

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
КЫРГЫЗСКО-РОССИЙСКИЙ СЛАВЯНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ЕСТЕСТВЕННО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра «Физические процессы горного производства»

М.М. Шамсутдинов

**РУДНИЧНЫЕ
ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ
(БЕЗОПАСНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ)**

Учебник

Бишкек 2019

УДК 622.4/.6
ББК 33.16
Ш 19

Рецензенты:

К. Ч. Кожогулов, д-р техн. наук, проф., чл.-корр. НАН КР,
Н. А. Рагрин, д-р техн. наук, КРСУ,
С. И. Квитко, канд. техн. наук, с. н. с.,
Институт машиноведения НАН КР

Рекомендовано к изданию Ученым советом ГОУВПО КРСУ

Шамсутдинов М.М.

Ш 19 РУДНИЧНЫЕ ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ (БЕЗОПАСНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ): учебник. – Бишкек: Изд-во КРСУ, 2019. – 312 с.

ISBN 978-9967-19-656-8

Учебник разработан в соответствии с учебной программой по курсу «Горные машины и оборудование» для студентов горных специальностей. Представлен учебный материал по подземной разработке месторождений полезных ископаемых, физическим процессам горного производства. Рассматриваются состояние рудничных подъемных установок, их элементная база, дается расчет кинематики и динамики работы подъемной установки, а также приводится классификационная схема систем контроля и защиты подъема от аварий. В учебнике предлагаются новые устройства и способы предупреждения аварийных ситуаций в стволе шахты, а также социальные аспекты безопасной эксплуатации рудничных подъемных установок.

Ш 2502010500-19

УДК 622.4/.6

ББК 33.16

ISBN 978-9967-19-656-8

© ГОУВПО КРСУ, 2019

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	7
ВВЕДЕНИЕ	8
1. РУДНИЧНЫЕ ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ	9
1.1 Общие сведения о подъемных установках	9
1.2 Устройство шахтных подъемных установок	11
1.3 Механическое оборудование подъема	13
1.3.1. Опрокидные клетки	15
2. ГЛАВНЫЕ ПОДЪЕМЫ	17
2.1 Скипы	17
2.2 Комбинированные сосуды	19
2.3. Загрузочные и разгрузочные устройства	20
2.4 Подъемные канаты	21
2.4.1 Расчет подъемных канатов	25
2.5 Коренная часть подъемной машины	32
2.6 Органы навивки постоянного радиуса	32
2.7 Шкивы трения	35
2.8 Органы навивки переменного радиуса	35
3. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА	39
4. РЕДУКТОРЫ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК	43
5. КОПРЫ	46
6. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ	51
7. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК	55
7.1 Диаграмма скорости	58
7.2 Выбор рациональной диаграммы скорости	65

7.3 Динамика подъемной установки с постоянным радиусом навивки	66
7.4 Вывод основного уравнения динамики	70
8. ЭЛЕКТРОПРИВОД ПОДЪЕМНЫХ МАШИН	85
9. АППАРАТУРА КОНТРОЛЯ И ЗАЩИТЫ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ОТ АВАРИЙ	93
10. ПОНЯТИЯ О ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ЭЛЕВАТОРНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВКАХ	98
11. ОПЫТ СОЗДАНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ СРЕДСТВ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ШАХТНОГО ПОДЪЕМА	100
11.1 Способы обнаружения возникновения аварийного ослабления натяжения подъемного каната	120
11.2 Классификационная схема систем контроля и защиты подъемных установок от аварий	130
11.3 Функциональные схемы систем контроля.....	132
12. РАЗРАБОТКА, ВЫБОР И РАСЧЕТ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ НАТЯЖЕНИЯ КАНАТА	152
12.1 Натяжение каната у подъемного сосуда при различных режимах работы подъемной установки ...	152
12.2. Оценка натяжения и устройства контроля состояния подъемного каната	157
12.3. Расчетные схемы устройства контроля натяжения подъемного каната.....	163
12.4 Влияние условий закрепления датчика контроля напуска каната на усилие изгиба	169
13. ПОПЕРЕЧНЫЙ ИЗГИБ ПОДЪЕМНОГО КАНАТА И ОЦЕНКА БЫСТРОДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ	176
13.1. Изгибная жесткость подъемных канатов.....	176
13.2 Расчет силовых и конструктивных параметров	

устройства контроля натяжения подъемного каната	186
13.3. Экспериментальное определение силовых параметров устройств контроля натяжения подъемных канатов	189
13.4 Промышленные испытания средств контроля элементов механического оборудования шахтного подъема	192
14. СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ОТ ОБРЫВА КАНАТА	196
14.1 Раздельное торможение подъемного каната	196
14.2 Численное моделирование динамики работы ловителя	198
14.3 Ступенчатый ловитель	212
14.4 Ловитель каната у подъемного сосуда	214
14.5 Ловитель струны каната подъемной установки	216
15. РАЗРАБОТКА, ИСПЫТАНИЕ И РЕАЛИЗАЦИЯ НОВЫХ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ	218
15.1 Новые устройства контроля состояния подъемного каната	218
15.1.1 Блокировочные устройства контроля положения вагонетки и стопоров в клетке	228
15.2 Применение ультразвука для оценки состояния элементов механического оборудования подъемной установки	236
15.2.1 Методы дефектоскопии канатов	236
15.2.2 Методика исследований	242
15.3 Разработка лабораторного стенда для испытания и диагностики подъемных канатов	244
15.3.1 Лабораторный стенд для проверки прохождения ультразвуковых волн по канату	244
15.3.2. Экспериментальные исследования прохождения УЗ-энергии по канату на лабораторном стенде	247

15.3.3 Экспериментальные исследования применения УЗ-методов для контроля состояния элементов механического оборудования подъемной установки	250
15.4. Вынужденные колебания каната действием ультразвуковых возмущений.....	254
15.5. Автоматизированный диагностический комплекс шахтной подъемной установки	258
15.6. Новый способ контроля порывов проволок стального каната	262
15.7. Реализация аппаратуры контроля.....	265
16. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ И ЗАЩИТЫ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК.....	272
16.1. Расчет экономической эффективности от реализации системы контроля	272
16.1.1. Выводы новизны и технико-экономические преимущества реализации аппаратуры АПИК-2.....	274
16.2. Социальные аспекты безопасной эксплуатации шахтных подъемных установок	275
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	278
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	279
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	307

Предисловие

Автор считает своим долгом выразить признательность и благодарность своему учителю – кандидату технических наук, доценту Фрунзенского политехнического института Шабанову Леониду Федоровичу. Материалы лекций, практических и лабораторных занятий по дисциплине «Шахтные подъемные установки», читаемые на горно-геологическом факультете Фрунзенского политехнического института, впоследствии стали началом учебно-научной деятельности в области шахтного и рудничного подъема. Кроме этого, автор благодарит дальнейших своих консультантов: академика А.В. Фролова, академика В.И. Нифадьева, профессора К.И. Иванова за помощь в развитии данного направления научной деятельности, а также: д-ра техн. наук А.И. Бороховича, канд. техн. наук И.Н. Латыпова, д-ра техн. наук П.И. Пахомова, канд. техн. наук А.П. Балянова, канд. техн. наук Ш.А. Ильясова, инженера С.Г. Степанова, лаборанта Ю. Савченко за активное участие в разработке теории безопасного шахтного подъема.

Фото обложки учебника выполнено горным инженером В.М. Клейменовым.

ВВЕДЕНИЕ

При написании предлагаемого учебника автор руководствовался следующими принципами: любая задача, в том числе по безопасной эксплуатации шахтного подъёма, должна содержать описание технологического процесса с освещением конструктивных особенностей подъемных установок, оснащением подъема системами контроля и защиты, а также системой, охватывающей весь технологический процесс, в том числе и величины, сопровождающие работу шахтной подъёмной установки.

Такой анализ, в конечном счете, позволяет выбрать оптимальный метод решения вопросов безопасности шахтного подъёма. Эти принципы и определили методологические особенности данного учебника и отличают его от многих подобных учебников, в которых обычно даются лишь краткие решения задач, не предполагающие дальнейшую модернизацию шахтного подъёма в развитии его безопасной эксплуатации.

