба рисунка.

Локомотив 1, имеющий буфер 4, соединен с вагонеткой 2 посредством гидроцилиндра 14, концы которого через шарнирные узлы 8 и 9 прикреплены с одной стороны к разновысокому кронштейну 3 на локомотиве 1 с помощью шкворня 6, с другой – к буферу 5 вагонетки 2 через шкворень 7. В обеих полостях корпуса гидроцилиндра 14, которые заполнены рабочей жидкостью, располагаются упругие амортизаторы 12 и 13. Угол  $\varphi$  между осью гидроцилиндра 14 и осью рельсового пути 15 может изменяться при помощи разновысокого кронштейна 3, шарнирного узла 8 и шкворня 6. Поршень 10 имеет дросселирующие отверстия 11, которые соединяют обе полости

гидроцилиндра 14. Шарнирные узлы 8 и 9 включают серьги 16, обоймы 17, пальцы 18, которые фиксируют шток 19 гидроцилиндра 14.

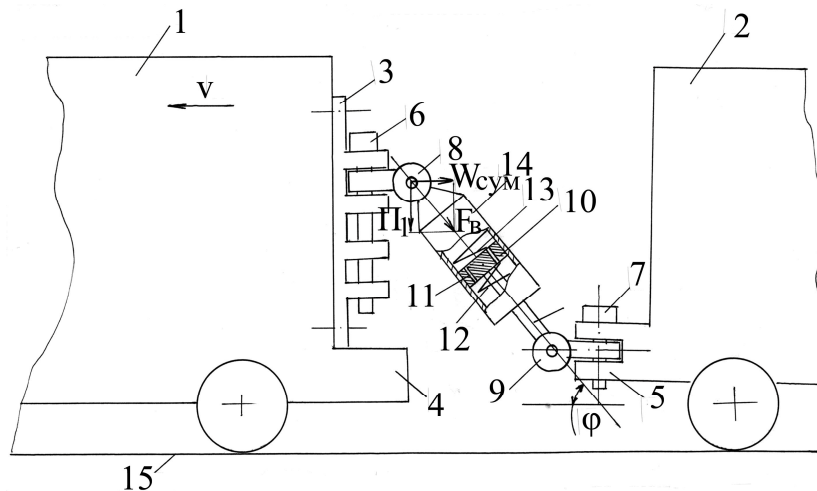


Рис. 1.7. Схема прицепного устройства с демпфером: 1 – локомотив; 2 – вагонетка; 3 – кронштейн; 4, 5 – буфер; 6, 7 – шкворень; 8, 9 – шарнирный узел; 10 – поршень; 11 – дросселирующие отверстия; 12, 13 – амортизаторы; 14 – гидроцилиндр; 15 – рельсовый путь

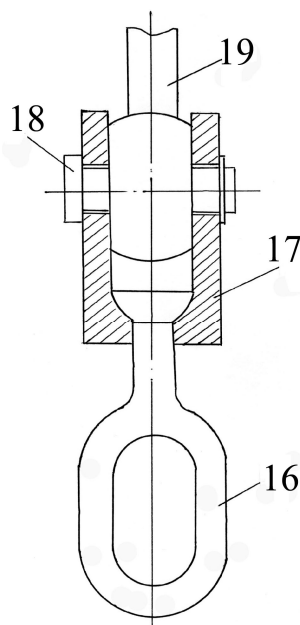


Рис. 1.8. Шарнирный узел: 16 – серьга; 17 – обойма; 18 – палец; 19 – шток гидроцилиндра.

Перед началом движения шарнир 8 гидроцилиндра 14 устанавливают на разновысоком кронштейне 3, который закреплен на локомотиве 1, с помощью шкворня 6 в положение, отвечающее известной массе прицепной части поезда или вагонетки 2, и соединяют с последней при помощи шарнира 9 гидроцилиндра 14. Локомотив 1 начинает движение по рельсовому пути 15 и его тяговое усилие передается через гидроцилиндр 14 на буфер 5 вагонетки 2. При этом, если величина силы сопротивления состава  $W_{\text{сум}}$  возрастет, то поршень 10 гидроцилиндра 14 перемещается в корпусе благодаря перетеканию рабочей жидкости из штоковой полости в рабочую через дросселирующие отверстия 11 в нем. Одновременно упругий амортизатор 12 сжимается и замедляет движение поршня 10. В случае уменьшения величины силы сопротивления движения состава  $W_{\text{сум}}$  рабочая жидкость перетекает из полости

гидроцилиндра 14 в штоковую через дросселирующие отверстия 11 поршня 10, вследствие чего упругий амортизатор 13 сжимается и замедляет движение поршня. Во время разгрузки в опрокидывателе состава вагонеток 2 шарнирный узел 9 вращается вокруг своей продольной оси благодаря серьге 16 обоймы 17.

Введение в конструкцию данного устройства разновысокого кронштейна, устанавливаемого на локомотиве, позволяет изменять точку приложения силы сопротивления прицепной части поезда, а значит получить дополнительную силу прижатия задней оси локомотива к рельсовому пути и повысить его тяговое усилие локомотива по сцеплению.

Применение в устройстве вместо гибкого или жесткого прицепного оборудования гидроцилиндра, который выполняет функцию демпфера благодаря дросселирующим отверстиям в поршне и упругим амортизаторам, снизит продольные динамические усилия в узлах подвижного состава и вероятность его схода с рельсового пути.

#### **1.4. Варианты реализации предлагаемого способа увеличения предельной силы тяги относительно сцепления локомотива**

Практическое осуществление предложенной технологии возможно при выполнении описанных ниже действий.

1. Постоянное закрепление вручную прицепного устройства на локомотиве.

В условиях, где явно видна пробуксовка приводных осей, прицепное устройство необходимо вручную прицеплять верхним своим концом к раме локомотива с двух сторон. Место крепления устройства рассчитывают с учетом величины допустимого угла  $\varphi$ , а при больших его значениях принимают во внимание конструктивные возможности. Угол установки  $\varphi$  выбирается при этом максимальным (рис. 1.4), что позволяет обеспечивать устойчивость вагонетки, рассчитанную по формуле (1. 16). В тоже время этот угол не должен превышать значения, рассчитанного по формуле (1. 21). В том случае, когда в расчете принимается во внимание заданный коэффициент устойчивости  $\hat{E}'_{10}$ , то

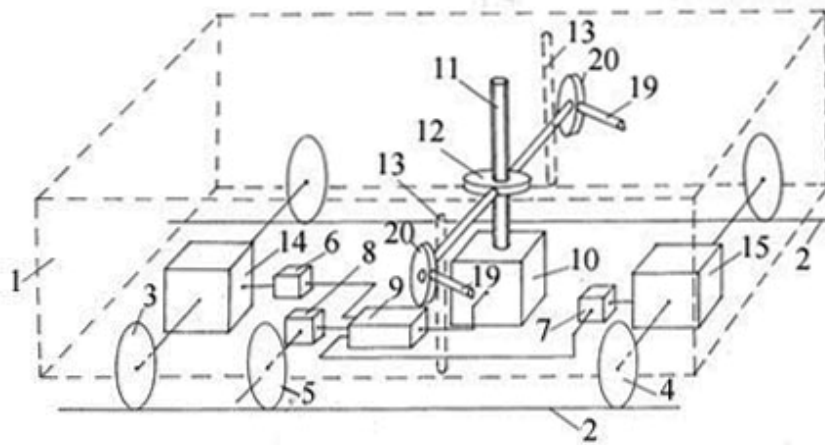
предельная допустимая сила подъема вагонетки  $\dot{I}_1^{\text{доп}}$ , приложенная в месте сцепки с локомотивом, определяется по формуле (1.19), а расчетная сила сопротивления состава  $W_{\text{сум}}$  – по формуле (1.20).

Причем прицепка вручную может происходить в одном и том же месте независимо от режима работы локомотива (тяговый или тормозной), возможно также, что каждый раз перед ездой в тормозном режиме устройство перецепляют. Неизменное положение сцепного устройства (под углом  $\varphi > 0$ ), как и перецепленное ( $\varphi = 0$ ), не препятствует действию тормозных сил, которые передаются при этом через буферные приборы (устройства).

2. Кроме постоянного (неуправляемого) закрепления прицепного устройства, упомянутого выше, в реальных условиях может возникнуть необходимость регулирования угла наклона  $\varphi$  прицепного устройства механизированным способом. Подобное регулирование положения точки закрепления конструкции (управление механизмом изменения угла  $\varphi$  ее положения) может осуществляться как вручную, на ходу или на стоянке, так и автоматически. Применяемые при этом средства автоматики должны реагировать, например, на продольную устойчивость вагонетки или локомотива, на управление двигателя в процессе регулирования скорости поезда и др.

Для возможности управления прицепным устройством вручную или автоматически, предлагается использовать специальный механизм, схема действия которого изображена на рис. 1.9.

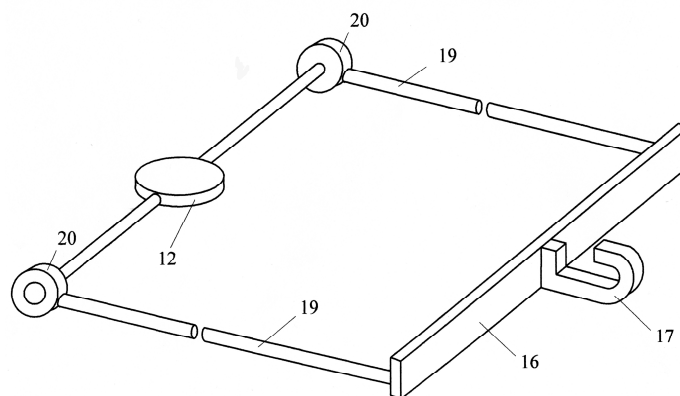
На этой схеме локомотив 1, который оборудован ведущими колесными парами 3, 4 с приводными блоками 14, 15, расположен на рельсовом пути 2 и соединен с вагонеткой. На колесных парах 3, 4 установлены датчики скорости или пройденного пути 6, 7 (например, измерители скорости движения электровоза типа СР или датчики измерения долей оборотов колес).



*Рис. 1.9. Схема устройства для увеличения тягового усилия шахтного локомотива по сцеплению: 1 – локомотив; 2 – рельсовый путь; 3, 4 – ведущие колесные пары; 5 – дополнительное неприводное колесо; 6, 7, 8 – датчики скорости или пройденного пути; 9 – управляющий блок; 10 – привод винтомоторного механизма; 11 – винт; 12 – коромысло; 13 – паз*

Локомотив 1 оборудован также дополнительным неприводным стальным колесом 5, покрытым резиной, и соединенным с задающим измерителем скорости движения или пройденного пути 8. Сигналы от измерителей скорости или пройденного пути 6, 7, 8 поступают к управляющему блоку 9. Он управляет винтомоторным механизмом, в состав которого входит привод 10, винт 11, коромысло 12.

Коромысло 12 имеет возможность перемещения в вертикальной плоскости по пазам 13 на корпусе электровоза 1 и соединено с тяговым водилом (рис. 1.10), в состав которого входят тяги 19 с шарнирами 20, поперечина 16, крюк 17.



*Рис.1.10. Тяговое водило прицепного устройства: 12 – коромысло; 16 – поперечина; 17 – крюк; 19 – тяга; 20 – шарниры*

Перед началом движения машинист локомотива 1 включает привод 10 винтомоторного механизма и коромысло 12 по вращающемуся винту 11 и пазам 13 опускается в нижнее положение. Локомотив 1 прицепляют к первой вагонетке состава крюком 17 тягового водила, включают приводные блоки 14, 15, и состав начинает двигаться по рельсовому пути 2 благодаря силе сцепления между приводными колесными парами 3, 4 и рельсами. При этом измерители скорости или пройденного пути 6, 7, 8 подают сигналы, интенсивность которых пропорциональна скорости колесных пар 3, 4, 5. При отсутствии скольжения между приводными колесными парами 3, 4 и рельсовым путем 2 интенсивность этих сигналов не меняется, поэтому управляющий блок 9 не подает команды на включение винтомоторного механизма.

В случае срыва сцепления между приводными колесными парами 3 или 4 и рельсовым путем 2, например, во время преодоления участков с ухудшенным состоянием поверхности рельсов (грязь, вода и др.), интенсивность сигналов датчиков скорости или пройденного пути 6, 7 будет нарастать по сравнению с сигналом задающего измерителя скорости или пройденного пути 8, в результате чего включается управляющий блок 9, который приводит в действие винтомоторный привод. При этом винт 11 начинает вращаться, а коромысло 12 осуществляет поступательное движение вверх по направляющим пазам 13. Как следствие, увеличивается угол  $\varphi$  между продольной осью рельсового пути 2 и тягами 19 тягового водила (рис. 1.9), а вместе с ним увеличивается дополнительная сила  $P_1$  прижатия колес локомотива 1 к рельсовому пути 2 (рис. 1.4), в результате чего растет максимальная сила тяги локомотива по сцеплению.

Благодаря увеличению силы прижатия приводных колесных пар 3, 4 к рельсам 2 скольжение между ними прекращается, интенсивность сигналов измерителей скорости или пройденного пути 6, 7, 8 уравнивается, привод 10 винтомоторного механизма выключается управляющим блоком 9 и коромысло

12 фиксируется винтом 11. При этом локомотив 1 продолжает движение по рельсовому пути 2 в нормальном режиме без скольжения.

Введение винтомоторного механизма в конструкцию устройства для увеличения тягового усилия шахтного локомотива позволяет изменять угол установки тягового водила в процессе движения и, тем самым, регулировать тяговое усилие. При этом управление устройством с помощью специального блока и датчиков скорости или пройденного пути дает возможность автоматизировать данный процесс.

Винтомоторный механизм может быть установлен по обеим сторонам локомотива. Возможны также другие варианты его исполнения, в частности, с применением канатов, лебедок, гидроцилиндров и др.