При этом автор не пытался выработать некую единую методику решения этой задачи (да, это вероятно невозможно) или дать множество методических рекомендаций, пригодных для решения множества задач, возникающих при проектировании шахтных подъёмных установок.

Цель учебника – на примере большого числа решенных задач показать учащимся колледжей и студентам вузов, как последовательно подходить к решению конкретных задач, и как выбирать методы их решения.

Автор выражает благодарность академику В.И. Нифадьеву, академику А.В. Фролову, академику инженерной академии К.Ч. Кожугулову за ряд ценных указаний при рецензировании материалов рукописи.

1. РУДНИЧНЫЕ ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ

Подъемная установка на шахте является одной из основных, если не главной, из шахтного оборудования, которая в большинстве случаев служит на всем протяжении работы шахты. Добыча полезного ископаемого любой шахты полностью зависит от правильной, безопасной и ритмичной работы подъема, так как подъем – основная и завершающая часть транспорта полезного ископаемого. Отсюда правильный, полностью обоснованный расчет: выбор места заложения ее, выбор машины, выбор транспортных сосудов, полная надежность всех узлов являются одним из условий ритмичной работы всего горного предприятия.

В данном учебнике рассматриваются главным образом вся механическая часть подъема, безопасность эксплуатации с кратким освещением вопросов привода и автоматизации, так как это рассматривается на других курсах и не касается вопросов места и расчета заложения стволов шахт (это так же является самостоятельным курсом).

1.1 Общие сведения о подъемных установках

Шахтный (рудничный) подъем является главной артерией для подъема полезного ископаемого, спуска и подъема людей, материалов, машин, оборудования.

Современная шахта оборудуется, как правило, двумя подъемными установками – главной и вспомогательной.

Главный подъем служит в основном для подъема (транспортировки) полезного ископаемого.

Вспомогательный подъем предназначен для спуска и подъема материалов (грузов) и спуска и подъема людей.

Крупные шахты могут иметь несколько главных и вспомогательных подъемов. Операции при этом выполняются самостоятельными подъемными установками. Часто в одном стволе

может быть главная подъемная установка для транспорта полезного ископаемого и подъемная установка для транспорта людей и материалов. Иногда эти операции производятся на отдельных стволах. На шахте большой производительности подъем полезного ископаемого производится обычно с помощью скипов. Пустая порода может транспортироваться как в скипах, так и в вагонах или опрокидных клетях.

Вспомогательный подъем для транспорта материала и людей оборудован клетями. Одно из главных требований к подъемной установке – это безопасность и надежность работы (особенно это относится к людским и грузо-людским подъемам), и в связи с этим подъемные установки делятся на следующие категории по своему назначению:

- чисто грузовой подъем;
- чисто людской подъем;
- грузолюдской подъем;

и в зависимости от назначения к ним предъявляются также различные требования.

Характерной особенностью современных подъемных установок являются большие скорости передвижения, достигающие 20 м/сек. и более 72 км/час. При этом погашение скорости до нуля должно производиться на довольно коротком участке пути. Пункты остановок должны быть точными (до нескольких сантиметров), а поэтому к механизму управления подъемом и к обслуживающему персоналу предъявляются особые весьма жесткие требования.

Несмотря на огромные движущиеся массы подъемная установка должна быть послушной в руках обслуживающего персонала. Каждая малейшая ошибка может привести к аварии и часто к гибели людей. Особые требования предъявляются к сигнализации на подъемных установках. Поэтому этими вопросами занимаются в настоящее время солидные организации. Одно из основных требований в этом направлении – это простота управления и надежность в работе. Следующее не менее важное требование – подъемная установка должна обладать достаточным

резервом, чтобы в любой момент резко увеличить свою производительность при обеспечении безопасности.

До революции в России не строились шахтные подъемные установки, а ввозились из-за границы. Первая крупная подъемная машина была построена в 1935 г. на Ново-Краматорском механическом заводе (НКМЗ, Украина). В настоящее время строятся крупные подъемные установки для шахтных подъемов любого назначения.

1.2 Устройство шахтных подъемных установок

Весь комплекс шахтной подъемной установки состоит из:

1. Подъемной машины с органами навивки каната (барабан или шкивы).
2. Электропривода, пусковой и регулирующей аппаратуры.
3. Подъемных сосудов с канатами.
4. Надшахтного копра со шкивами с разгрузочными кривыми и направляющими проводниками.

Основные части подъемной машины

Основная коренная часть с органами навивки – барабан или шкив. При этом барабаны могут быть:

- Цилиндрические.
- С переменным радиусом навивки.
- С тормозными системами.
- С системой управления (воздушная, гидравлическая или воздушно-гидравлическая система).
- С указателями глубины с ограничителем скорости.
- С системой смазки.
- С приводом (редуктор с двигателем).

Для шахт малой и средней глубины получили распространение машины с цилиндрическими барабанами. Бицилиндрическо-конические барабаны применяют редко, а вместо них для ликвидации влияния веса каната применяют хвостовые канаты.

Для глубоких шахт основное применение нашли подземные установки со шкивами трения. На мощных подъемах применяют многоканатные подъемные машины с многожелобчатыми

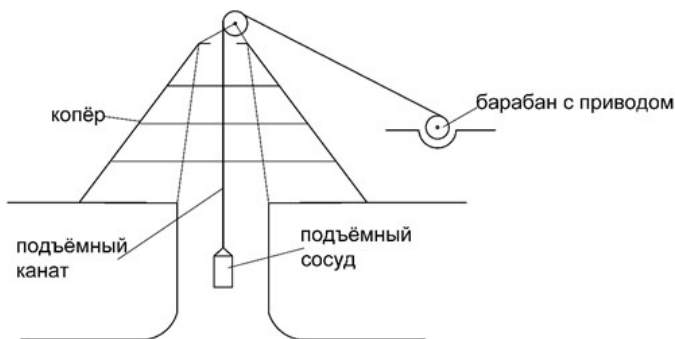


Рисунок 1 – Схема расположения шахтной подъемной установки (ШПУ)

шкивами трения. Как правило, многоканатные машины устанавливают на копре (рисунок 1). В Киргизии установка с машиной на копре была на руднике Сумсар. Для привода применяют электродвигатели постоянного и переменного тока. Преимущество получили асинхронные двигатели с фазным ротором. Имеются системы привода Г-Д для крупных шахт.

Кроме перечисленных особенностей подъемные установки разделяют:

- по ориентировке пути – вертикальные и наклонные;
- уравновешенные и неуравновешенные;
- стационарные и проходческие;
- по количеству сосудов:
 - двухскиповый и односкиповый;
 - двухклетевый и одноклетевый с противовесами.

Клетки могут быть:

- а) одноэтажные и многоэтажные;
- б) опрокидные и неопрокидные.

В конкретном случае необходимо при проектировании учитывать все факторы и выбирать схему подъема и подъемную установку, учитывая технические факторы, и самое главное – руководствоваться экономическими факторами.

Обычно проектирование подъема ведется на основании технико-экономического сравнения и обоснования.

1.3 Механическое оборудование подъема

Подъемные сосуды и их типы. Расчет подъемной установки обычно начинают с выбора подъемного сосуда, который определяется производительностью шахтного ствола и видом внутришахтного транспорта.

Неопрокидные клетки. Основное назначение неопрокидных клеток в том, что они предназначены главным образом для спуска и подъема людей, материалов и оборудования, а также для транспорта породы в вагонах. Как правило, такими клетями оборудованы вспомогательные подъемы. На шахтах небольшой производительности их применяют и на главных подъемах для транспорта руды или угля. Типовые клетки имеют один или два этажа.

Остов клетки (или рама) – сварная (или клепанная) из профильного железа. Нижнюю и верхнюю рамы делают из швелера, боковые части – из углового железа. Корпус покрыт листовым железом, перфорированным с боковых сторон, и цельным на крыше и днище.

На полу клетки уложены рельсы и стопора для удержания вагона. С двух сторон клеть имеет створчатые двери, которые должны открываться вовнутрь. В потолке клетки имеется подъемная ялда, для удобства установки длинных предметов.

Клеть присоединяют к канату с помощью подвесного и прицепного устройств. Прицепное устройство состоит из основного стержня, четырех предохранительных цепей и коуша. Канат огибает коуш и закрепляется жимками, которых должно быть не менее 6–8 штук и расстояние между ними – не меньше 250 мм.

Под полом имеется нижнее прицепное устройство для уравнивающего каната. При движении клетки по стволу она скользит по рельсовым коробчатым или деревянным проводникам, охватывая их башмаками или лапами. При загрузке клетки или ее разгрузке на приемных площадках она устанавливается на кулаки, качающиеся площадки или же посадочные брусья. Посадочные брусья применяются редко. Наиболее просты по устройству посадочные кулаки, но они требуют обязательных маневров, которые заключаются в том, что перед пуском клетки, для того

чтобы убрать их, клеть необходимо поднять. Кроме того, при посадочных кулаках клеть подводится к горизонту исключительно осторожно и точно.

Качающиеся площадки, хотя и более сложны по своему устройству, обладают рядом преимуществ: не требуется точной установки клетки относительно приемной площадки и при этом облегчается работа на маневровых операциях и самого двигателя.

Для безопасности спуска и подъема людей, а также исключения крупных аварий в случае обрыва каната каждая клеть оборудована парашютным устройством.

Существует несколько типов шахтных парашютов, их делят на две основные группы:

1) для деревянных проводников – действующие на принципе врезания;

2) для металлических проводников, рельсовых или канатных – действующие на принципе трения.

Наибольшее распространение получили парашюты для металлических проводников Р38, Р50, РКЭ со стабилизатором тормозящей силы. При двухсторонних проводниках принцип работы этих парашютов заключается в улавливании клетки зажимами парашюта за счет использования сил трения между рабочими органами парашюта (эксцентриками) и опорами – рельсами (проводниками) (рисунок 2).

Рельсовый колодочно-эксцентрический (РКЭ) парашют состоит из двух ловителей, одного привода и четырех съемных или двух стационарных амортизаторов канатно-винтового типа.

Приводом парашюта является пружина. При обрыве каната пружина подает шток вниз и с помощью рычагов эксцентриковые рычаги прижимают колодки к рельсам (проводникам) и клеть повисает на тормозных канатах, которые протянуты через клетевые амортизаторы по всей высоте ствола для поглощения кинетической энергии.

Захваты парашютов для деревянных проводников выполнены в виде зазубренных «кошек», которые врезаются в проводники во время обрыва каната.

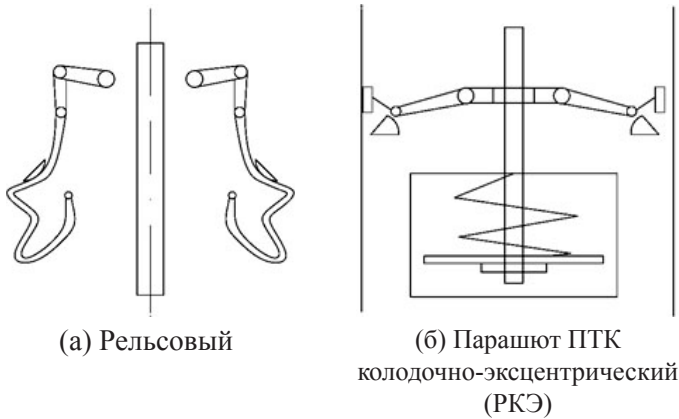


Рисунок 2 – Шахтные парашюты

Второй, наиболее совершенный – клетевый парашют типа ПТК. Это, по сути, универсальный парашют, который применяют при любых проводниках (деревянных, металлических), а также при двустороннем и одностороннем лобовом их расположении.

Захваты парашютов удерживают клетки на специально навешенных в стволе тормозных канатах – по два на каждую клеть. Канаты крепятся к головке копра на специальных амортизаторах, а вторые концы – в зумпфах. Плавность торможения обеспечивается амортизаторами и упругостью головных канатов.

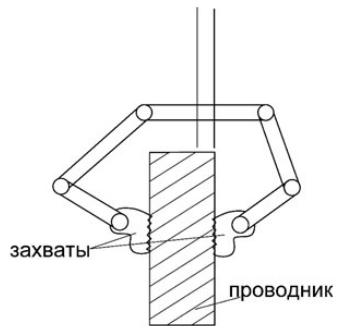


Рисунок 3 – Парашют врезания в проводник

На небольших подъемах обычно применяют более простые парашюты врезания (рисунок 3).

1.3.1. Опрокидные клетки

Подъемные установки на угольных шахтах небольшой производительности, как правило, оборудованы опрокидными клетями

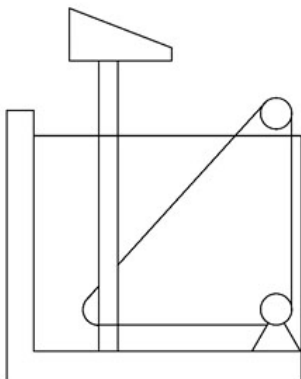


Рисунок 4 – Опрокидная клеть

при обязательном вертикальном стволе. Это в основном главные подъемы небольших шахт (рисунок 4).

Преимущество опрокидных клеток заключается в том, что производится механизированная разгрузка вагонетки без выхода ее из клетки. Это намного упрощает надшахтные сооружения и резко сокращает вагонный парк шахты.

Недостаток подъема с опрокидными клетями заключается в большом мертвом весе по сравнению с опрокидными при той же грузоподъемности, малой скорости движения в разгрузочных кривых, что увеличивает время одного цикла, а также необходимости специального устройства на копре для подъема людей, и исключаящее вход клетки в кривые при подъеме людей.

Процесс разгрузки сопровождается большими динамическими нагрузками на клеть, разгрузочные устройства и копер, что уменьшает срок их службы. Срок службы опрокидных клеток в среднем 6 месяцев, а опрокидных – до трех лет. Клеть состоит из одной рамы и платформы, соединенных между собой шарниром. Поворот платформы осуществляется на 135 и 45 градусов. К раме присоединяют подвесные устройства, парашют и предохранительный зонт.

Вагонетка удерживается на месте специальными стопорами, а борта ее упираются в уголки.

При подходе к месту разгрузки ролик входит в кривые, и платформа вместе с вагонеткой начинает опрокидываться, в то время как рама идет прямо. Длина пути по кривым составляет до 6 м. В настоящее время вместо опрокидывания клеток даже на шахтах небольшой и средней производительности начинают применять скипы, так как они проще по конструкции.

2. ГЛАВНЫЕ ПОДЪЕМЫ

2.1 Скипы

Все крупные шахты с большой производительностью как правило оборудованы подъемными сосудами, предназначенными главным образом для транспорта только полезного ископаемого, – скипами. По способу разгрузки скипы делятся на *опрокидывные* и *с разгрузкой через дно*. Скипы могут применяться как на шахтах с вертикальными стволами, так и с наклонным стволом. Скипы с разгрузкой через дно изготавливают емкостью от 3,5 до 50 тонн.

Опрокидывные скипы бывают емкостью порядка от 2,5 до 25 тонн. Они позволяют автоматизировать полностью весь цикл подъема полезного ископаемого, одновременно скипами можно обеспечить практически любую производительность шахты.

Скип состоит из рамы, кузова и прицепного устройства. При этом рама служит для направления движения скипа по стволу, кузов для транспорта материала. Опрокидывные скипы нашли наибольшее применение на шахтах малой и средней производительности, а также на шахтах цветной металлургии. Опрокидывание производится за счет ролика, входящего на копре в разгрузочные кривые (рисунок 5).

Сам кузов скипа представляет собой большой металлический короб, имеющий для жесткости стальные пояса. Во время разгрузки скип опрокидывается на 135–140 градусов.