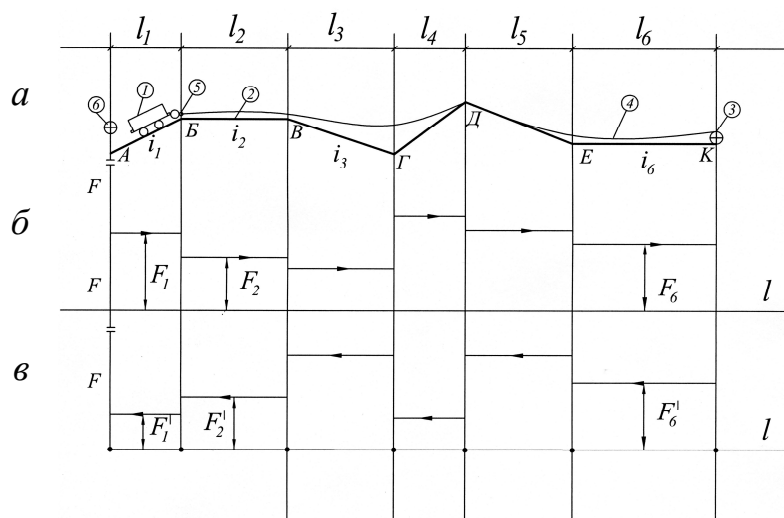
### **1.5. Экспериментально-расчетный метод определения профиля трассы и коэффициента основного сопротивления движению шахтной вагонетки**

Осуществлять всесторонний анализ работы локомотивной откатки в конкретных горно-геологических условиях можно при наличии реальной картины продольного профиля трассы и значения коэффициента основного сопротивления движению вагонетки (состава) на разных участках пути [1,2]. Наличие соответствующих данных, полученных в этих условиях, позволит решать задачи, связанные с поддержанием выработок (например, производить спрямление профиля, особенно в условиях пучения породы), анализировать расход энергии на откатку, разрабатывать и осуществлять меры по энергосбережению, уменьшить случаи схода вагонеток с рельсового пути, повысив за счет этого безопасность и уровень технического обслуживания шахтного рельсового транспорта.

Предлагаемый способ экспериментально-расчетного определения коэффициента основного сопротивления движению вагонетки (состава), а также способов построения профиля пути на заданном маршруте базируется на результатах замеров силы сопротивления движению вагонетки (состава),

выполненных с использованием тяговой лебедки или локомотива, каната и регистрирующего динамометра.

На рис. 1.11, *а* показан вариант профиля шахтного рельсового пути подобный профилю маркшейдерской съемки в шахте. Ломаная продольная линия пути состоит из отдельных отрезков (*АВ*, *ВВ...ЕК*), отличающихся величиной уклона профиля и длиной.



*Рис.1.11. Схема определения уклона пути: а – профиль трассы; б – сила тяги  $F$  на перемещение вагонетки (состава) вправо; в – сила тяги  $F'$  на перемещение вагонетки (состава) влево*

Вагонетка (состав) 1 перемещается с постоянной известной скоростью по рельсовому пути 2 в одну сторону или при помощи лебедки 3 с канатом 4, или локомотива. При этом динамометр 5 в масштабе времени непрерывно фиксирует изменение силы тяги  $F$  на перемещение состава. Аналогичным образом вагонетка (состав) перемещается с применением лебедки 6 в обратном направлении, при этом отмечается изменение силы тяги  $F'$ .

На рис. 1.11, *б*, *в* показаны варианты результатов измерения силы тяги динамометром. Здесь обозначены  $F_1, F_2, \dots, F_n$  – силы тяги при движении в одну сторону и соответствующие им (по нумерации участков)  $F'_n \dots F'_2, F'_1$  силы при движении в обратную сторону.

Для участка пути *АВ* длиной  $l$  с уклоном  $i$  запишем уравнение движения вправо:



$$F_1 - G(w - i) = 0, \text{ и } F_1 = G(w + i), \text{ (плюс } i \text{ при подъеме);} \quad (1.23)$$

влево:

$$F_1' + G(i_1 - w) = 0, \text{ и } F_1' = G(w - i), \text{ (минус } i \text{ при спуске),} \quad (1.24)$$

где  $G$  – сила тяжести вагонетки;  $w$  – коэффициент основного сопротивления движению;  $i$  – уклон пути.

Аналогично можно записать уравнения движения (равновесия) для каждого из  $n$  участков, отличающихся величиной уклона и длиной.

Любой ряд сил (вправо  $F_1, F_2 \dots F_6$  или влево  $F_1', F_2' \dots F_6'$ ) является уменьшаемым или вычитаемым. Разница сил  $\Delta F$  на наклонных участках пути при этом может иметь знак  $\oplus$  (движение на подъем) или  $\ominus$  (движение на спуск). Нулевое значение разницы сил фиксируется на горизонтальных участках. В этом случае коэффициент основного сопротивления движению вычисляется (для участка БВ), например, по следующей формуле:

$$w = \frac{F_2}{G} = \frac{F_2'}{G}. \quad (1.25)$$

Разница тяговых усилий  $F_1$  и  $F_1'$  – это удвоенное значение силы сопротивления от уклона пути, то есть

$$\Delta F_1 = F_1 - F_1' = 2Gi. \quad (1.26)$$

Из выражений (1.23), (1.24), (1.26) находим:

– уклон пути (равен удельному сопротивлению от уклона):

$$i = \frac{\Delta F_1}{2mg} \text{ (либо } \oplus, \text{ либо } \ominus \text{ по знаку величины } \Delta F_1.); \quad (1.27)$$

– удельное сопротивление (коэффициент основного сопротивления движению от всех видов трения)  $w$  определяется таким образом:

– при движении вверх на подъем, учитывая, что

$$F_1 = mgw_1 + mgi_1 = mgw_1 + \frac{\Delta F_1}{2}, \quad (1.28)$$

$$w_1 = \frac{F_1}{mg} - \frac{\Delta F_1}{2mg}; \quad (1.29)$$

– при движении вниз под уклон, когда

$$F_1 = mgw_1 - mgi_1 = mgw_1 - \frac{\Delta F_1}{2}, \quad (1.30)$$

$$w'_1 = \frac{F_1}{mg} + \frac{\Delta F_1}{2mg}. \quad (1.31)$$

Полученные экспериментально в масштабе времени диаграммы тяговых усилий при движении вагонетки (состава) с известной скоростью  $v$  на протяжении маршрута  $l$  (аналогично изображенным на рис. 1.11, б и в) обрабатывают, в результате чего получают значения:

- длины каждого из участков трассы  $l_1; l_2; l_3 \dots l_n$ ;
- уклонов каждого участка ( $\oplus$  или  $\ominus$ )  $i_1; i_2; i_3 \dots i_n$ , в зависимости от направления движения состава вверх или вниз определяется как среднее арифметическое абсолютных значений этих величин;
- коэффициентов основного сопротивления движению вагонетки (состава)  $w_1; w_2; w_3 \dots w_n$ , в зависимости от направления его движения; результат для каждого участка – среднее арифметическое из двух значений, а для всего маршрута – из всех.

Пример экспериментальных данных с учетом профиля трассы приводится в табл. 1.2, которая дает более подробное представление о ее параметрах. Эти данные могут быть квалифицированно использованы для расчетов локомотивной откатки, особенно при определении массы поезда в момент трогания и торможения. Значения коэффициентов основного сопротивления движению вагонетки (состава) используются для анализа состояния рельсовых путей на каждом участке в аспекте их влияния на основное сопротивление движению и энергоемкость.

Таблица 1.2 – Параметры участков трассы

Участок трассы		Движение								Общая разница отметок конечных пунктов участка
		на подъем $+i$			на спуск $-i$			горизонтальное		
№ п/п	Обозначение	Уклон, % $+i$	Длина $l$ , м	Разница отметок конечных пунктов участка, м, $\oplus$	Уклон, % $-i$	Длина $l$ , м	Разница отметок конечных пунктов участка, м, $\ominus$	Длина $l$ , м	Общая длина маршрута $l$ , м	
1	АБ	0,008	90	0,72						
2	БВ									
3	ВГ				0,015	100	1,5	60		
4	ГД	0,015	120	1,8						
5	ДЕ				0,003	80	0,24			
6	ЕД							100		
			210	+2,52		180	-1,74	160	550	0,78

Используя эти параметры, рассчитывают:

$$\text{средний уклон маршрута } i_{\text{н\o}} = \frac{0,78}{550} = 0,0015;$$

$$\text{средний уклон на подъем } i_{\text{н\o}\oplus} = \frac{2,52}{210} = 0,012;$$

$$\text{средний уклон на спуск } i_{\text{н\o}\ominus} = \frac{1,74}{180} \cong 0,01.$$

Аналогичным способом можно определить общее значение коэффициента сопротивления движению каната по почве или по роликам на всем маршруте, если известен средний уклон пути.

Использование предлагаемого способа определения коэффициента основного сопротивления движению вагонетки, а также построения профиля трассы, позволяет совершенствовать методику расчета электровозной откатки, существенно повысить точность определения ее параметров, и, как следствие, увеличить производительность и безопасность шахтного транспорта.

## 1.6. Об увеличении уклона пути в горизонтальных выработках

В современных условиях повсеместного и постоянного увеличения расхода энергии, уменьшения на Земле ее источников актуальной задачей является поиск путей энергосбережения.

В связи с этим рассматривается вариант возможности сбережения электроэнергии на шахтном электровозном транспорте посредством увеличения уклона рельсового пути в горизонтальных выработках [7], что позволяет превратить потенциальную энергию (энергию положения) шахтных грузов в электрическую. При этом, решив некоторые технические задачи, теоретически можно осуществлять электровозную откатку по штрекам и квершлагам со значительно меньшим потреблением энергии из внешних источников (шахтной сети). С этой целью определим величину минимального уклона пути в сторону движения груза, при котором потенциальная энергия (энергия положения) добытого полезного ископаемого, размещенного в поезде и находящегося возле места добычи, расходуется на восстановление энергии движения порожнего состава на подъем (когда заряжаются аккумуляторные батареи или энергия рекуперируется в контактную сеть), а также на преодоление сил сопротивления от трения движущегося вниз груженого состава.

В связи с этим учитываем, что существуют нормативные значения уклонов горизонтальных выработок в сторону откатки груза, по которым  $i = 0,003 - 0,005$ , а предельным для электровозной откатки считается следующий уклон:  $i = 0,040$  [1]. Как видим, эти величины меньше значений коэффициента сопротивления движению состава и, следовательно, меньше величины самокатного уклона. При осуществлении откатки по выработкам с такими величинами уклонов электроэнергия расходуется как при движении с порожним (вверх), так и с груженым (вниз) составом. Сила тяги на перемещение порожнего поезда вверх

$$F_{\text{н\ddot{o}}} = m_{\text{п}} g \cos \beta + m_{\text{г}} g \sin \beta = m_{\text{п}} g (\omega \cos \beta + \sin \beta), \quad (1.32)$$

где  $m_{\text{пн}}$  – масса порожнего поезда, кг;  $\beta$  – угол наклона выработки, град;  $\omega$  – коэффициент сопротивления от всех видов трения при движении поезда;  $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>.

При малых значениях угла наклона выработки (порядка 2° – 3°), когда можно принять, что  $\sin \beta \cong \text{tg} \beta \cong i$ , а  $\cos \beta \cong 1$  ( $i$  – уклон пути, ‰), выражение (1.32) примет следующий вид:

$$\dot{A}_{\text{пн}} = m_{\text{пн}} g(\omega + i). \quad (1.33)$$

Здесь

$$m_{\text{пн}} = z m_0 + m_y = z \hat{E}_\delta + m_y, \hat{e} \tilde{a}, \quad (1.34)$$

где  $z$  – число ёмкостей в составе поезда;  $K_\delta = \frac{m_0}{m}$  – коэффициент тары ёмкости (вагонетки);  $m_y$  – масса электровоза, кг;  $m_0$  и  $m$  – масса пустой вагонетки и её грузоподъёмность соответственно, кг.

Аналогично выражению (1.33) определяют силу тяги на перемещение гружёного поезда вниз:

$$F_{\hat{a}\delta} = m_{\hat{a}\text{пн}} g(\omega + i), \quad (1.35)$$

где  $m_{\text{впн}} = z m_0 + z m + m_y = z K_T + z m + m_y = z m(K_T + 1) + m_y$ , кг. (1.36)

Энергия (работа), затраченная на перемещение порожнего и гружёного поезда на длину откатки  $l$  согласно формулам (1.33) и (1.35)

$$\dot{A}_{\text{пн}} = F_{\text{пн}} l = m_{\text{пн}} l g(\omega + i), \ddot{A} \tilde{a}; \quad (1.37)$$

$$\dot{A}_{\hat{a}\delta} = F_{\hat{a}\delta} l = m_{\hat{a}\text{пн}} l g(\omega - i), \ddot{A} \tilde{a}. \quad (1.38)$$

Для условий, когда  $i < \omega$ , расход энергии  $E_p$  за рейс (цикл), потребляемой из сети, имеет положительное значение, то есть

$$\dot{A}_\delta = \dot{A}_{\text{пн}} + \dot{A}_{\hat{a}\delta} = l g [m_{\text{пн}} (\omega + i) + (\omega - i)]. \quad (1.39)$$

При  $i > \omega$  значение второго члена уравнения (1.39) становится отрицательным, что отражает движение гружёного поезда в тормозном режиме. При любом торможении (колодками, электромагнитными тормозами, реостатным способом) энергия положения  $E_{\text{вт}}$  превращается в кинетическую, электрическую и, в конечном счёте, в тепловую. Последняя нагревает воздух

выработки и рассеивается. Следовательно, решив ряд технических задач, потенциальную энергию положения гружёного поезда можно использовать, например, для зарядки аккумуляторной батареи электровоза переключением двигателей в соответствующий режим. В зависимости от разницы значений уклона пути  $i$  и коэффициента сопротивления движению поезда  $\omega$  количество этой энергии по длине электровозной откатки  $l$  будет меняться и при определённых условиях оно может равняться энергии, затраченной для подъёма порожнего поезда на ту же длину, при том же уклоне пути  $i_{рз}$  (уклон равных энергий). При значениях уклона пути, меньших  $i_{рз}$ , количество энергии, которую можно "возвратить" торможением двигателя, работающего в генераторном режиме, будет меньше количества энергии, затраченной на подъём порожняка, а при больших значениях  $i_{рз}$  – больше.