Для угольных шахт обычно применяют скипы с разгрузкой через дно. У таких скипов дно обычно скошено, и боковая сторона

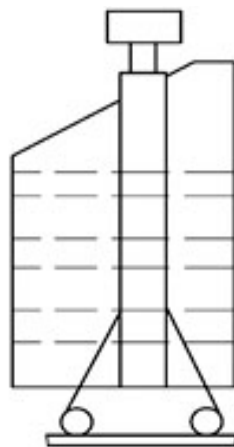


Рисунок 5 –
Опрокидывный скип

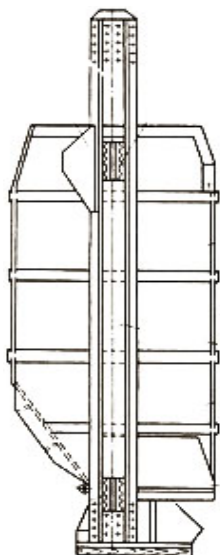


Рисунок 6 – Скип с разгрузкой через дно

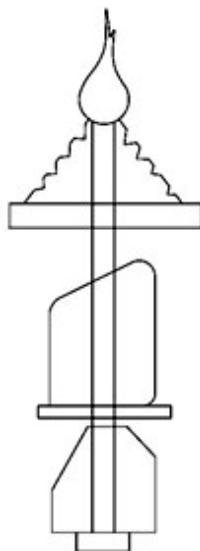


Рисунок 7 – Комбинированные сосуды (клеть + скип)

скоса закрывается специальным секторным затвором и рештаком. При входе на кривые сектор автоматически открывается, а рештак, наклоняясь, является продолжением скошенного днища. При разгрузке угля из скипов со скошенным днищем уголь меньше измельчается, так как рештак становится при разгрузке продолжением скошенного днища (рисунок 6).

При очень больших скипах и многоканатных подъемах часто применяют скипы с отклоняющимся кузовом.

Отклонение кузова происходит под углом в 15 градусов. Все конструкции скипов присоединяются к канату без коуша. Наиболее простые по своему устройству, безусловно, скипы опрокидные. Они гораздо проще по конструкции и легче. Но для них нужна большая высота подъема, большие динамические нагрузки и большое измельчение материала. Скипы с донной и боковой разгрузкой более сложны по конструкции, и частые случаи застревания кусков во время разгрузки, но они меньше измельчают уголь и уравновешены.

2.2 Комбинированные сосуды

В комбинированных сосудах клеть и скип смонтированы на одной раме. Такие скипо-клетки обеспечивают такую же производительность, что и обычные скиповые установки, не требуют дополнительной подъемной установки для клетьевого подъема, но обладают рядом недостатков, а именно: большой мертвый вес, большая высота копра, увеличенный диаметр каната, отсюда увеличенный вес копра и самое главное – меньшая безопасность для людей (рисунок 7).

Скипы при наклонных стволах движутся по рельсам, как правило это *опрокидные* или *с боковой разгрузкой*. Обычно при угле падения до 30 градусов применяются вагонетки, а до 70 градусов – скипы. Емкость скипов до 9 м³.

Противовесы применяются для уравнивания подъема мертвого груза при одной клетке или одном скипе. Они представляют собой каркас, в который помещают груз.

Бадьи применяются главным образом при проходке или углублении стволов и служат как для транспортировки людей, так и материалов. Для того чтобы бадья не раскачивалась, в стволе специально навешиваются канаты, по которым она движется как по направляющим. Бадьи также бывают опрокидные и не опрокидные, получившие большое распространение. Кузов бадьи изготавливается из листовой стали 6–8 мм (10 мм). Он может быть сварной или клепанный (рисунок 8).

Вагонетки для спуска и подъема людей

При угле падения 30 градусов применяются ВЛ-4 (рисунок 9).

Облегченные сосуды

Одним из недостатков современных подъемных сосудов является большой собственный вес. Качество подъемного сосуда характеризуется отношением его веса к весу поднимаемого груза, с учетом веса вагонетки (для клетей). Для обыкновенных клетей этот вес 2–3, для опрокидных клетей – 4–10.

Чем больше поднимаемый груз, тем меньше это отношение. Мертвый вес подъемных сосудов значительно влияет на размеры машины, каната и мощности двигателя, а отсюда – и на расход

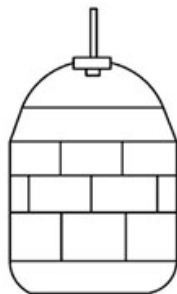


Рисунок 8 – Бадья

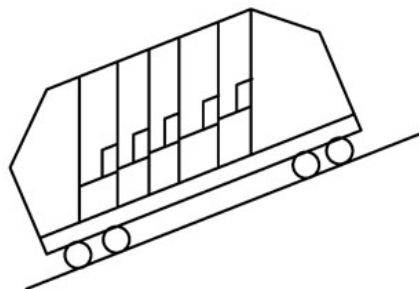


Рисунок 9 – Вагонетка для спуска и подъема людей

энергии. Снижение мертвого веса – это первоочередная задача. Это достигается применением легких сплавов для изготовления сосудов, изготовлением их из более прочных и высокосортных сталей, а также точными расчетами конструкций. В СССР были проведены опыты по изготовлению клетей из дюралюминия. Изготовление из легированных и высокосортных сталей дает возможность снизить мертвый вес до 35 %. Большое распространение получили сосуды, изготовленные из прочных сталей. Увеличение стоимости в данном случае компенсируется увеличением срока службы. Сосуды можно готовить и комбинированно, применяя стали и легкие сплавы.

2.3. Загрузочные и разгрузочные устройства

При скиповом подъеме для перегрузки угля из вагонов в скипы существуют загрузочные устройства. Обычно вагоны с помощью опрокидателя разгружаются в бункер, расположенный в специальной камере. При двух скипах у бункера имеется два рукава, при одном – один. Рукава оборудованы или питательными дозаторами, или дозаторными затворами, которые открываются автоматически с помощью скипа. При подходе скипа он садится на рычаг и открывает затвор дозатора и тот высыпает свое содержимое в скип. При подъеме скипа он сам же закрывает затвор. На поверхности скип разгружается автоматически в бункера, так

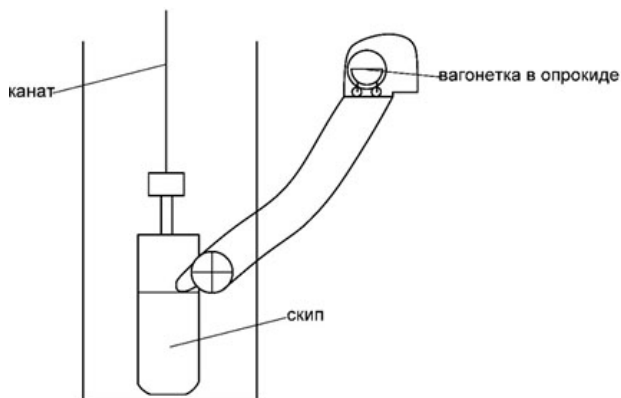


Рисунок 10 – Загрузочное устройство скупа

же через рукава, которые снабжены автоматическими затворами (рисунок 10).

2.4 Подъемные канаты

Крупные канаты изготавливают одинарной, двойной и тройной свивки. Как правило, все крупные подъемные канаты имеют внутри пеньковый сердечник, пропитанный маслом, который служит при эксплуатации каната источником смазки внутренних проволок. По размеру проволоки канаты делятся на канаты из проволоки одного диаметра и на канаты из проволоки разного диаметра – компаунд.

Практика шахтного подъема считает, что диаметр проволоки каната должен быть не меньше 1,4 мм или больше 3 мм. Очень тонкие проволоки быстро изнашиваются, а толстые плохо работают на изгиб, что ведет к уменьшению веса каната. По правилам безопасности допускаются в подъемном канате не более 5 % разорванных проволок на участке, равном шагу свивки. При большом числе разрывов канат подлежит замене. На каждом хвостовом канате допускается число разрывов не более 10 % от веса проволоки. Канаты круглого сечения могут быть:

1. Простой или одинарной свивки.

2. Двухкратной или двойной свивки.

3. Тройной или трехкратной свивки.

1. Канаты простой или одинарной свивки представляют собой пучок проволок, перевитых один раз (рисунок 11).

2. Канаты двойной свивки могут быть нескольких конструкций, но принципиально они все одинаковы, а именно, пучок проволок свивается сначала в прядь, а затем пряди свиваются в канат (рисунок 12).

3. Пряди могут представлять собой самостоятельные канаты простой свивки, когда пучки проволок навиваются на сердечник (пеньковый или стальной) (рисунок 13), и затем они свиваются в канат (также на пеньковый сердечник) (рисунок 14).

4. Пучки проволок, перевитые между собой, представляют собой пряди (но без сердечников), которые навиваются на канат.

5. Компаунды – пряди состоят из разного диаметра проволок. Наружные проволоки большего диаметра лучше стоят против износа, а внутренние – меньшего диаметра – увеличивают гибкость канатов (рисунок 15).

Тройная свивка заключается в том, что проволока свивается в пряди, пряди – в стренги и затем они уже в канаты (рисунок 16). Такие канаты называются кабельными. Свивка канатов и прядей может быть правая или левая, в зависимости от направления винтовой линии, а также свивка может быть параллельной

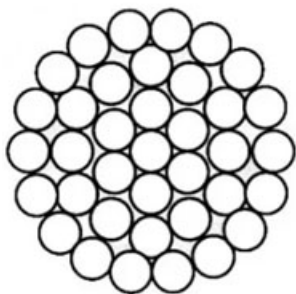


Рисунок 11 – Канат простой или одинарной свивки

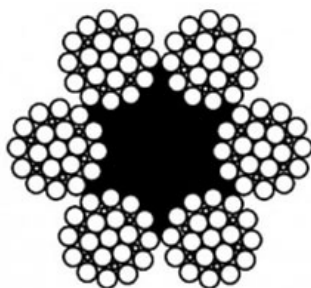


Рисунок 12 – Канат двухкратной или двойной свивки

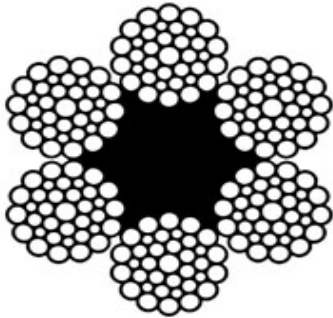


Рисунок 13 – Канат с пеньковым или стальным сердечником

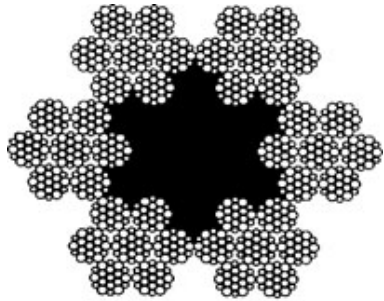


Рисунок 14 – Канат двойной свивки

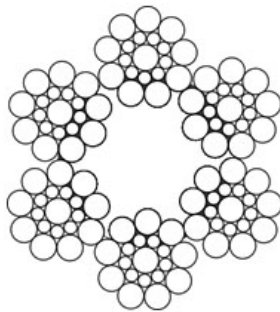


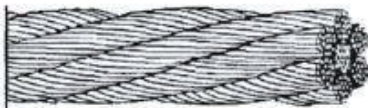
Рисунок 15 – Компаунды (разный диаметр проволоки)



Левая крестовая свивка



Правая крестовая свивка



Левая односторонняя свивка



Правая односторонняя свивка

Рисунок 16 – Канаты тройной свивки

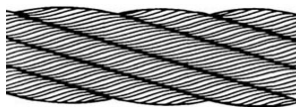


Рисунок 17 – Канат параллельной свивки

(односторонняя) или крестовой (пряди свиты в одну сторону, а сами они свиты в другую) (рисунок 17).

При параллельной свивке канаты получают более гибкие и более эластичные. Проволоки у канатов односторонней свивки имеют большую опорную поверхность при проходе по шкиву, так как они выходят наружу на большой длине, что также облегчает надзор за ними, и площадь соприкосновения каната с поверхностью шкива и барабана также гораздо больше (у них больше коэффициент трения, а вернее сцепления). И, как правило, на подъемах применяются канаты параллельной свивки. Однако канаты с параллельной свивкой подвержены раскручиванию и это очень серьезный недостаток. Канаты с крестовой свивкой, как правило, применяются для проходки шахт, когда сосудом является бадья. В настоящее время готовятся не раскручивающиеся канаты путем свивки отдельных слоев проволок в разные стороны, или же проволокам придается предварительно винтовая форма.

По конструкции и форме сечения прядей канаты делятся на круглопрядные и плоскопрядные с прядями в виде эллипса или треугольника, канаты закрытой конструкции из фасонных проволок. Они имеют гладкую поверхность, но они жесткие и применяются только для глубоких шахт и на канатных дорогах.

Большим недостатком круглопрядных канатов является то, что сечение каната заполнено только наполовину металлом. Это значит, что при одном и том же диаметре их несущая способность гораздо меньше и для больших грузов, и для больших глубин.

Эти канаты имеют слишком большой диаметр, а это ведет в свою очередь к увеличению размера машины. Кроме того, в круглопрядных канатах соприкосновение проволок друг с другом точечное (тип ТК), что приводит к быстрому износу канатов.

Канаты, изготовленные из проволок различного диаметра, а также канаты с фасонными прядями имеют значительно больший коэффициент заполнения сечения металлом. Лучшая

геометрия свивки каната – это линейные касания проволок по всей длине (тип ЛК)

Канаты с фасонными прядями и закрытой конструкцией применяются на многоканатных подъемах со шкивами трения, так как у них большая площадь соприкосновения, а отсюда меньшее удельное давление и большие коэффициенты сцепления.

Плоские канаты по своей конструкции состоят из четного числа прядей, часть из которых левой, а часть – правой свивки. Пряди свиты в стренги, и они уже сшиты в канат. Плоские канаты применяются чаще всего как хвостовые, но редко.

2.4.1 Расчет подъемных канатов

При работе подъемные канаты испытывают статические и динамические нагрузки. Эти нагрузки вызывают в проволоках соответствующее напряжение.

Статические нагрузки складываются из веса груза, собственного (мертвого) веса сосудов, веса самого каната, а также вредных сопротивлений в стволе. При переходе каната через копровые шкивы эти нагрузки вызывают в канате сопротивления изгиба, они появляются также и при навивке каната на барабан. Кроме того, в канате существуют остаточные напряжения, возникающие при изготовлении канатов. Динамические нагрузки возникают при ускоренном и замедленном движении каната, а также при начале и в конце движения. Они также возникают при всех внезапных остановках. Кроме того, канат имеет продольные колебания и его можно рассматривать как жесткую пружину огромной длины с подвешенным на конце грузом. Эти колебания усиливаются при близком обходе шкива или его эллиптичности.

Таким образом расчет канатов с учетом всех этих факторов является делом весьма трудным и несмотря на работы таких крупнейших отечественных ученых, как А.С. Ильичев, Г.Н. Савин, Горошко, он еще не доведен до конца и не может рекомендоваться для инженерных расчетов. А поэтому расчет всех канатов делается на статическую нагрузку с вводом повышенного запаса прочности. Этот метод расчета предусматривается и Правилами

ТБ. Эта методика обеспечивает достаточную работоспособность канатов в эксплуатации. Для расчета канатов вводятся следующие обозначения:

Q – полезный вес, кг;

Q_m – мертвый вес, кг (вес сосуда и вес вагонетки при клетевом подъеме). Таким образом, общая концевая нагрузка $Q_0 = Q + Q_m$.

H_0 – отвес каната, высота от места загрузки до оси копрового шкива, м.;

p – вес 1 п.м. подъемного каната, кг;

q – вес 1 п.м. хвостового каната;

S – сечение проволок подъемного каната, м²;

d – диаметр каната, мм;

σ – предел прочности материала, кг/м;

γ – удельный вес материала каната, кг/м³;

n – запас прочности.

1. Расчет каната для неуровновешенного, частично уравновешенного и уравновешенного подъемов

($q = 0$), ($q < p$), ($q = p$).

Самое опасное для этих подъемов это нижнее положение груза и канат испытывает наибольшее напряжение в точке сбегающего со шкива (рисунки 18, 19).

Уравнение прочности для данного случая будет:

$$Q + Q_m + pH_0 = \frac{\sigma}{n} S. \quad (1)$$

В этом уравнении два неизвестных p и S , но они могут быть выражены друг через друга. Вес одного метра каната выражается $p = S\gamma\beta$, где β – коэффициент, учитывающий увеличение длины проволок за счет свивки и веса сердечника для отечественных канатов $\beta \approx 1,15$.