Определим минимальное значение уклона пути, при котором энергия подъёма порожняка  $E_{пор}$  (потребляемая из сети, аккумулятора) будет равна энергии  $E_{вт}$ , полученной в генераторном режиме от спуска гружёного состава, а именно:

$$m_{\text{п}} \lg( {}^3_{\delta\dot{y}} + \omega ) = m_{\text{а}} \lg( {}^3_{\delta\dot{y}} - \omega ), \quad (1.40)$$

$$m_{\text{п}} {}^3_{\delta\dot{y}} + m_{\text{п}} \omega - m_{\text{а}} {}^3_{\delta\dot{y}} + m_{\text{а}} \omega = 0, \quad (1.41)$$

$${}^3_{\delta\dot{y}} = \frac{\omega(m_{\text{п}} + m_{\text{а}})}{m_{\text{п}} - m_{\text{а}}}. \quad (1.42)$$

С учётом приведенных выше обозначений

$${}^3_{\delta\dot{y}} = \omega \left( \frac{2m_0}{m} + 1 + \frac{2m_{\dot{y}}}{mz} \right) \quad (1.43)$$

или приняв, что коэффициент тары поезда

$$\hat{E}_{\delta\ddot{i}} = \frac{zm_0 + m_{\dot{y}}}{zm}, \quad (1.44)$$

получим, что

$${}^3_{\delta\dot{y}} = \omega(1 + 2\hat{E}_{\delta\ddot{i}}). \quad (1.45)$$

Для иллюстрации определим значения уклона пути  $i_{рз}$ , исходя из таких условий:  $\kappa_{т} = 0,4$ ;  $\omega = 0,01$ ;  $m_3 = 10$  т;  $m = 3$  т;  $z = 25$  шт.;  $m_0 = 1,2$  т, а именно:

$$i_{\delta y}^3 = 0,01 \left[ 1 + 2 \left( 0,4 + \frac{10}{3 \cdot 25} \right) \right] = 0,021.$$

Используя полученное значение уклона, определяем силу тяги при движении порожнего поезда вверх:

$$F_{\text{н\ddot{o}}} = m_{\text{н\ddot{o}}} g (\omega + i_{\delta y}) = (25 \cdot 1,2 + 10) 9,81 (0,01 + 0,021) = 9000 \text{ Ё},$$

что вполне осуществимо в реальных условиях, если коэффициент сцепления электровоза с рельсами  $\psi = 0,1$  и выше.

При этом значение величины  $i_{\text{рз}}$  не учитывает потерь энергии, необходимой для выполнения маневров на конечных пунктах откатки, а также потери при зарядке аккумуляторных батарей или рекуперации энергии в контактную сеть. Эти факторы несколько увеличат рассчитанные по формуле (1.44) значения  $i_{\text{рз}}$ , что определяется в конкретных производственных условиях.

Следует также учитывать, что увеличение уклона пути по сравнению с существующими нормативными значениями требуют разработки и применения специальных мер повышения безопасности при маневрах состава. В случаях, когда уклоны, значительно превышают самокатные, не исключено применение специальных решений, например, использование речных балок или тяговых устройств с гладкими ведущими колёсами [4,5].

В связи с изложенным выше можно сделать вывод, что электровозная откатка по выработкам, имеющим достаточный уклон в сторону перемещения груза, может осуществляться без затрат энергии, полученной из внешних источников.

Предложенная формула (1.45) позволяет определить минимальное значение уклона, при котором энергия, затраченная на движение порожняка вверх, может возвращаться в процессе движения гружёного состава под уклон.

Учитывая то, что вопросы энергосбережения становятся всё более актуальными, техническая проработка вариантов откатки без затрат энергии является одним из способов их решения.

## 1.7. Шахтные канатные откатки

Для вспомогательного транспорта на шахтах часто применяются канатные откатки по горизонтальным и слабонаклонным, а также наклонным (с углами наклона до  $30^0$ ) выработкам (рис. 1.12).

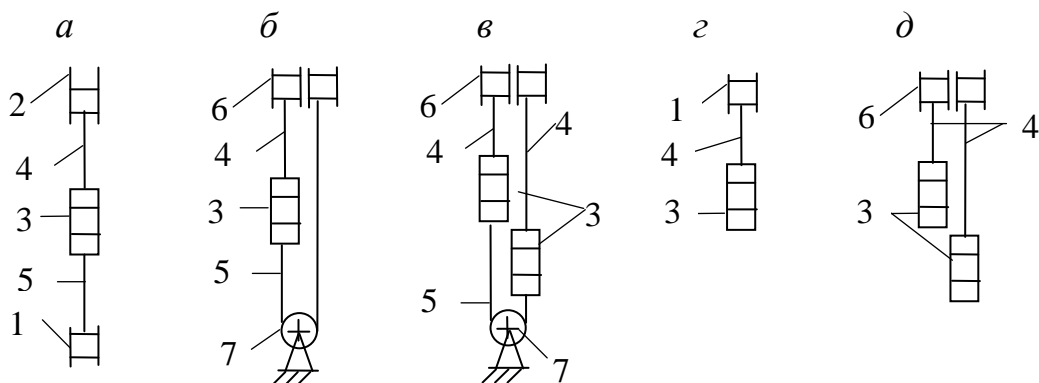


Рис.1.12. Схемы канатных откаток: а, б, в – по горизонтальным ( $i \leq 2\omega$ ); г, д – по наклонным ( $i \geq 2\omega$ ;  $\beta = 6^0 \div 30^0$ ) выработкам (1, 2 – однобарабанные лебедки, 3 – состав вагонеток; 4, 5 – канаты, 6 – двухбарабанный блок или лебедка со шкивом трения, 7 – концевой шкив); здесь  $i$  – уклон,  $\beta$  – угол наклона пути,  $\omega$  – коэффициент сопротивления движению состава

Определить влияние основных параметров на энергопотребление откатки, а также сравнить схемы разных ее видов относительно затрат энергии, можно, используя величину удельной энергоемкости перевозимой единицы груза (кг) на единицу длины (м). При этом будем считать, что движение составов в схемах а, б, г и одного из составов схем в, д соответствует перемещению груза вверх, а других составов в схемах в, д – вниз.

Введем следующие обозначения основных параметров, то есть величин, характеризующих откатку:  $m_0$  – масса порожней вагонетки, кг;  $m$  – грузоподъемность вагонетки, кг;  $\delta_k$  – погонная (линейная) масса каната, вместе с вращающейся частью поддерживающих роликов, кг/м;  $z$  – число вагонеток в составе (одинаково для груженого и порожнего состава);  $i$  – уклон пути, ‰ (для схем а, б, в);  $\beta$  – угол наклона выработки (для схем г, д);  $L$  – длина откатки, м;  $w$ ,  $w_k$  – коэффициенты сопротивления движению вагонеток и каната соответственно.

Обозначим вспомогательные (производные) от основных величины:



$$\hat{E}_{\delta\alpha} = \frac{m_0}{m} - \text{коэффициент тары вагонетки};$$

$$\hat{E}_{\delta\epsilon} = \frac{m_\epsilon}{zm} - \text{коэффициент тары движущегося каната},$$

здесь  $m_\epsilon = p_\epsilon L_\epsilon$  – масса движущегося одновременно с составом вагонеток каната (одной или двух его ветвей) совместно с массой вращающихся частей поддерживающих роликов, а  $L_\kappa$  – его длина.

При этом  $L_\kappa = L$  (для схем  $a, \delta$ ),  $L_\epsilon = \frac{L}{2}$  (для схемы  $z$ ),  $L_\epsilon = 2L$  (для схем  $\partial, \nu$ ).

В схемах канатной откатки  $a, б, в, z$  один цикл состоит их двух рейсов, например, груженого состава вверх и порожнего вниз, а в схеме  $\delta$  цикл представляет собой один рейс, когда груженный состав движется вверх, в то время как порожний вниз.

Определим расход энергии на перемещение груза вверх (вариант 1) за один цикл, который включает движение состава с грузом вверх и затем – порожнего вниз. С этой целью выполним приведенные ниже вычисления.

Сила, затрачиваемая только на перевозку груза от нижней лебедки 1 к верхней 2

$$F_{\alpha\delta} = zmg(w + i). \quad (1.46)$$

Сила для перемещения каната вверх

$$F_{\epsilon\alpha\delta} = Lp_\epsilon g(w_\epsilon + i). \quad (1.47)$$

Сила для перемещения вагонов (тары)

$$F_{\delta\alpha\delta} = zm_0 g(w + i). \quad (1.48)$$

Общее значение силы, затрачиваемой на движение груженого состава от лебедки 1 к лебедке 2

$$F_{\alpha\delta}^{\alpha\delta} = (zm_0 g + zmg)(w + i) + Lp_\epsilon g(w_\epsilon + i). \quad (1.49)$$

Общее значение силы для перемещения порожнего состава вниз вместе с канатом

$$F_{\hat{a}\hat{u}}^{\hat{i}\hat{o}} = zm_0g(w-i) + Lp_{\hat{e}}g(w_{\hat{e}} - i). \quad (1.50)$$

Полная величина работы  $A_1$ , затрачиваемой на один транспортный цикл (вариант 1), определяется в такой последовательности:

$$\dot{A}_1^{\hat{a}\hat{o}} = F_{\hat{a}\hat{u}}^{\hat{a}\hat{o}} \cdot L = L[(zm_0g + zmg)(w+i) + Lp_{\hat{e}}g(w_{\hat{e}} + i)]; \quad (1.51)$$

$$A_1^{\hat{i}\hat{o}} = F_{\hat{a}\hat{u}}^{\hat{i}\hat{o}} \cdot L = L[zm_0g(w-i) + Lp_{\hat{e}}g(w_{\hat{e}} - i)]; \quad (1.52)$$

$$\dot{A}_1 = \dot{A}_1^{\hat{a}\hat{o}} + \dot{A}_1^{\hat{i}\hat{o}} = L[2zm_0gw + zmg(w+i) + 2Lp_{\hat{e}}gw_{\hat{e}}]. \quad (1.53)$$

Используя приведенные выше обозначения, можно записать, что

$$\dot{A}_1 = L[2zm\hat{E}_{\hat{o}\hat{a}}gw + zmg(w+i) + 2zmg\hat{E}_{\hat{o}\hat{e}} \cdot w \cdot \hat{e}]. \quad (1.54)$$

При этом сила тяжести груза, перевозимого за цикл на расстояние  $L$ , равна величине  $zmg$ .

Удельный расход энергии (на 1 м на 1 кг)

$$e_1 = \frac{\dot{A}_1}{Lzmg} = w[2\hat{E}_{\hat{o}\hat{a}} + 2\hat{E}_{\hat{o}\hat{e}} \cdot \hat{e} + 1] + i. \quad (1.55)$$

В качестве примера определим величину  $e_1$  для следующих условий:

$$z = 5; m = 2000 \text{ кг}; w = 0,02; K_{\text{ТВ}} = 0,5; \hat{E}_{\hat{o}\hat{e}} = \frac{p_{\hat{e}}Lg}{mz} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 10}{2000 \cdot 5} = 2; \kappa = 10;$$

$i = 0,005$ .

$$e_1 = 0,02[2 \cdot 0,5 + 2 \cdot 10 + 1] + 0,005 = 0,445$$

Аналогично получены выражения, по которым определяют удельные затраты механической энергии относительно всех пяти вариантов откаток на уклоне. Формулы для определения величины  $e$  по каждой бремсберговой схеме отличаются только знаком возле уклона  $i$  или  $\sin \beta$ , то есть, возле величины удельного расхода энергии на изменение потенциальной энергии груза. Первый член в каждом выражении для определения параметра  $e$  отражает величину потерь на преодоление сил сопротивления различных видов трения.

В табл. 1.3 приведены формулы для каждого из вариантов откатки (рис. 1.12) при подъеме груза вверх.

Таблица 1.3 – Удельный расход энергии при наклонной шахтной откатке

Вариант откатки	Выражения для определения удельного расхода $e$
1	$\dot{a}_{1o} = w[2\hat{E}_{\delta\hat{a}} + 2\hat{E}_{\delta\hat{e}} \cdot \hat{e} + 1] + i$
2	$\dot{a}_{2y} = w[2\hat{E}_{\delta\hat{a}} + 4\hat{E}_{\delta\hat{e}} \cdot \hat{e} + 1] + i$
3	$\dot{a}_{3y} = w[2\hat{E}_{\delta\hat{a}} + 2\hat{E}_{\delta\hat{e}} \cdot \hat{e} + 1] + i$
4	$\dot{a}_{4y} = w \cdot \cos \beta [2\hat{E}_{\delta\hat{a}} + \hat{E}_{\delta\hat{e}} \cdot \hat{e} + 1] + \sin \beta$
5	$\dot{a}_{5y} = w \cdot \cos \beta [2\hat{E}_{\delta\hat{a}} + 2\hat{E}_{\delta\hat{e}} \cdot \hat{e} + 1] + \sin \beta$

### 1.8. Определение коэффициентов сопротивления движению транспортных средств и каната напочвенной дороги

Канатные напочвенные дороги (далее ДКН) за последние полвека нашли широкое применение на угольных шахтах Украины и за рубежом. Их применяют для перевозки материалов, оборудования и людей. Благодаря творческому сотрудничеству ученых НГУ и инженерно-технических сотрудников компании "Павлоградуголь", область их применения была значительно расширена. При помощи этого транспортного средства начали перевозить горную массу от проведения горных выработок, при этом скорость проходки достигла 300 метров в месяц, трудоемкость работ существенно снизилась [8].

В настоящее время ОАО "Луганскгормаш" выпускает несколько модификаций канатных напочвенных дорог, например, типы ДКНУ и ДКНТ, которые успешно решают транспортные проблемы в широком диапазоне изменения горно-геологических и производственно-технических факторов.

При расчете параметров ДКН обязательно учитывают силы сопротивления движению путем введения коэффициентов сопротивления движению состава и каната [9], значения которых составляют 0,02 и 0,3 соответственно. Однако, в различных литературных источниках [10,11] приводят разные значения этих коэффициентов, причем наблюдаются изменения в широких пределах (в

несколько раз), что приводит либо к необоснованно завышенной мощности приводного двигателя, либо к заниженному запасу прочности каната.

Цель исследования – экспериментально определить значения коэффициентов сопротивления движению состава и тягового каната ДКН в условиях эксплуатации.

Экспериментальные исследования проведены в 911-м бортовом штреке шахты им. Н.И. Сташкова компании "Павлоградуголь". Выработка имеет длину 840 метров, сечение в свету 9,5 кв. метров. Профиль пути сложный, угол наклона изменяется от  $0^0$  до  $6^0$ , состояние рельсового пути удовлетворительное, рельсы сухие. Направляющие и поддерживающие ролики установлены согласно "Инструкции по эксплуатации ДКН" не реже, чем через 50 метров друг от друга на прямолинейных участках, а также на каждом перегибе трассы.

В процессе шахтных испытаний регистрировали следующие параметры: усилия в ветвях каната до и после приводного блока, усилия в тяговой ветви перед составом и после него, окружную скорость движения шкива и поступательную скорость состава, перемещения натяжных грузов. На основании анализа техники измерений и тензометрирования [12, 13] спроектированы, изготовлены и проградуированы датчики усилий, скорости и перемещения. Блок-схема измерительного комплекса представлена на рис. 1.13.

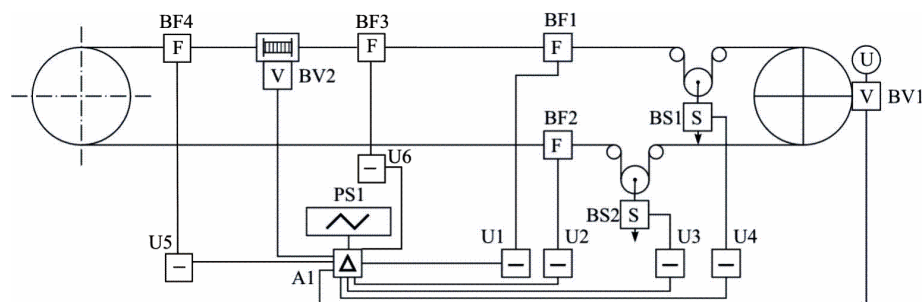


Рис. 1.13. Блок-схема измерительного комплекса аппаратуры: BV1, BV2 – датчики скорости шкива и состава, соответственно; BF1, BF2, BF3, BF4 – датчики усилий натяжения каната; BS1, BS2 – датчики перемещения натяжных грузов; U1...U6 – источники питания датчиков; U – указатель скорости шкива; A1 – согласующее устройство; PS1 – шлейфовый осциллограф

Для измерения усилий в канате применен электротензодинамометр типа ДЭУ конструкции НГУ, чувствительный элемент которого выполнен из стали 40Х в виде кольца, на котором наклеены тензорезисторы, собственное сопротивление и количество которых позволяет обойтись без тензоусилителя. Для измерения усилий в движущемся канате спроектировано специальное устройство, состоящее из рамы, в которой на осях с подшипниками качения вращаются три блока, установленные в местах перегиба каната, причем средний блок через динамометр соединен с основанием рамы (рис. 1.14). Передача натяжения каната на динамометры перед составом вагонеток и после него происходит путем ослабления каната с применением жимков (рис 1.15).



*Рис.1.14. Силоизмерительный узел тягового каната*

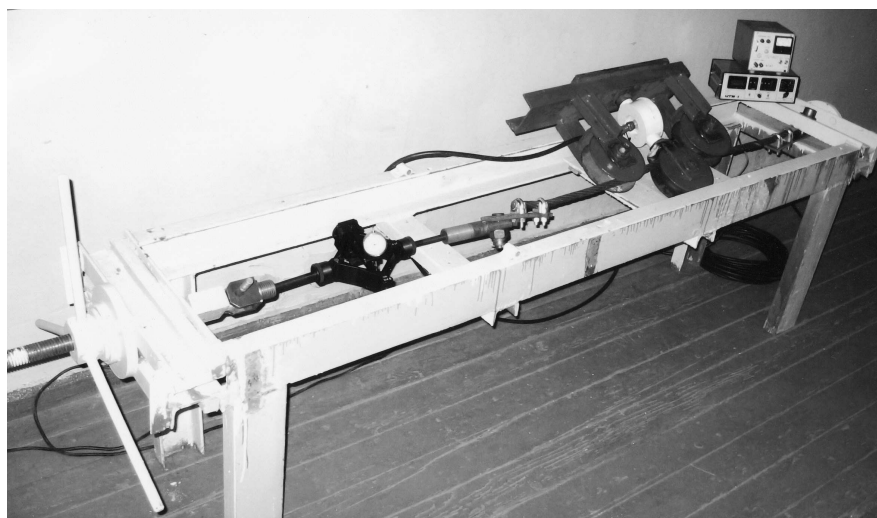


*Рис.1.15. Включение динамометра в контур тягового каната*

Измеряемые параметры регистрировались на фотобумагу шлейфовым осциллографом типа К12-22 с электрическим отметчиком времени ЭЧ, скорость движения бумаги – 16 мм/с. Питание датчиков и осциллографа осуществлялось от аккумуляторных батарей напряжением 24 В с различными комбинациями включения их элементов.

Экспериментальные исследования проводились согласно разработанным программе и методике в несколько этапов: определение силовых и кинематических параметров при переходных процессах (пуск установки в ход, торможение, преодоление участков пути со знакопеременным профилем) [14] и тензометрирование усилий в тяговом контуре каната на стадии установившегося движения с целью определения коэффициентов сопротивления движению состава вагонеток и каната.

Статистическая характеристика измерительного канала и величины масштабных коэффициентов определены путем прямой тарировки на стенде с образцовым динамометром типа ДОР-5 (рис. 1.16).



*Рис.1.16. Стенд для тарировки силоизмерительного узла*

Обработка осциллограмм проведена с интервалом времени 0,5 с, что соответствует пройденному пути 0,3...0,7 метров. Пример осциллограммы движения состава по спуску приведен на рис. 1.17.

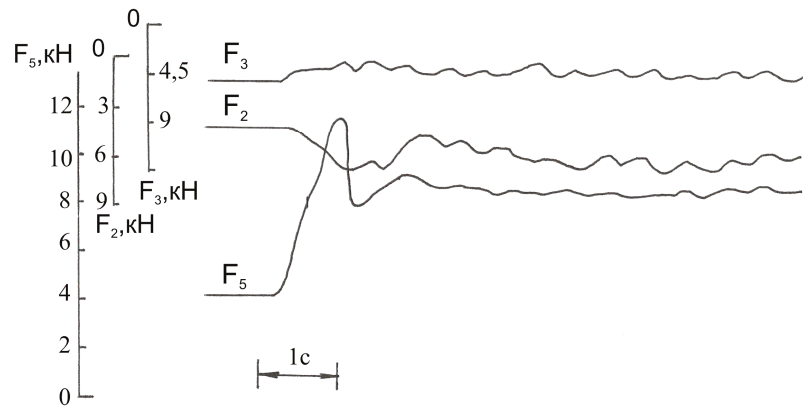


Рис.1.17. Осциллограмма процесса движения ДКН:  
 $F_2$  — усилие перед составом,  $F_3$ ,  $F_5$  — усилия, соответственно, до и после приводной станции

Силы сопротивления движению состава и каната определялись как разность усилий натяжения каната на различных участках трассы (рис. 1.18).

Сила сопротивления движению состава составляет  $(F_2 - F_5)$  в первом случае и  $(F_5 - F_2)$  — во втором. Участок А – Б имеет нормальный уклон пути ( $i \leq 5 \text{ ‰}$ ) и длину более 60 м. Состав включает буксировочную вагонетку, две пассажирские вагонетки, груженные мерным грузом, его общая масса равна 7000 кг.

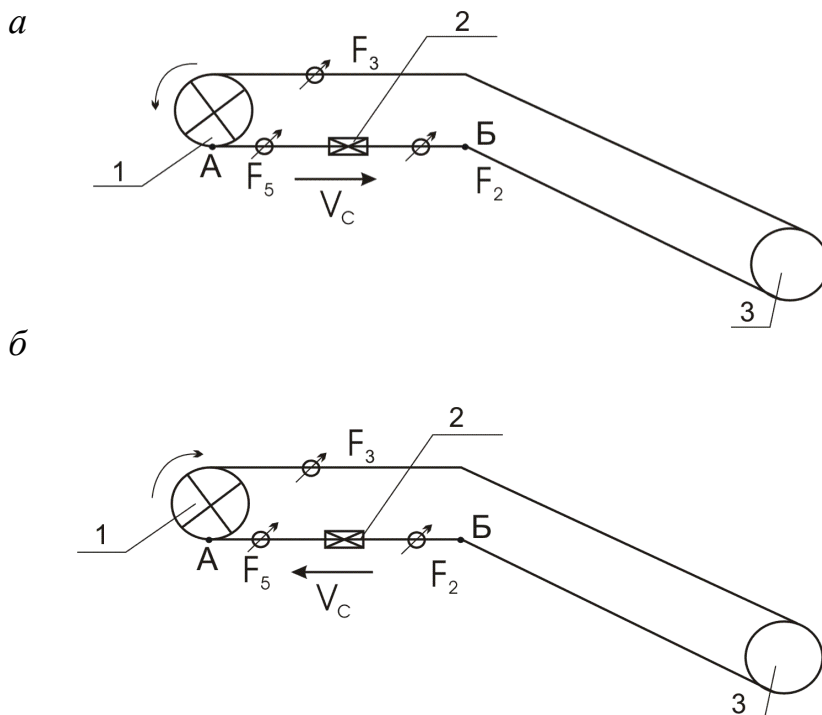


Рис. 1.18. Схема расстановки датчиков усилий на испытательной трассе: а – движение состава от приводной станции; б – движение состава к приводной станции (1 – приводная станция; 2 – состав; 3 – концевой блок)

Сила тяги, необходимая для перемещения состава [15],

$$F_c = m_c g (w_c \cos \beta + \sin \beta + 0,108a),$$

где  $m_c$  – масса состава;  $g$  – ускорение свободного падения;  $w_c$  – коэффициент сопротивления движению состава;  $\beta$  – угол наклона трассы;  $a$  – ускорение движения.

Если состав движется по горизонтальному участку пути с постоянной скоростью, то

$$w_c = \frac{F_c}{m_c g}.$$

При наличии уклона  $i = \operatorname{tg} \beta = \sin \beta$  можно воспользоваться следующим приемом: рассчитать текущие значения коэффициента сопротивления движению на спуске и на подъеме соответственно:

$$w_{c_i} = \frac{F_c - mgi}{m_c g}; \quad w_{c_i} = \frac{F_c + mgi}{m_c g}.$$

Тогда, в процессе вычисления математического ожидания, составляющие силы сопротивления в зависимости от уклона взаимно компенсируют друг друга и в результате определяется его значение для горизонтального участка пути.

Исследованиями [16] установлено, что сопротивление движению локомотивного состава подчиняется следующей зависимости:

$$W = A + BV,$$

где  $A, B$  – постоянные коэффициенты, зависящие от конструкции подвижного состава;  $V$  – скорость движения.

Поскольку скорость состава ДКН не превышает 2 м/с, то в ходе проведения исследований определялись значения коэффициентов сопротивления движению именно в этом скоростном диапазоне. При этом существенного разброса значений для различных скоростей не было зафиксировано, то есть закон распределения значений этого параметра близок к нормальному, а его статистические характеристики таковы: математическое



ожидание  $\bar{w}_n = 0,023$ , среднеквадратическое отклонение  $\sigma_{w_c} = 0,005$ , коэффициент вариации  $k_v = 20,9 \%$ .

Сила сопротивления движению каната определялась как разность значений усилий в канате ( $F_3 - F_2$ ) при перемещении состава от приводной станции и ( $F_2 - F_3$ ) – в обратном направлении.

Сила тяги, необходимая для перемещения контура каната между приводным блоком и составом,

$$F_{\hat{e}} = p_{\hat{e}} \lg( w_{\hat{e}} \cos \beta \pm \sin \beta + 0,108a ),$$

где  $p_k$  – линейная масса каната;  $L$  – длина участка каната;

При движении каната по трассе со сложной траекторией составляющие силы тяжести  $\pm p_k \lg \sin \beta$  взаимно компенсируют друг друга и их равнодействующая сила равна 0, скорость в процессе эксперимента поддерживалась относительно постоянной ( $a = 0$ ), для углов наклона меньше  $6^\circ$  с достаточной степенью точности можно принять  $\cos \beta = 1$ . С учетом принятых допущений получим такое значение коэффициента сопротивления:

$$w_{\hat{e}} = \frac{F_{\hat{e}}}{p_{\hat{e}} \lg}.$$

После обработки экспериментальных данных получены следующие статистические характеристики коэффициента сопротивления движению каната ДКН: математическое ожидание  $\bar{w}_k = 0,115$ , среднеквадратическое отклонение  $\sigma_{w_k} = 0,0031$ , коэффициент вариации  $k_v = 27,3 \%$ .

Представляет интерес сравнение результатов экспериментальных и аналитических исследований в этой области. Согласно литературному источнику [17] коэффициент сопротивления движению каната по роликам

$$w_{\hat{e}} = \alpha_0 \varepsilon_{\hat{e}} + 2\mu \frac{d_{\hat{e}}}{D_p} \alpha_1,$$

где  $\alpha_0$  – поправочный коэффициент при малых углах обхвата канатом ролика,  $\alpha_0 = 0,1$ ;  $\mu$  – коэффициент трения в подшипниках,  $\mu = 0,02$ ;  $d_{\hat{e}}$ ,  $D_p$  – диаметр

каната и ролика соответственно;  $\alpha_1$  – угол обхвата канатом ролика,  $\alpha_1 = 5^\circ$ ;

$\varepsilon_{\hat{e}} = 0,09 \frac{d_{\hat{e}}}{D_p} \left( 1 + \frac{500}{S_{\hat{e}}} \right)$  – коэффициент жесткости каната;  $S_{\hat{e}}$  – усилие в канате.

Вычисленное по приведенной формуле значение коэффициента сопротивления движению для поддерживающих роликов дороги ДКН1  $w_{\hat{e}} = 0,003$ , суммарная же сила сопротивления движению каната определяется выражением [8]:

$$W_{\hat{e}} = w_{\hat{e}} n S_{\hat{e}},$$

где  $n$  – количество роликов на трассе дороги.

Подобный подход вполне приемлем на стадии создания машины, когда определяют ее основные тяговые параметры, но в эксплуатационных расчетах предпочтение следует отдавать значениям коэффициентов сопротивления движению, полученным опытным путем в шахтных условиях.