Произведение $\gamma\beta$ называется условным объемным коэффициентом $\gamma\beta = \gamma_0$ и при $\gamma = 7800$ кг/м³, $\gamma_0 = 9000$ кг/м³

Отсюда $p = S\gamma_0$ или $S = \frac{p}{\gamma_0}$. Подставляя это в уравнение (1) решаем уравнение (1) относительно p

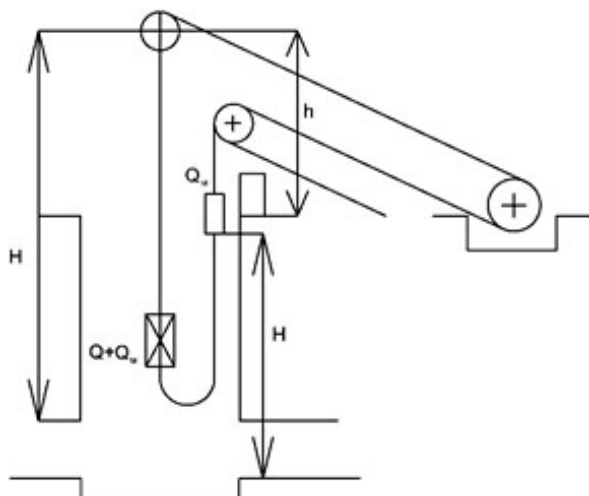


Рисунок 18 – Схема для неуравновешанного подъема

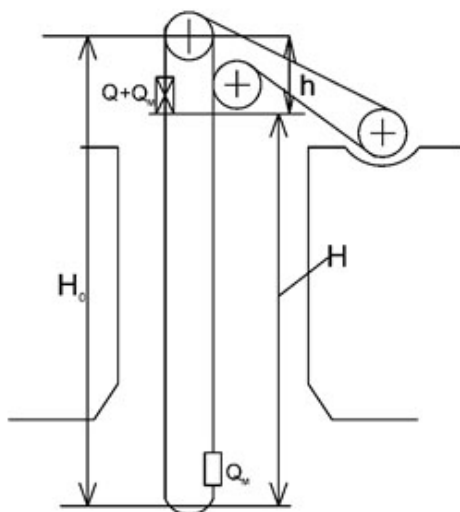


Рисунок 19 – Схема для уравновешанного подъема

$$p = \frac{Q + Q_m}{\frac{\sigma}{\gamma_0 n} - H_0} \text{ кг/м.}$$

В расчетах следует брать предел прочности $\sigma = 160\text{--}180$ кг/мм². Запасы прочности n даются для каждого подъема в правилах ТБ. Для грузовых подъемов $n = 6,5$, для грузо-людских подъемов $n = 7,5$, для чисто людских подъемов $n = 9$, для подъемов со шкивами трения $n = 8$.

Определив расчетное p выбирают канат, у которого статическое $r_{ст} \geq p$ будет больше (ближайший больший) и определяют действительный запас прочности, зная из каталога Q разрывное усилие выбранного каната:

$$n_g = \frac{Q_{раз}}{Q + Q_m + P_{ог} H_0},$$

где n_g – не должен быть меньше чем предусмотрено правилами ТБ.

При больших длинах каната они лучше воспринимают динамические нагрузки за счет естественной упругости и для больших глубин этот коэффициент запаса, пожалуй, можно было бы уменьшить.

2. Расчет каната переуравновешенного подъема ($g > p$)

В этом случае наиболее нагруженным канат будет в случае, когда нагруженная клеть будет вверху. Уравнение прочности в этом случае будет:

$$Q + Q_m + gH_0 = \frac{\sigma}{n} S \quad \frac{q}{P} = \lambda \quad (2)$$

Обозначим отношение $\frac{P}{q}$, $q = \lambda \cdot p$, где $\lambda > 1$.

Заменим q в формуле (2) $ph + qH = qH_0$ и обозначая

$$S = \frac{p}{\gamma\beta} = \frac{p}{\gamma_0} \text{ получим, что } p = \frac{Q + Q_m}{\frac{\sigma}{\gamma_0} - \lambda H_0}$$

Как правило, из практики известно, что $q - p = 2 \div 3$ кг.

После подбора подъемного каната $p_{ct} > p$ и уравновешивающего $q_{cm} = (2 \div 3) + p_{ct}$ определяем

$$n_g = \frac{Q_{двс}}{Q + Q_m + q_{cm}H_0}$$

3. Расчет каната для наклонного подъема (рисунок 20)

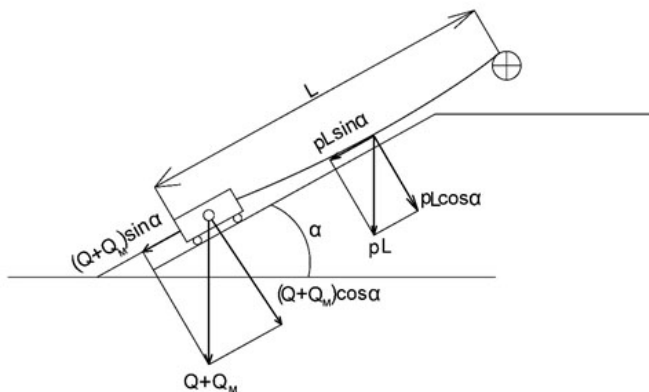


Рисунок 20 – Схема расчета каната для наклонного подъема

α – угол наклона ствола;

L – длина наклонного подъема;

$Q + Q_m$ – полная конусная нагрузка.

Кроме основных сил при движении сосуда по наклонному стволу существуют еще силы трения, определяемые коэффициентом трения:

f_1 – коэффициент трения при перемещении вагонетки по рельсам (при подшипниках качения $f_1 \approx 0,02$);

f_2 – коэффициент трения при перемещении каната по роликам, а частично – по почве $f_2 \approx 0,02$.

Таким образом, у нас будут действовать силы $(Q + Q_m)f_1 \cos \alpha$ и $pLf_2 \cos \alpha$

Уравнение прочности будет:

$$(Q + Q_m)(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + pL(\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) = S \frac{\sigma}{n}$$

Также, заменяя $S = \frac{p}{\gamma_0}$, получим $p = \frac{(Q + Q_m)(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha)}{\frac{\sigma}{\gamma_0 n} - L(\sin \alpha + f_2 \cos \alpha)}$

Выбираем канат из условия $p_{ст} \geq p$, определяем действительный запас прочности и чтобы он не выходил за нормы ТБ.

$$n_g \geq \frac{Q_{роз}}{(Q + Q_m)(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + p_{ст} L(\sin \alpha + f_2 \cos \alpha)}$$

4. Расчет многоканатных подъемов

Прицепное устройство многоканатных подъемов делается таким образом, чтобы нагрузка на все канаты распределялась равномерно. Расчетные схемы могут быть такие же, как и в случае одноканатного подъема. И в расчетах находится вес одного каната в зависимости от того, какой (уравновешенный или неуравновешенный) подъем.

$$p = \frac{Q + Q_m}{z \left(\frac{\sigma}{\gamma_0} - H_0 \right)} \quad \text{или} \quad p = \frac{Q + Q_m}{z \left(\frac{\sigma}{\gamma_0} - \lambda H_0 \right)}$$

Как правило, число канатов берется четное при этом попарно они разной свивки (один левой, другой – правой). Для ликвидации кручения иногда применяют и четное число канатов. Число канатов может быть самое различное, но нашими учеными доказано, что применение канатов более 6 кг целесообразно из такого соображения: $\frac{\pi D_0^2}{n} = z \frac{\pi D^2}{n}$, $D^2 = \frac{D_0^2}{z}$; $D = D_0 \frac{1}{\sqrt{z}}$, но в практике встречаются случаи, когда их бывает 8 и 10 кг.

5. Канаты для больших глубин

Глубина шахт в настоящее время может быть такой, что только вес собственно каната уже будет полной нагрузкой (по допустимым напряжениям).