Для уточнения значения коэффициента трения в подшипниках, которыми снабжены ролики поддерживающего устройства ДКН, и проверки качества его сборки на шахте "Павлоградская" были замерены усилия, необходимые для приведения в движение ролика при вращении. Испытанию подверглись 10 роликов до ввода их в эксплуатацию, при этом значения коэффициента трения распределились в диапазоне от 0,016 до 0,143 (при норме 0,02), что свидетельствует о недостаточном контроле качества сборки роликов.

В результате выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

– полученные в процессе эксперимента значения коэффициентов сопротивления движению состава и каната подчиняются нормальному закону распределения и их расчетные значения составляют соответственно 0,03 для состава и 0,12 – для каната;

– увеличение значения коэффициента сопротивления движению состава канатной дороги по сравнению с локомотивным транспортом можно объяснить консольным (боковым) способом присоединения тягового каната к

буксировочной тележке и влиянием геометрических особенностей рельсового пути [18];

– нормируемый коэффициент сопротивления движению каната (0,3) заимствован из практики бесконечной и концевой канатных откаток и не учитывает нормы эксплуатации современных канатных напочвенных дорог;

– возникает необходимость введения уточненных значений коэффициентов сопротивления движению состава и каната в нормативные документы по эксплуатации ДКН.

В дальнейших исследованиях целесообразно изучить влияние состояния рельсового пути и конструкции узлов ДКН на силы сопротивления движению.

### **1.9. Особенности транспортирования грузов в выработках сложного профиля**

На угольных шахтах Украины подземный транспорт является наиболее механизированным комплексом, поскольку доля ручного труда в этой сфере составляет около 30 % против 46 % на всех других производственных комплексах и на работах по добыче угля в целом.

Тем не менее, на подземном транспорте занято 13 % от общей численности рабочих по добыче угля или около 17 % от всех подземных рабочих; численность рабочих на подземном транспорте составляет свыше 9 % от общей численности рабочих ручного труда по добыче угля или около 12 % от количества рабочих, занятых ручным трудом под землей.

Существенная часть этих рабочих трудится на вспомогательном транспорте (перевозка материалов, оборудования и персонала в пределах шахты). Хотя материалы и оборудование на шахтах Украины составляют всего лишь около 5 % грузопотока горной массы, трудозатраты на их доставку из расчета на единицу массы в 21...36 и 14...17 раз выше, чем при перевозке, соответственно, угля и породы.

Структура потребления вспомогательных материалов на современных шахтах выглядит следующим образом: добычные участки – 40 % от общей массы, подготовительные забои – 47 %, прочие потребители – 13 %.

Ряд угольных регионов Украины – Центральный и Западный Донбасс, Львовско-Волинский бассейн представлены пологими угольными пластами с волнистым или слабонаклонным (до  $10^\circ$ ) залеганием. Из 172 шахтопластов, разрабатываемых здесь, такое залегание имеют 47 % ("Павлоградуголь") и 100 % ("Львовуголь") пластов. При вскрытии и подготовке к выемке шахтных полей в таких условиях неизбежна проходка горных выработок сложного профиля, в частности такими будем считать:

- выработки с "критическими" углами наклона ( $3...5^\circ$ ), на которых не может быть применена ни электровозная, ни концевая канатная откатка;

- "горизонтальные" выработки с тяжелым (завышенным) профилем, уклон которых составляет более 0,005 (5 ‰). Эти выработки классифицируют на бремсберговые, когда груженные поезда перемещаются по спуску; уклонные, когда груженные поезда перемещаются вверх; выработки, со сложным завышенным профилем, которые включают как спуски, так и подъемы при движении поездов в одном направлении.

К причинам формирования горизонтальных выработок с завышенным профилем следует отнести:

- наличие специфичных условий залегания пластов, когда избежать проходки таких выработок невозможно;

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

- снижение требований со стороны маркшейдерской службы к контролю профиля проходимых горных выработок;

- "пучение" почвы в выработке.

За последние десятилетия накоплен большой опыт проектирования, производства и эксплуатации средств вспомогательного транспорта: электровозов, дизелевозов, канатных напочвенных и монорельсовых дорог.

Использование электровозной откатки для доставки оборудования, материалов и людей является экономичным и апробированным решением, однако имеет существенные ограничения. Выпущенные в последние годы электровозы АРП8Т и АРВ10ГЭ обладают несомненными преимуществами по сравнению с ранее выпускавшейся машиной АМ8Д, однако их область применения ограничивается уклонами до 50 % при соблюдении специальных мероприятий безопасности. Эти же ограничения относятся и к дизелевозам отечественного (ДГ) и чешского (Р100Е) производства, получающим все более широкое распространение в угольной промышленности Украины.

Достойны внимания производителей также новинки фирм "Вальтер Беккер" (Германия) и "Феррит" (Чехия) – напочвенные речные дороги с зубчатыми локомотивами, имеющие в качестве тягового средства «дизель – гидравлический агрегат» или кабельный электропривод. Они позволяют транспортировать грузы массой до 60 т, развивая при этом скорость до 2 м/с, в выработках с уклоном пути до 30°. Однако, ввиду недостаточного опыта эксплуатации этих установок, отсутствуют объективные данные об их надежности, трудоемкости обслуживания и стоимости эксплуатации.

На кафедре транспортных систем и технологий НГУ создана конструкция канатной дороги с двумя тяговыми ветвями (рис. 1.19), которая работает следующим образом: тяговое усилие от приводной станции при помощи тягового каната передается буксировочным подвесной платформе и напочвенной вагонетке, а они вместе со сцепленными составами начинают движение. Состав напочвенных вагонеток, груженых углем или породой, движется вверх, при этом состав подвесных контейнеров, заполненных вспомогательными материалами, перемещается вниз. Натяжная станция обеспечивает необходимое усилие каната и компенсирует его упругое удлинение. Для фиксации нужного положения каната в выработке служат

направляющие ролики и поддерживающие блоки. При удлинении (сокращении) канатной дороги с барабана напочвенной буксировочной вагонетки сматывается (наматывается на него) тяговый канат требуемой длины. После прибытия составов в конечный пункт происходит разгрузка – погрузка или обмен составов, а затем их движение в обратном направлении [19].

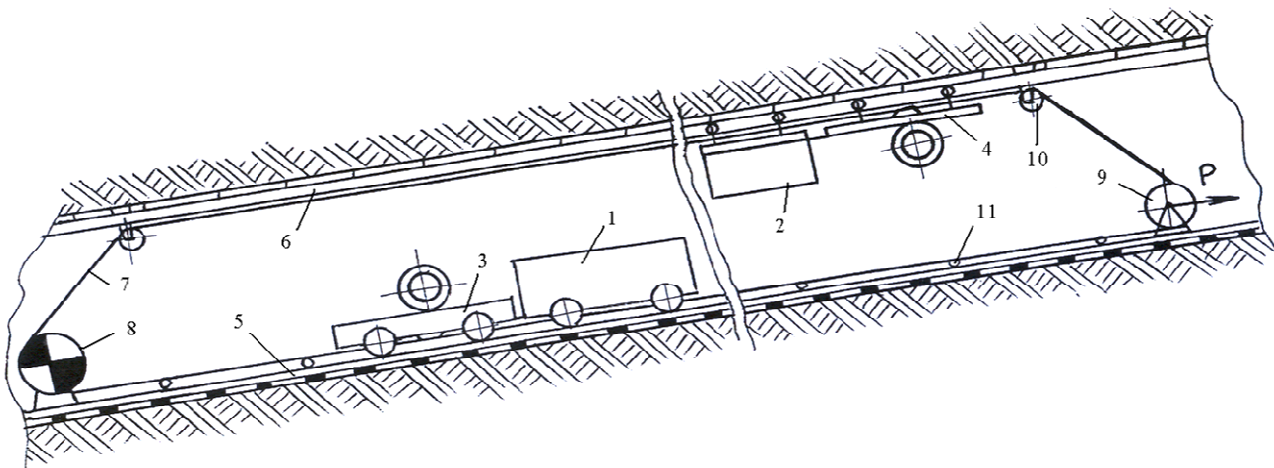


Рис.1.19. Канатная дорога с двумя рабочими ветвями: 1 – напочвенный состав; 2 – подвесной состав; 3 – напочвенная буксировочная вагонетка; 4 – подвесная буксировочная платформа; 5 – рельсовый путь; 6 – подвесной монорельсовый путь; 7 – канат; 8 – приводная станция; 9 – натяжная станция; 10 – поддерживающий блок; 11 – направляющий ролик

Присоединение к обратной ветви каната буксировочной платформы, с которой сцеплен состав контейнеров, перемещающийся по монорельсовому пути, позволяет повысить продуктивность установки и снизить потребляемую мощность.

Тяговое усилие привода и потребляемая мощность снижаются под действием силы тяжести опускающегося груза.

Тяговое усилие привода [15]

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{н}} + F_{\text{п}},$$

где  $F_{\text{н}}$ ,  $F_{\text{п}}$  – силы тяги, необходимые для перемещения напочвенной и подвесной ветви каната соответственно, при этом:

$$F_{\text{н}} = m_{\text{сн}} g (w_{\text{с}} \cos\beta + \sin\beta) + p_{\text{к}} L_{\text{к}} g (w_{\text{к}} \cos\beta + \sin\beta);$$

$$F_{\text{п}} = m_{\text{сп}} g (w_{\text{с}} \cos\beta - \sin\beta) + p_{\text{к}} L_{\text{к}} g (w_{\text{к}} \cos\beta - \sin\beta),$$

где  $m_{\text{сн}}$ ,  $m_{\text{сп}}$  – масса состава, соответственно, напочвенного и подвешенного;  $w_c$ ,  $w_k$  – коэффициенты сопротивления движению, соответственно, состава и каната;  $\beta$  – угол наклона трассы;  $p_k$  – линейная масса каната;  $L_k$  – длина ветви каната.

В итоге, тяговое усилие будет соответствовать следующему выражению:

$$F_{\text{пр}} = m_{\text{сн}} g(w_c \cos\beta + \sin\beta) + p_k L_k g(w_k \cos\beta + \sin\beta) + m_{\text{сп}} g(w_c \cos\beta - \sin\beta) + p_k L_k g(w_k \cos\beta - \sin\beta).$$

В этом выражении слагаемое  $m_{\text{сп}} g(w_c \cos\beta - \sin\beta)$ , если угол  $\beta = 7^\circ$  и выше, приобретает отрицательное значение, соответственно, уменьшается величина тягового усилия  $F_{\text{пр}}$ . Это приводит к снижению мощности привода, поскольку она пропорциональна тяговому усилию [15], то есть

$$N = -\frac{F_{\text{пр}} V_{\text{н}}}{1000\eta},$$

где  $V_{\text{н}}$  – номинальная скорость движения тягового органа;  $\eta$  – КПД приводной станции.

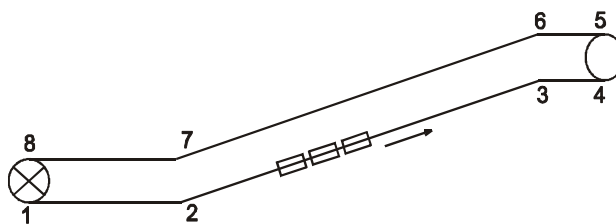
Рассмотрим предложенную методику расчета на примере восточного откаточного квершлага пластов  $C_5 - C_8$  шахты "Павлоградская", который имеет длину 900 метров и сложный профиль пути, состоящий из трех участков с такими углами наклона: участок 1 – 2 длиной 240 метров –  $1^\circ$ , участок 2 – 3 длиной 560 метров –  $10^\circ$  и участок 3 – 4 длиной 100 метров –  $1^\circ$ . В качестве исходных приняты следующие параметры: масса состава – 12380 кг, коэффициенты сопротивления движению: каната – 0,3, состава – 0,02; линейная масса каната – 1,8 кг/м.

Расчетная схема дороги представлена на рис. 1.20, а.

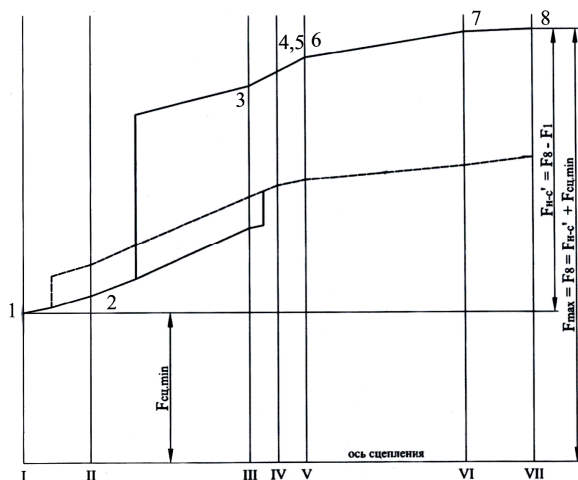
По результатам расчета статических натяжений тягового каната построены диаграммы натяжений: для напочвенной дороги обычной конструкции (рис. 1.20, б) и дороги с двумя тяговыми ветвями (рис. 1.20, в), из которых следует, что во втором случае тяговое усилие привода  $F_{1-\bar{n}}''$  уменьшается по сравнению с первым ( $F_{1-\bar{n}}'$ ). Одновременно снижается максимальное натяжение

каната ( $F''_{\max}$ ), что обуславливает увеличение фактического запаса его прочности.

а



б



в

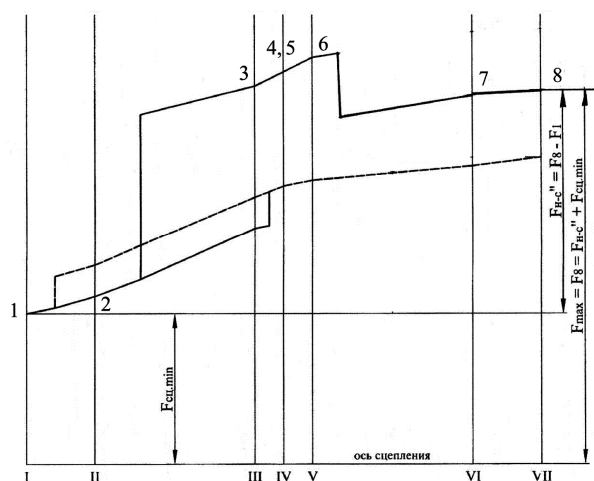


Рис. 1.20. Расчетная схема (а) и диаграммы статических натяжений тягового каната напочвенной дороги:

б – с одной тяговой ветвью; в – с двумя тяговыми ветвями

Таким образом, предложенные конструктивные решения позволяют существенно повысить производительность и снизить энергопотребление при транспортировании грузов. Дальнейшие исследования целесообразно проводить в аспекте создания напочвенных дорог с резинокросовыми тяговыми органами, позволяющими существенно расширить область применения этих установок.



## 2. СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ НА КОНВЕЙЕРНОМ ТРАНСПОРТЕ

### 2.1. О неравномерности шахтных грузопотоков

Расход энергии на перевозку грузов и разработка мер по энергосбережению были бы далеко неполными, если не учитывать характеристику грузопотока, особенно таких его параметров, как неравномерность и затраты машинного (рабочего) времени.

При изучении закономерностей, характерных для основных грузопотоков на угольных шахтах, удобно пользоваться графическими методами их отображениями. Это достаточно хорошо показано в литературе [15], однако приведенные там графики изменения производительности не в полной мере отражают картину из-за отсутствия графика накопления (поступления) груза в конечном пункте транспортирования.

На рис 2.21 показаны графики накопления груза  $m$  (1) и изменения производительности  $Q$  (2) в течение машинного времени относительно трех возможных видов грузопотоков: непрерывных – неравномерного ( $a$ ) и равномерного ( $b$ ); периодического ( $c$ ). Первые графики могут быть получены по результатам непрерывного взвешивания, а графики изменения величины  $Q$  – дифференцированием графиков накопления или другими способами. В графике использованы такие величины:  $t_m$  – суммарное время работы машины непрерывного действия за смену ( $t_{cm}$ );  $t_p$  – время работы транспортного средства периодического действия.

Выбор транспортных машин (средств) производится по соотношению:

$$Q_t \geq Q_p,$$

где  $Q_p$  – расчетный грузопоток, т. е. значение производительности, используемое при расчете (выборе) транспортного средства.

Характерная особенность подавляющего большинства непрерывных и периодических грузопотоков на горных предприятиях – их неравномерность. Изучению неравномерности шахтных грузопотоков посвящено много работ, коротко обобщенных в одном из учебников [15].

Из всех видов грузопотоков, представленных графически на рис. 2.21, только производительность равномерного может быть принята в качестве расчетной при выборе транспортного средства непрерывного действия. В остальных случаях определение величины  $Q_p$  для средств непрерывного действия требует учета неравномерности, которую принято характеризовать коэффициентом неравномерности  $k$ .

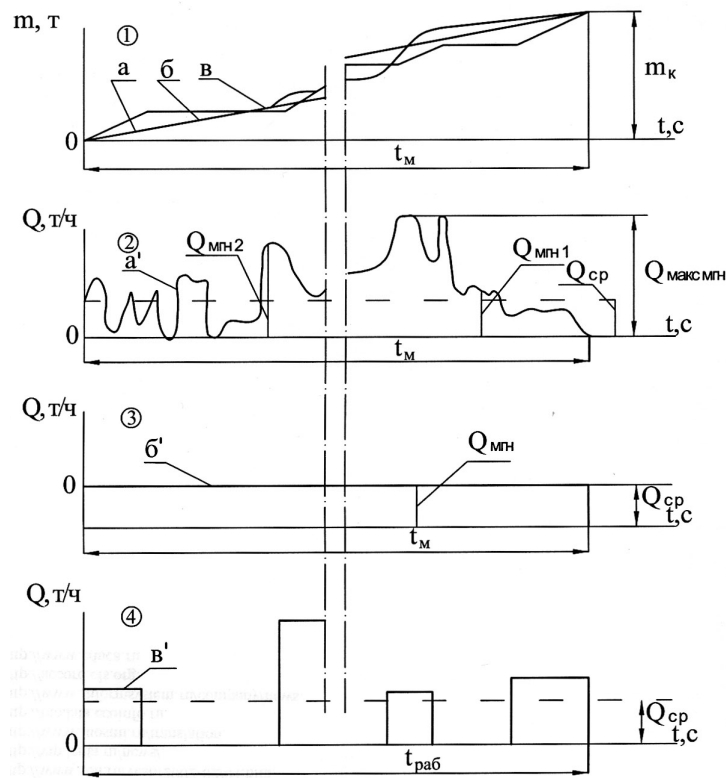


Рис. 2.21. Графики количества поступающего (транспортируемого) груза (1) и производительности грузопотоков (2,3,4) при его непрерывной неравномерной (а, а<sup>1</sup>), непрерывной равномерной (б, б<sup>1</sup>) и циклической (в, в<sup>1</sup>) подаче и транспортировании

Существует два метода определения величины  $Q_p$  для одиночных неравномерных непрерывных грузопотоков, которые поступают на транспортное средство непрерывного действия: используя значение теоретической производительности забойных машин, а также коэффициент неравномерности  $k$ . В первом случае за  $Q_p$  принимают максимальную в данных условиях производительность забойных машин (комбайна, экскаватора). Во втором – приходится пользоваться значениями коэффициента  $k$ , полученными опытным путем в реальных условиях.

Рассмотрим неравномерность поступающего в течение смены непрерывного грузопотока (рис. 2.22, график 1) на транспортное средство непрерывного действия. Производительность такого потока время от времени будет равна нулю из-за остановок транспортной машины (не из-за ее поломок, например участки  $t_1, t_4, t_6$ ) и работы вхолостую, без груза (например, участки  $t_2, t_3, t_5$ ). Без учета времени остановок машины за смену построен график 3 (аналогичный графику 2) изменения производительности за время работы машины, то есть машинное время  $t_M$ . Коэффициентом машинного времени называют следующее отношение:

$$k_1 = \frac{t_1}{t_{\text{нн}}}.$$

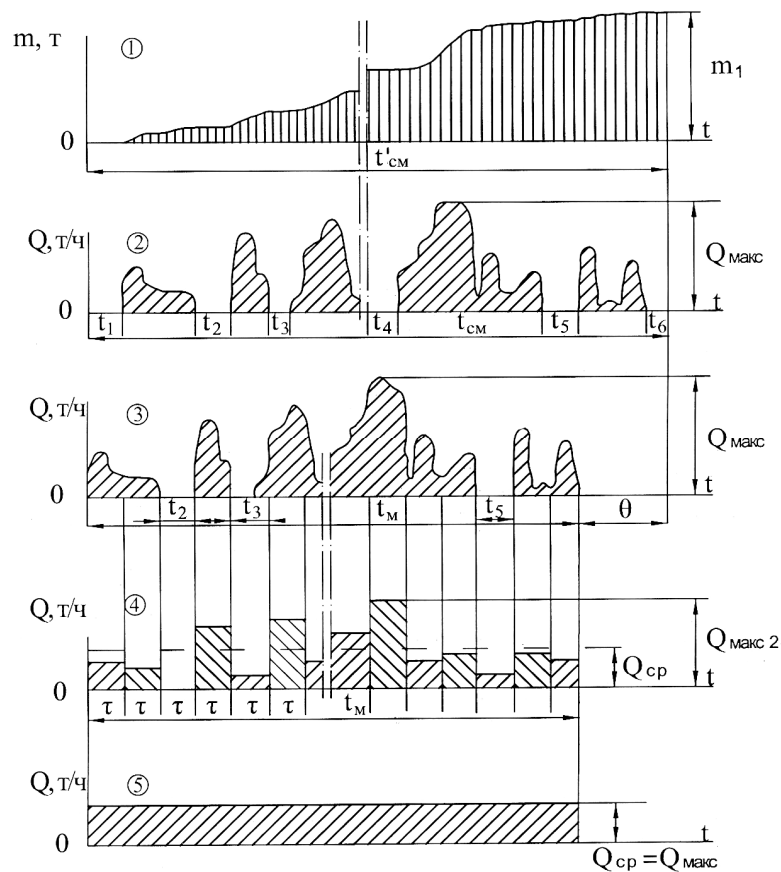


Рис. 2.22. График непрерывного неравномерного потока груза (1) и изменений его производительности: 2 – мгновенные значения за время смены; 3 – то же за машинное время; 4 и 5 – усредненные на интервале времени значения при  $\tau = t_M/n$  и  $\tau = t_M$  соответственно ( $n$  – число мерных интервалов времени)

Средняя часовая производительность транспортного средства в течение машинного времени определяется таким образом:

$$Q_{\text{н\ddot{o}}}^1 = \frac{Q_{\text{н\ddot{i}}}^1}{t_1} = \frac{Q_{\text{н\ddot{i}}}^1}{k_1 t_{\text{м}}},$$

где  $Q_{\text{н\ddot{i}}}^1$  – количество груза, перевезенного за смену, т.

Неравномерность грузопотока принято характеризовать коэффициентом неравномерности  $k$  за машинное время  $t_{\text{м}}$ . При этом

$$k = \frac{Q_{\text{и\grave{a}\grave{e}\grave{n}}}^1}{Q_{\text{н\ddot{o}}}^1}, \quad (2.1)$$

где  $Q_{\text{и\grave{a}\grave{e}\grave{n}}}^1$  – максимальное (мгновенное) значение производительности (на рис. 2.22, график 2 и 3). Именно такой поток груза должен быть принят транспортным средством непрерывного действия в течение определенного времени его непрерывного поступления, иначе место погрузки будет засыпано.

Для подсчета величины  $k$  по формуле (2.1) значение  $Q_{\text{н\ddot{o}}}^1$  определяется простым замером массы груза  $Q_{\text{н\ddot{i}}}^1$ , и машинного времени  $t_{\text{м}}$  за смену.

Определить же мгновенное значение величины  $Q_{\text{макс}}$  можно непрерывным взвешиванием груза (например, применяя предназначенные для этого конвейерные весы), однако в местах начала грузопотоков, где и формируется неравномерный грузопоток, такой способ трудно осуществить по техническим причинам. Вместе с тем, реальное значение величины  $k$  – одно из необходимых условий правильного выбора и расчета производительности транспортного средства.

Построить графики изменения величины  $Q$  во времени, приближающиеся к реальным значениям, можно, применив известный метод мерных емкостей массой  $\Delta m$  (фиксируется время их заполнения) или метод мерных интервалов времени (фиксируются массы каждой порции груза  $\Delta m$ , образовавшейся за одинаковые интервалы времени,  $\Delta t = \tau$ ).

Нетрудно убедиться, что каждый такой замер дает усредненное значение  $Q$  и график изменения производительности получится ступенчатым (рис. 2.22, 4). В этом случае значение величины  $Q_{\text{макс}}$  будет меньше, чем если бы измерения проводились непрерывно, следовательно, и значение  $k$  будет меньше, чем действительное. Чем большими будут значения объема мерной емкости или длительность мерного интервала времени при определении производительности, тем в большей степени отличается значение  $Q_{\text{макс}}$  и  $k$  от истинного (рис. 2.22, графики 3, 4, 5). Таким образом, в зависимости от принятой методики можно получить разные значения  $k$ , причем они всегда будут меньше истинных.

В подтверждение этому на графиках 3 и 4 (рис. 2.22) показаны мгновенная производительность потока  $Q_{\text{макс1}}$  и усредненные на мерном интервале времени  $\tau$  значения  $Q_{\text{макс2}}$ . Видно, что если  $\tau \neq 0$ , то всегда  $Q_{\text{макс1}} > Q_{\text{макс2}}$ . Там же, на графике 5 показано, что  $Q_{\text{макс3}} = Q_{\text{ср}}$ , если мерный интервал времени  $\tau = t_1$ . Следовательно, для одного и того же неравномерного грузового потока значение величины  $k$  может быть обусловлено методом ее определения и находится в пределах от  $k = k_{\text{макс}}$  (непрерывное взвешивание) до  $k = 1$  при  $\tau = \tau_m$ .

Предлагается для очистных и подготовительных забоев определять величину  $Q_{\text{макс}}$  только по расчетной максимальной производительности комбайна, а затем по формуле (2.1) находить значение  $k$ . Величина  $k$  для последующих в транспортной цепи конвейеров сохраняется постоянной. Поскольку этот коэффициент применяют только в расчетах, нет смысла определять его относительно мерных интервалов, вмешиваясь в реальный транспортный поток. Значение величины  $k$  может быть использовано только для определения неравномерности сходящегося грузопотока или вместимости сглаживающего бункера.

В связи с этим появляется понятие двух коэффициентов неравномерности применительно к определенному виду грузопотока:

– Во-первых, это коэффициент неравномерности непрерывного потока  $k_{\text{н}}$ , который определяется по формуле (2.1) или через максимальную

производительность комбайна  $Q_{\text{макс}}$ , или через максимальную мгновенную производительность потока  $Q_{\text{макс.мгн}}$ , определенную дифференцированием графика  $m - t$ , полученного по результатам непрерывного взвешивания. Если в любом месте непрерывный грузопоток поступает в емкости или средства периодического действия, (например локомотивный транспорт), то дальнейшая его неравномерность характеризуется уже иным коэффициентом неравномерности –  $k_{\text{п}}$ .

– Во-вторых, коэффициент неравномерности прерывного (периодического) грузопотока  $k_{\text{п}}$ , который подходит для транспортных средств периодического действия. Коэффициент  $k_{\text{п}}$  отличается от  $k_{\text{н}}$  тем, что его величина, в зависимости от грузоподъемности состава  $zm$ , соотношения  $zm/Q_{\text{см}}$ , запаса емкости в месте погрузки, организации обмена составов может принимать значения, от равного единице, до близкого к величине  $k_{\text{н}}$  (как при использовании малых мерных емкостей). Определить величину  $k_{\text{н}}$  можно:

– на основании статистической обработки результатов измерений работы погрузочных пунктов в забоях, или в конце цепи транспортных средств непрерывного действия (прерывного грузопотока);

– путем построения графиков работы погрузочных пунктов на основании планограммы работы забоя.

На рис. 2.23 иллюстрируются изменения величины  $Q_{\text{макс.мгн}}$ , при непрерывном неравномерном грузопотоке (график 1) и дальнейшем использовании средств периодического действия, а графики 2, 3 и 4 показывают уменьшение значений  $Q_{\text{макс1}}$ ,  $Q_{\text{макс2}}$ ,  $Q_{\text{макс3}}$  в зависимости от вместимости состава при его непрерывной погрузке.