Допустимая максимальная глубина или отвес каната может быть такой при $\sigma = 160 \text{ кг/мм}^2$ и $n = 6,5$.

$$H_{np} = \frac{\sigma}{\gamma \cdot n} = \frac{160 \cdot 10^6}{6,5 \cdot 9000} = 2740 \text{ м.}$$

На этой глубине уже никакого груза подвешивать нельзя, а с приближением к большим глубинам приходится уменьшать полезные веса. Для того чтобы не терять производительность необходимо увеличивать скорость, но это также часто не дает эффекта. Поэтому для расширения пределов применения можно идти следующими путями.

1. Увеличение пределов прочности материала канатов. И сейчас это уже сделано. Сейчас выпускаются канаты с $\sigma = 200$ кг/мм² и даже с применением определенных присадок можно достигнуть большей величины.

2. Улучшение технологии свивки и конструкции канатов это:

- а) канаты переменного сечения (ступенчатые);
- б) канаты равного сопротивления растяжению;
- в) свивка с линейным касанием вместо точечного;
- г) канаты закрытой конструкции.

3. И один из путей – это уменьшение запаса прочности, и, как показали исследования некоторых ученых (Савин Г.Н.), с глубиной имеется полная возможность снижать запас прочности (таблица 1).

Таблица 1 – Уменьшение запаса прочности

Длина отвеса	Запас прочности		
	грузовой	грузолюдской	людской
0–150	6,5	7,5	9,0
150–300	6,3	7,3	8,7
300–600	6,2	7,0	8,4
600–900	6,7	6,7	7,8
900–1200	5,5	6,3	7,3
Более 1200	5,3	6,0	6,8

4. И следующий путь – это уменьшение собственно мертвого веса сосудов.

5. И, наконец, один из путей, которым пользуются за границей, где глубина достигает 2000 м и более подъемы делаются ступенчатыми, а запасы прочности у них значительно ниже.

2.5 Коренная часть подъемной машины

Коренная часть подъемной машины состоит из органов навивки, вала, подшипников с подстаменами (фундаментов) и механизмами торможения. Органы навивки служат для навивки и свивки подъемных канатов при подъеме и спуске подъемных сосудов. В качестве органов навивки могут быть барабаны, бобины и шкивы трения. Все органы навивки различаются по постоянству радиуса навивки и делятся на две категории:

1. С постоянным радиусом навивки – цилиндрические барабаны и шкивы трения, которые в свою очередь делятся на *одинарные* и *двойные*.

Одинарные, в свою очередь, делятся на *цельные* и *разрезные*.

2. К органам навивки с переменным радиусом относятся: *цилиндроконические*, *бицилиндроконические*, *бобины*.

Конические барабаны и бобины изготавливаются только *двойными*, а цилиндрические и бицилиндроконические изготавливаются как *двойные*, так и *одинарные*.

2.6 Органы навивки постоянного радиуса

К этим органам относятся, прежде всего, цилиндрические барабаны. Машины с цилиндрическими барабанами могут быть как с *одним барабаном*, так и *двухбарабанные*. При этом у двухбарабанных машин один из барабанов переставной, т. е. может поворачиваться на валу, в то время как второй барабан закрепляется жестко. Барабан состоит из ступицы, посаженной на валу на шпонках. Ступицы для небольших машин (до 3 м в диаметре) отливаются из чугуна, а для машин больших – из стали. К ступицам с помощью болтов укрепляются спицы из швеллерного железа, а к ним металлическая оболочка из стали 10–20 мм. Внутри имеются специальные ребра жесткости. Верхняя часть барабана, т. е. вся металлическая оболочка, покрыта деревянной футеровкой, укрепленной болтами. Футеровка делается из плоского вязкого дерева (граб, ясень, вяз) и крепится к оболочке с помощью специальных болтов, ширина каждой футеровки 120–150 мм. По

футеровке нарезаются канавки для размещения каната. У двухбарабанных машин оба барабана укреплены на одном валу. Один переставной. Переставной барабан соединен с валом специальным механизмом (зубчатого, червячного или фрикционного типа), который служит для регулировки концов каната, для изменения длины ветвей, когда канат вытягивается, а также служит для регулировки при подгонке к горизонтам. На малых машинах обычно перестановка осуществляется с помощью первичных механизмов, а на больших – с помощью зубчатого механизма с дистанционным управлением с пульта. Конец каната прикрепляется не на внешней поверхности барабана, а внутри него, пропускаясь через специальную щель с плавным переходом без острых кромок. Он закрепляется с помощью специального устройства. Категорически запрещается крепить канат к валу машины.

Для создания благоприятных условий работы каната на изгиб соотношение между диаметрами барабана, каната и проволокой каната должно быть следующее:

1. Для барабанов, установленных на поверхности $D_{\delta} \geq 79,5dk$.
2. Для барабанов подъемных машин, установленных под землей $D_{\delta} \geq 60dk$ ($D_{\delta} \geq 900\delta$, где δ – диаметр проволоки).

Обычно после выбора типа каната определяется диаметр барабана, а затем его ширина навивочной части барабана

$$B = Zl_k,$$

где Z – число витков на барабане,

l_k – расстояние между центрами витков.

$$Z = \frac{H + l_p}{\pi D_{\delta}} + Z_{TP},$$

где H – высота подъема,

l_p – резервная длина каната,

Z_{TP} – витки трения (не менее 3 витков).

Резервная длина каната l_p необходима для компенсации кусков каната, отрубаемых для испытания.

Куски для испытания должны быть 5–7 м при сроке службы каната 3 года $l_p = 30$ –40 м. Высота подъема при неопрокидных

клетях $H = H + h_3$, где H – глубина от отметки устья до верхней приемной площадки; h_3 – высота отметки устья до верхней приемной площадки.

Высота подъема при опрокидных скинах

$$H = H_{\text{ш}} + h_{\text{заг}} + h_{n,\delta} + h_{\text{пр}},$$

$h_{\text{заг}}$ – высота от рамы скипа при загрузке до уровня околоствольного ствола,

$h_{n,\delta}$ – высота от устья шахты до верхней кромки поверхностного бункера,

$h_{\text{пр}}$ – превышение рамы скипа над кромкой бункера.

Расстояние между центрами двух соседних витков: $l_k = d + \varepsilon$, где ε – зазор между витками, 2–3 мм.

Таким образом, при однослойной навивке каната на барабан (обычно при двух барабанных машинах)

$$B = \left(\frac{H + l_p}{\pi D_\delta} + Z_{TP} \right) (d + \varepsilon).$$

Допускается и двухслойная навивка каната на барабан при установке грузовых вертикальных подъемов на поверхности. Для подземных грузовых вертикальных и наклонных подъемов установок, а также для поверхностных грузовых наклонных откаточных подъемных установок допускается трехслойная навивка каната на барабан. При применении многослойной навивки необходимо тщательно следить за последним рядом и особенно последнего ряда $1/4$ витка при навивке каната в несколько слоев

$$B = \left(\frac{H + l_p}{n_{\text{сл}} \pi D_{\text{cp}}} + Z_{TP} + Z_3 \right) (d + \varepsilon),$$

где $n_{\text{сл}}$ – число слоев навивки,

D_{cp} – средний диаметр навивки,

Z_3 – число запасных витков для передвижки каната через каждые два месяца на $1/4$ витка. Обычно $Z_3 = 4$.

Ширина навивочной поверхности при одном барабане и намотке на ней двух ветвей каната: в нее входят все указанные величины H , l_p , Z_{mp} с учетом двух концов и зазора между ними в $Z_{\text{зас}} = 1-2$ витка. Отсюда

$$B = \left(\frac{H + 2l_p}{\pi D_\delta} + 2Z_{TP} + Z_{зав} \right) (d + \varepsilon).$$

Резервные длины канатов на крупных машинах при одном барабане имеют специальные бобины внутри барабана с механическим приводом (обычно червячный редуктор с ручным или электрическим приводом).

2.7 Шкивы трения

Они применяются обычно вместо цилиндрических барабанов. Шкивы трения гораздо уже и легче по своей конструкции. Канат на шкивах трения не закрепляется, а перемещение сосудов осуществляется за счет сил трения между канатом и футеровкой шкива, т. е. перебрасывается через шкив и навивается на него.