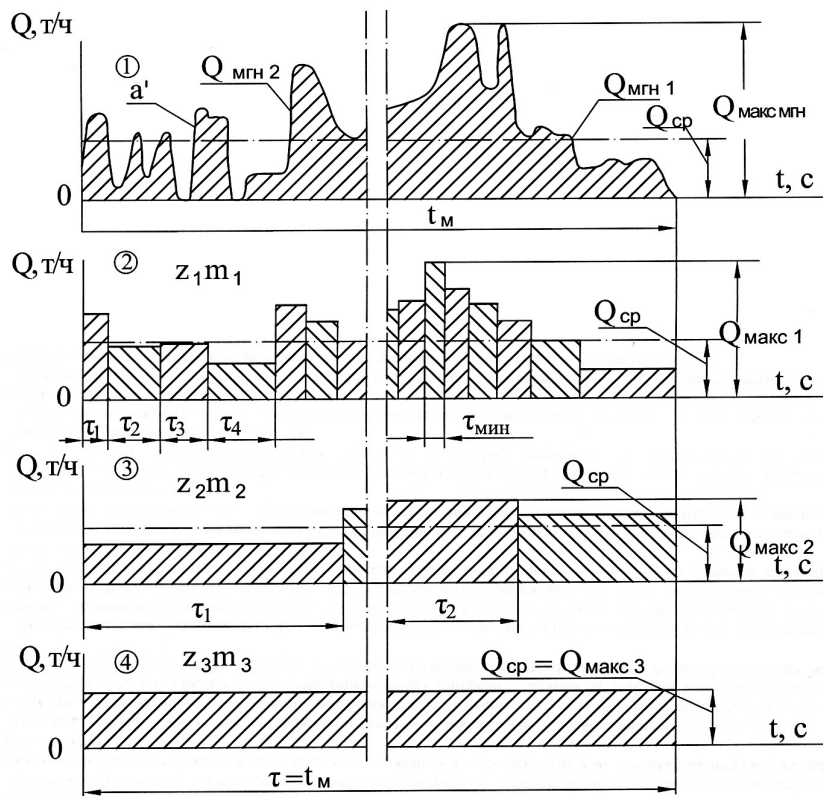


Рис. 2.23. Графики изменения максимальной производительности грузопотоков  $Q_{\text{макс}1}$ ,  $Q_{\text{макс}2}$ ,  $Q_{\text{макс}3}$  (2, 3, 4) транспортных средств периодического действия различной грузоподъемности состава  $z_1 m_1$ ;  $z_2 m_2$ ;  $z_3 m_3$ , а также величины  $Q_{\text{макс.мгн}}$  при их непрерывной неравномерной их загрузке (1)

На рис. 2.24 изображена схема конвейерной линии, обслуживающей два очистных забоя (а и б) угольной шахты, то есть два одиночных неравномерных, непрерывных грузопотока. Каждый из конвейеров 1 и 3 работает со средней производительностью  $Q_{\text{ср.а}}$  и  $Q_{\text{ср.б}}$ . Между конвейерами 1 и 2, а также 3 и 4 нет промежуточных бункеров, поэтому для конвейеров 2 и 4 характерны такие же значения величин  $Q_{\text{ср}}$  и  $k$ , как для потоков, на них поступающих. Конвейер 5 обслуживает сходящийся сборный грузопоток, полученный от слияния потоков из конвейеров 2 и 4. Суммарная средняя производительность сборного грузопотока (конвейер 5)

$$Q_{\text{н.д.н.а}} = Q_{\text{н.д.а}} + Q_{\text{н.д.б}} + \dots + Q_{\text{н.д.н}}$$

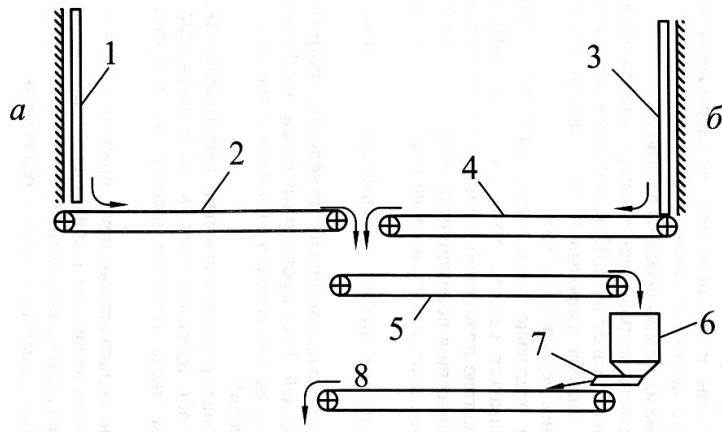


Рис. 2.24. Схема шахтной конвейерной линии

Для определения коэффициента неравномерности сборного грузопотока  $k_{сб}$  существует два подхода. Первый, когда во внимание не принимается вероятность совпадения в местах слияния максимальных значений производительности каждого из трансформированных потоков. Тогда, согласно источнику [15]

$$k_{\tilde{n}\acute{a}} = 1 + \frac{\xi \cdot \sigma_{\tilde{n}\acute{a}}}{Q_{\tilde{n}\delta.\tilde{n}\acute{a}}},$$

здесь

$$\sigma_{\tilde{n}\acute{a}} = \sqrt{\sigma_{\grave{a}}^2 + \sigma_{\acute{a}}^2 + \dots + \sigma_n^2},$$

где  $\sigma_{\tilde{n}\acute{a}}, \sigma_{\grave{a}}, \sigma_{\acute{a}} \dots \sigma_n$  – соответственно средние квадратические отклонения производительности,  $\xi$  – квантиль, зависящий от вероятности  $P$ , с которой определяется значение  $Q_{\text{макс}}$  (обычно принимают, что если  $\xi = 3$ , то при нормальном законе распределения  $P = 0,99$ ; а если  $\xi = 2$ , то  $P = 0,96$ ).

Второй подход применяют, если средние значения производительности  $Q_{\tilde{n}\delta}^1$  всех конвейеров  $n$  и коэффициенты их неравномерности  $k^1$  одинаковы, тогда

$$Q_{\tilde{n}\delta.\acute{a}} = Q_{\tilde{n}\delta}^1 n;$$

$$k_{с\acute{a}} = 1 + \frac{k^1 - 1}{\sqrt{n}}. \quad (2.2)$$



Из выражения (2.2) видно, что чем больше грузопотоков сливаются в один, тем меньше будет значение коэффициента неравномерности суммарного потока. К такому выводу можно прийти, если считать, как указывалось выше, что пики производительности всех сходящихся грузопотоков не наблюдаются в месте слияния одновременно. В производственных же условиях такой гарантии нет, поэтому в случае совпадения пиков сходящихся потоков практическое значение максимальной производительности суммарного грузопотока будет больше определенного по формуле с учетом коэффициента  $k_{сб}$ . Следствием этого обстоятельства может быть "необеспечение" сборного грузопотока транспортом. Подобные совпадения могут привести к нежелательным эффектам, технико-экономические и другие последствия которых не всегда возможно заранее оценить.

При совпадении максимальных значений производительности потоков в месте их слияния

$$\begin{aligned}
 Q_{\tilde{n}\tilde{d}.\tilde{n}á} &= Q_{\tilde{n}\tilde{d}.\tilde{a}} + Q_{\tilde{n}\tilde{d}.\tilde{á}}; \\
 Q_{\tilde{a}\tilde{e}\tilde{n}.\tilde{n}á} &= Q_{\tilde{a}\tilde{e}\tilde{n}.\tilde{a}} + Q_{\tilde{a}\tilde{e}\tilde{n}.\tilde{á}}; \\
 k_{\tilde{n}á} &= \frac{Q_{\tilde{a}\tilde{e}\tilde{n}.\tilde{a}} + Q_{\tilde{a}\tilde{e}\tilde{n}.\tilde{á}}}{Q_{\tilde{n}\tilde{d}.\tilde{a}} + Q_{\tilde{n}\tilde{d}.\tilde{á}}} = \frac{Q_{\tilde{a}\tilde{e}\tilde{n}.\tilde{n}á}}{Q_{\tilde{n}\tilde{d}.\tilde{n}á}}; \\
 k_{\tilde{n}á} &= \frac{Q_{\tilde{n}\tilde{d}.\tilde{a}}k_{\tilde{a}} + Q_{\tilde{n}\tilde{d}.\tilde{á}}k_{\tilde{á}}}{Q_{\tilde{n}\tilde{d}.\tilde{a}} + Q_{\tilde{n}\tilde{d}.\tilde{á}}}. \tag{2.3}
 \end{aligned}$$

Выражение (2.3) показывает, что в любом случае значение  $k_{сб}$  больше, чем определенное по формуле (2.2), таким образом, обеспечивается бесперебойное транспортирование конвейером 5 сборного грузопотока в периоды совпадения пиков производительности конвейеров 2 и 4 (рис. 2.24).

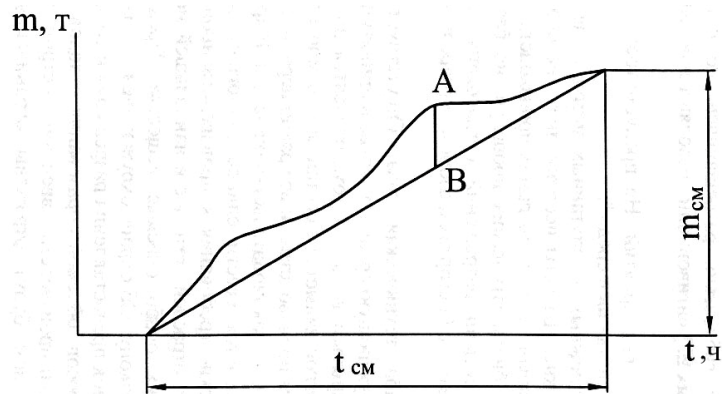


Рис. 2.25. График накопления груза

При одинаковых значениях коэффициента неравномерности сходящихся потоков коэффициент  $k_{\text{н\acute{a}}} = k_{\text{а}} = k_{\text{а}} = \dots = k_{\text{н}}$ .

Наличие промежуточного бункера 6 и питателя 7 между конвейерами 5 и 8 (рис. 2.24) позволяет уменьшить (сгладить) неравномерность грузопотока на конвейере 8. В этом случае возникает потребность в определении необходимой минимальной вместимости бункера для приема (сглаживания) входящего на конвейер 8 неравномерного потока таким образом, чтоб бункер не переполнялся.

Способ определения вместимости промежуточного (сглаживающего) бункера приведен в литературе [15]. Кроме этих вычислений, для известных условий минимальную вместимость бункера (а именно, она считается наиболее целесообразной, обоснованной) можно определить графически.

На рис. 2.25 в координатах  $mt$ , показан график  $A$  заполнения бункера в течение смены и график  $B$  его выгрузки за произвольное (в определенных пределах) время. Минимальная вместимость бункера для контурных условий загрузки и выгрузки определяется величиной отрезка  $AB$ . Чем более реальным будет выбран (спроектирован) график загрузки и выгрузки бункера, тем более правильным будет определение его вместимости.

## 2.2. Потребление энергии при транспортировании грузов ленточными конвейерами

Учитывая широкое распространение ленточных конвейеров в горной промышленности, вопросы энергосбережения при их использовании приобретают первостепенное научное и техническое значение. Исследования, проведенные на кафедре транспортных систем и технологий НГУ, показывают, что часто в шахтных условиях эти установки загружены не более чем на 50 % от их технической производительности. А это, в свою очередь, приводит к нарушению баланса расхода энергии на транспортирование грузов.

Рассмотрим параметры, влияющие на энергопотребление ленточного конвейера. Сила тяги на окружности его приводного барабана определяется из следующего выражения:

$$F_0 = Lg[(2q_{\text{л}}w \cos \beta + q_{\text{г}}w) + q_{\text{ао}}w \cos \beta + q_{\text{ао}} \sin \beta], \text{ Н}$$

или приближенно, с достаточной для практических целей точностью

$$F_0 = Lg[(2q_{\text{л}} + q_{\text{г}})w \cos \beta + q_{\text{ао}}w \cos \beta + q_{\text{ао}} \sin \beta], \text{ Н} \quad (2.4)$$

где  $L$  – длина конвейера, м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $2q_{\text{л}}$  – линейная масса ленты, перемещающейся на верхней и нижней ветвях конвейера, кг/м;  $w$  – коэффициент сопротивления движению,  $\beta$  – угол наклона трассы конвейера, град;  $q_{\text{г}}$  – линейная масса груза, кг/м; – суммарная линейная масса вращающихся частей верхних  $q'_{\text{р}}$  и нижних  $q''_{\text{р}}$  роликкоопор ( $q_{\text{р}} = q'_{\text{р}} + q''_{\text{р}}$ ), кг/м.

Запишем выражение (2.4) в таком виде:

$$F_0 = Lg[A + B + C] = ALg + BLg + CLg, \text{ Н}, \quad (2.5)$$

где  $ALg$  – составляющая силы тяги от сопротивления движущихся частей конвейера,  $\hat{A} = (2q_{\text{л}} + q_{\text{ао}})w \cos \beta$ ;  $BLg$  – составляющая силы тяги от сопротивления движению груза ( $\hat{A} = q_{\text{ао}}w \cos \beta$ );  $CLg$  – часть силы тяги от продольной составляющей веса груза ( $\tilde{N} = q_{\text{ао}} \sin \beta$ ).

Из выражения 2.5 видно, что только составляющая силы  $C$  – постоянная величина, не зависящая от конструкции и режима работы конвейера. Будем

считать, что эта составляющая выполняет полезную работу (подъем груза). Составляющие  $A$  и  $B$  зависят от конструкции ( $q_{\text{л}}$  и  $q_{\text{р}}$ ) и состояния конвейера ( $w$ ), они могут изменяться.

Для дальнейшего анализа удельного энергопотребления исключим из общей силы тяги на окружности барабана  $F_0$  составляющую  $C$  и рассмотрим только силы, преодолевающие сопротивление от трения, то есть

$$F'_0 = F_0 - Lgq_{\text{а\delta}} \sin \beta = Lg(A + B), \text{ Ё.}$$

Безусловно, бесполезной является составляющая  $A$ , величину  $B$  можно назвать условно полезной. Потребляемая ими мощность, энергия и ее стоимость относятся только к количеству перевозимого груза; а все вместе считается расходом на его перемещение.

Часть расходуемой мощности для силы  $F'_0$

$$N' = N - \frac{Lgq_{\text{а\delta}}v \sin \beta}{1000\eta}, \text{ Ё\delta,$$

где  $N$  – мощность для силы  $F_0$ , кВт;  $v$  – скорость движения ленты, м/с;  $\eta$  – КПД привода.

Часть энергии, расходуемой за время  $t$  для преодоления сил, связанных с составляющими силы тяги  $A$  и  $B$ ,

$$\mathring{A}' = \mathring{A} - \frac{Lgq_{\text{а\delta}}vt \sin \beta}{1000\eta} = \frac{Lgvt}{1000\eta} (2q_{\text{е}} + q_{\text{д}})w \cos \beta + \frac{Lgvt}{1000\eta} q_{\text{а\delta}}w \cos \beta, \text{ Ё\delta \cdot \tilde{n},}$$

где  $E$  – вся энергия, расходуемая приводом мощностью  $N$ , без учета мощности, потраченной на изменение потенциальной энергии груза (от составляющей  $C$ )

Обозначим величину  $\frac{Lgvt}{1000\eta}$  через  $K'$ , тогда для горизонтального

конвейера

$$\mathring{A}' = \mathring{E}'(q_{\text{д\а\delta}} + q_{\text{а\delta}}), \text{ Ё\delta \cdot \tilde{n},}$$

при этом

$$q_{\text{д\а\delta}} = (2q_{\text{е}} + q_{\text{д}}). \tag{2.6}$$

Воспользуемся понятием коэффициент тары  $k_{\text{тар}}$ , аналогично применяемому в колесном транспорте, то есть

$$k_{\text{тар}} = q_{\text{тар}}/q_{\text{гр}}. \quad (2.7)$$

Как пример, по формуле (2.7) построим график (рис. 2.26) зависимости коэффициента  $k_{\text{тар}}$  от линейной массы груза  $q_{\text{гр}}$ , для конвейера 1ЛТ800П. Здесь максимальное значение  $q_{\text{гр}}$  вычислено с учетом паспортной (максимальной) производительности.

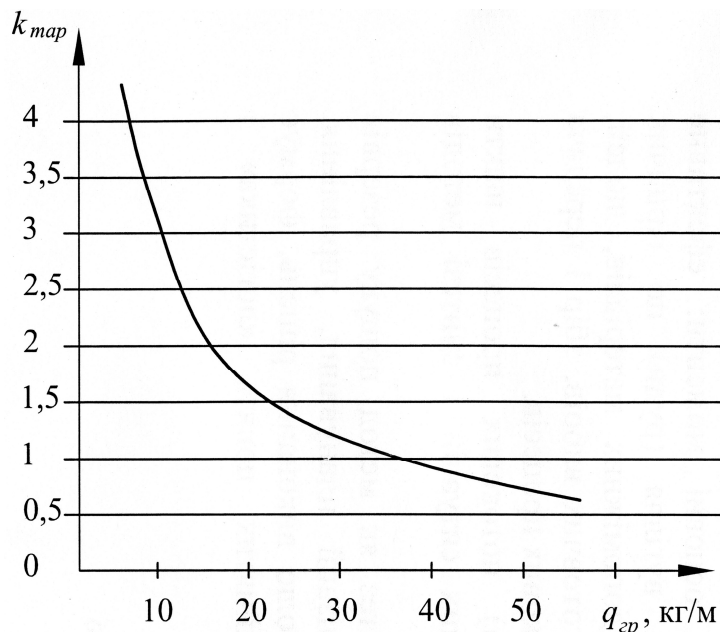


Рис. 2.26. График зависимости коэффициента  $k_{\text{тар}}$  от линейной массы груза  $q_{\text{гр}}$

Анализируя выражение (2.7) и рисунок, видим, что с уменьшением производительности конвейера увеличивается значение коэффициента тары и, следовательно, возрастает расход энергии, приходящийся на единицу перевезенного груза.

С учетом формулы (2.6) определим расход энергии следующим образом:

$$\dot{A}' = \hat{E}'(q_{\text{аод}}k_{\text{аод}} + q_{\text{аод}}) = \frac{Lgwvt}{1000\eta} q_{\text{аод}}(k_{\text{аод}} + 1), \quad (2.8)$$

В конвейерном транспорте понятием "тара" пользоваться не принято. Вместе с тем конвейеры могут загружаться от нулевого до максимальных значений массы груза на погонном метре (по вместимости на ленте). Здесь понятие "коэффициент тары", определяемое по выражению (2.7), – величина

переменная, ее значение зависит от фактического коэффициента заполнения возможной площади сечения груза на ленте, который можно рассчитать из соотношения:  $\psi = S_{\text{факт}} / S_{\text{возм}} \cdot \eta$ , следовательно, чем меньше  $\psi$ , тем больше  $k_{\text{тар}}$ .

Для сравнения и анализа представляет интерес выражение удельного расхода энергии трения, отнесенного к единице перевозимого груза массой  $M$ , то есть

$$\dot{a} = \frac{\dot{A}'}{\dot{I}} = \frac{Lgw(k_{\text{дод}} + 1)}{1000\eta}, \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{т} \cdot \text{км}.$$

где  $M$  – масса перевезенного груза за время  $t$ , кг ( $\dot{I} = q_{\text{дод}} V t$ ).

Обозначим, что  $\hat{E}'' = \frac{LgV}{1000\eta}$ , тогда выражение (2.7) примет следующий

вид:

$$\dot{a} = \hat{E}''(k_{\text{дод}} + 1), \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{т} \cdot \text{км}.$$

Если рассматривать ленточные конвейеры, в которых степень загрузки ленты постоянно меняется и часто длительное время остается незначительной, а масса их движущихся частей неизменной, то выражение (2.8) позволяет анализировать степень изменения (увеличения) удельного расхода энергии на конкретном конвейере в конкретных условиях.

Таким образом, высокие удельные затраты энергии на работу частично загруженных конвейеров, причем на протяжении длительного времени, вызывают необходимость принятия соответствующих мер по снижению энергопотребления.

### **Выводы**

В монографии изучена зависимость удельного расхода энергии, потребляемой ленточным конвейером на преодоление сил трения при транспортировании от длины конвейера  $L$ , коэффициента сопротивления движению  $w$ , коэффициента полезного действия  $\eta$  и коэффициента тары  $k_{\text{тар}}$ .

Показано, что при работе конвейеров величина  $k_{\text{тар}}$  зависит от загрузки и является переменной, а ее значения преимущественно гораздо выше, чем при перевозке грузов вагонетками. Это обуславливает повышенное удельное энергопотребление. В то же время высокие значения этого показателя имеют место при существенной недогрузке ленточных конвейеров (обычное явление).

Если учесть, что при перевозках грузов рельсовым транспортом коэффициент сопротивления движению вагонеток примерно на порядок ниже, чем при использовании ленточных конвейеров, и на два порядка – чем скребковых, то преимущества рельсового транспорта с точки зрения энергозатрат очевидны.

Поскольку стоимость энергии постоянно растет, целесообразными являются поисковые, исследовательские и проектно-конструкторские работы, имеющие целью снижение энергоемкости конвейерного транспорта.

Основными направлениями дальнейших исследований и проектно-конструкторских решений следует считать:

- снижение массы движущихся частей конвейеров и сопротивления их движению (легкие материалы, антифрикционные);
- разработку специальных мер, позволяющих при перевозках грузов ленточными конвейерами обеспечивать их максимальную загрузку (регулирование скорости ленты, сглаживание неравномерности потока и др.);
- установление и анализ степени потери ресурса конвейеров при их работе с неполной нагрузкой;
- создание методики мониторинга энергопотребления и использование ее для диагностики состояния каждого работающего конвейера, а также разработку обоснованных оперативных мер, снижающих удельное энергопотребление этого вида транспорта.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В монографии рассмотрены вопросы снижения энергопотребления на шахтном локомотивном, канатном и конвейерном транспорте.

Предложенный авторами способ получения дополнительной силы прижатия ведущих колес локомотива к рельсовому пути имеет целью снизить расход энергии на их буксование относительно рельсового пути и повысить тяговое усилие машины, а новые конструктивные решения позволят реализовать его в конкретных горно-геологических условиях эксплуатации.

Экспериментально-расчетный метод определения коэффициента основного сопротивления движению шахтной вагонетки и профиля трассы рельсового пути существенно снижают трудоемкость процесса измерения и повышают его точность.

В расчетах канатного транспорта используются значения коэффициента основного сопротивления, которые отличаются один от другого в несколько раз, что объясняется различиями в условиях эксплуатации и в конструктивных особенностях подвижного состава. В работе приведены результаты экспериментальных исследований по определению коэффициента сопротивления движению состава и буксировочной вагонетки канатных напочвенных дорог (ДКН), которые позволяют совершенствовать методику расчета, предложены также технические решения по совершенствованию ДКН.

Эффективность работы конвейерного транспорта в шахтных условиях зависит от ряда факторов, одним из которых является степень их загрузки. Авторами рассмотрены вопросы энергопотребления при эксплуатации конвейерных установок в различных условиях и разработаны предложения по его снижению.



## ЛИТЕРАТУРА

1. Ренгевич, А.А. Коэффициент сцепления шахтных электровозов [Текст] / А.А. Ренгевич // Вопросы рудничного транспорта. – 1961. – Вып. 5. – С. 232 – 247.
2. Ренгевич, А.А. Энергетический баланс рудничных электровозов [Текст] / А.А. Ренгевич // Вопросы рудничного транспорта. – 1961. – Вып. 5. – С. 247 – 257.
3. Мельников, С.А. Совершенствование действующих и создание новых шахтных локомотивов [Текст] / С.А. Мельников, В.А. Будишевский, В.И. Бережинский // Уголь Украины. – 2009. – № 5. – С. 12 – 15.
4. Берсенев, В.С. О развитии самоходных рельсовых транспортных устройств с гладкими ведущими колесами [Текст] / В.С. Берсенев // Записки Ленинградского горного института. – 1970. – Т. LX. – Вып. 1. – С. 3 – 20.
5. Берсенев, В.С. Тяговые устройства с гладкими ведущими колесами и перспективы их применения в горной промышленности [Текст] / В.С. Берсенев // Записки Ленинградского горного института. – 1975. – Т. LXVII. – Вып.1. – С. 249 – 256.
6. Пат. 45501. Україна на корисну модель, МПК В61В7/00. Спосіб одержання і регулювання додаткової сили притискання коліс шахтного локомотива до рейкового шляху [Текст] / М.Я. Біліченко, О.В. Денищенко; заявник і патентновласник – Національний гірничий університет. Заявл. 15.06.2009, опубл. 10.11.2009, бюл. № 21. – 5 с.
7. Біліченко, Ю.М. Про енергозбереження на шахтному електровозному транспорті [Текст] / Ю.М. Біліченко // Зб. Гірнична електромеханіка та автоматика. – 2008. – Вип. 81. – С. 40 – 43.
8. Денищенко, А.В., Технология горнопроходческих работ с использованием канатных напочвенных дорог [Текст] / А.В. Денищенко, С.В. Федоренко, Г.П. Сидоренко // Уголь Украины. – 1991. – № 7. С. 44 – 46.
9. Инструкция по безопасной эксплуатации рельсовых напочвенных дорог в угольных шахтах [Текст] / Утв. первым зам. министра угольной промышленности СССР М.И. Щадовым 20.09.1985. – Изд. офиц. – Макеевка:

МакНИИ, 1986. – 14 с.

10. Федорова, З.М. Подъем по наклонным шахтным стволам. [Текст] / З.М. Федорова. – М.: Углетехиздат, 1948. – 420 с.

11. Транспорт на гірничих підприємствах. [Текст]: підручник для вузів / Г.Г. Півняк, М.Я. Біліченко, О.О. Ренгевич та ін. – 3-тє вид. – Д.: Національний гірничий університет, 2005. – 636 с.

12. Андреева, Л.Е. Упругие элементы приборов. – М.: Машиностроение, 1981. – 392 с.

13. Левшина, Е.С., Электрические измерения физических величин: Измерительные преобразователи [Текст] / Е.С. Левшина, П.В. Новицкий. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.

14. Денищенко, А.В., Экспериментальные исследования канатной напочвенной дороги [Текст] / А.В. Денищенко, А.Н. Коптовец, В.В. Зиль и др. // Сб. научных трудов НГУ. – 2005. – № 21. – С. 41 – 44.

15. Транспорт на горных предприятиях [Текст]: Учеб. / под ред. Б.А. Кузнецова. – М.: Недра, 1976. – 552 с.

16. Сопротивление движению серийного подвижного состава угольных шахт [Текст] / А.А. Ренгевич, А.В. Денищенко, А.Н. Коптовец и др. // Сб. Горная электромеханика и автоматика. – 1990. – Вып. 57. – С. 40 – 42.

17. Создание внедрение грузоподъемных подвесных монорельсовых и напочвенных канатных дорог [Текст]: отчет о НИР промежуточ. / УкрНИИГидроуголь; рук.: А.А. Ткаченко. – № ГР Б451760. – 1975. – 142 с.

18. Денищенко, А.В. Оценка геометрических несовершенств рельсового пути в подземных выработках шахт Западного Донбасса / [Текст] А.В. Денищенко, В.В. Зиль, Л.Н. Посулько, В.А. Расцветаев. Науковий вісник НГУ. – 2007. – № 6. – С. 79 – 82.

19. Пат 79503 Україна на винахід, МПК В61В7/00. Канатна дорога [Текст] О.В Денищенко., А.В. Мухін, О.М. Коптовець; заявник і патентновласник – Національний гірничий університет. Заявл. 18.04.2005, опубл. 25.06.2007, бюл. № 9. – 5 с.

Наукове видання

**Біліченко Микола Якович**

Денищенко Олександр Валерійович

**ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ НА ШАХТНОМУ  
ТРАНСПОРТІ**

Монографія  
(Російською мовою)

Редактор О.Н. Ільченко

Підписано до друку 15.07.2010. Формат 30×42/4.

Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 4,4.

Обл.-вид. арк. 3,9. 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.