Для ликвидации проскальзывания каната вокруг шкива его поверхность футеруется хорошим фрикционным материалом (дерево, кожа, резина, фибра и т. д.). Как правило, канаты для этой цели применяют параллельной свивки. Отношение диаметра шкива трения к диаметру каната должно быть не менее 120

$$D_{ум} \geq 120dk.$$

При выборе диаметра шкива нужно учитывать допустимое удельное давление каната на футеровку, и оно должно быть не выше 8 кг/см^2 .

$$q_{уд} = \frac{S_n + S_{сб}}{D_{ум} dk} \leq 8 \text{ кг/см}^2,$$

где $S_n, S_{сб}$ – натяжение набегающей и сбегающей ветвей каната.

2.8 Органы навивки переменного радиуса

К органам навивки с переменным радиусом относятся цилиндрические и бицилиндроконические барабаны, которые используют главным образом на шахтах большой глубины (более 700 м). Они предназначены для размещения на барабане каната

большой длины, но главным образом для выравнивания нагрузки на двигатель подъемной машины.

В начале подъема, когда нагрузка на канат достигает слишком большой величины, выражающейся в нескольких десятках тонн, для уменьшения вращающего момента на ободе барабана канат навивается на барабан малого диаметра. По мере подъема каната нагрузка на канат уменьшается, так как канат уменьшается по длине, навивка происходит на все увеличивающийся диаметр барабана. Это делает равномерной нагрузку на двигатель на все время подъема.

В СНГ получили распространение машины с одним бицилиндроконическим барабаном. Такие машины выпускаются НКМЗ с диаметром большого барабана до 10 м и малого барабана – до 5,5 м (рисунок 21).

Бицилиндроконический барабан состоит из двух половин. При этом большая часть, состоящая из двух цилиндрических барабанов, соединенных между собой конусом, и вся эта конструкция жестко сидят на валу.

Вторая часть состоит из конусной части и малого барабана и является перестановочной. В этой же перестановочной части внутри находится бобина для регулировки длины каната при его вытяжке, а также выпуска каната при работе с двух горизонтов. Вращение бобин осуществляется специальным устройством при неподвижном главном барабане.

В то же время разрезная конструкция барабана позволяет работать при двух горизонтах, так как дает возможность регулировать ветви каната (канат наматывается на малый барабан). Бобины

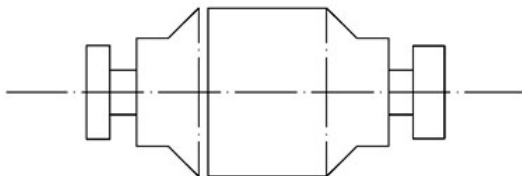


Рисунок 21 – Барабан с переменным радиусом навивки (цилиндроконический, бицилиндроконический)

у больших машин служат также для производства испытаний канатов без вращения барабана. Как правило, сами барабаны соединены между собой фрикционным механизмом. Конструкция барабанов обычно сварная. К металлическим оболочкам поверхности барабана прикрепляется деревянная футеровка с желобками для укладки каната. На поверхностях конусных частей привариваются желобки специального профиля.

В настоящее время на НКМЗ готовят машины без футеровки барабанов, а благодаря наличию крупных станков имеется возможность резать желоба непосредственно по поверхности металлической оболочки и разрабатывается технология покрытия поверхностей специальной синтетической массой. В настоящее время выпускаются стандартные машины для глубин от 700 до 1300 м.

Кратко остановимся на шкивах трения и особенно на многоканатных машинах и их достоинствах. Обратим особое внимание на то, что они гораздо проще по конструкции и самое главное надежны по проскальзыванию и обрыву каната, уменьшению прочности.

Расчет параметров бицилиндроконических барабанов

Во всех случаях витки трения располагаются на малых цилиндрах в количестве не менее 3. Резервная часть каната располагается на бобинах внутри барабана. Определение диаметра каната производится обычным способом в зависимости от схемы подъема. Диаметр малого цилиндра бицилиндроконического барабана определяется из условия $D_{м.ц.} \geq 79,5dk$.

Диаметр большого барабана определяется из условия

$$D_{бц} = \alpha D_{мц}$$

где $\alpha = \frac{D_{бц}}{D_{мц}} = 1,8 \div 2,0$, т.е. $\alpha = 1,8 \div 2,0$ (ширина отдельных секций барабана).

При расчете вся высота подъема разбивается на три участка на основании расчета по диаграммам из условий уравнивания подъемной системы:

- а) $h_{\text{мц}}$ – длина каната, навиваемая на малый барабан;
 б) h_k – длина каната, навиваемая на коническую часть барабана;
 в) $h_{\text{бц}}$ – длина каната, навиваемая на большой цилиндр.
 Практически из условий уравнивания обычно

$$h_{\text{мц}} = \pi D_{\text{мц}} \cdot n_{\text{мц}}, h_k = \pi \frac{D_{\text{мц}} + D_{\text{бц}}}{2} n_k,$$

$n_{\text{мц}} = 3-4$ витка на малых цилиндрах рабочих витков n на конусе $Z 10$.

Ширина малого барабана

$$B_{\text{мц}} = \left(\frac{h_{\text{мц}}}{\pi D_{\text{мц}}} + Z_{\text{п}} \right) (d + \varepsilon).$$

Ширина большого цилиндра

$$B_{\text{мц}} = \left(\frac{h_{\text{бц}}}{\pi D_{\text{бц}}} \right) (d + \varepsilon).$$

В этих двух случаях ε – расстояние между витками, берется так же, как и на цилиндрических барабанах – 2–3 мм.

Ширина конической части

$$B_k = \frac{h_k}{\pi \left(\frac{D_{\text{бц}} + D_{\text{мц}}}{2} \right)} (d + \varepsilon).$$

Зазор между соседними витками на конусной части $\varepsilon = 15-20$ мм.

В машинах всех размеров число витков на конусной части современных машин равно 10.

Резервная часть каната для испытаний навита на бобину внутри малого барабана и составляет 30–35 м.

3. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА

Каждая подъемная машина оборудуется устройствами для рабочего и предохранительного торможения. Рабочее торможение служит для подтормаживания машины перед остановкой и полного затормаживания в период пауз, т. е. во время загрузки и разгрузки подъемных сосудов двигатель полностью отключается, и вся подъемная система удерживается рабочим тормозом в покое.

Предохранительное торможение служит для экстренных остановок машины и всей системы подъема при аварийных случаях: исчезновении напряжения в главной цепи и вторичной коммутации, когда срабатывают различные защитные устройства (реле ограничения скорости, концевые выключатели, реле давления и т. д.).

Тормоза состоят из двух основных элементов – исполнительного органа и привода. У современных машин исполнительный орган один для рабочего и предохранительного тормозов, и он состоит из обода, жестко скрепленного с барабаном, стоек с укрепленными на них тормозными колодками. Колодки тормоза изготавливаются из дерева, а в последнее время – из специальной прессованной массы. Максимальное удельное давление при деревянных колодках 5 кг/см^2 , а при прессованной массе – до 10 кг/см^2 . Управление рабочим тормозом осуществляется машинистом. Управление предохранительным тормозом – автоматическое, но может быть осуществлено также и машинистом. При этом рабочее торможение осуществляется с пульта управления при помощи рукоятки, действующей на пневматический или гидравлический привод. А предохранительное торможение на всех машинах осуществляется грузами, т. е. источником энергии, действующим на тормозную систему, служит вес грузов

и применение других источников энергии категорически запрещается по ТБ.

Для приведения в действие рабочего тормоза при пневматическом приводе на подъеме имеется специальный компрессор производительностью 1–5 м³/мин, который, включаясь и выключаясь автоматически, держит давление в системе не ниже 4 атм. и не выше 6 атм. (рисунок 22).

При гидравлическом приводе его питание осуществляется от маслостанции с включением в систему аккумулятора давления. Давление масла в системе регулируется также предохранительным клапаном и держится в пределах 4–6 атм. Обычно рабочее и предохранительное торможение осуществляется одним и тем же грузом, который при рабочем торможении поднимается и опускается под давлением масла или воздуха. Гидравлический привод рабочего тормоза проще пневматического, но он имеет один недостаток по сравнению с пневматическим – более длительное время срабатывания, а именно 0,4–0,6 сек. по сравнению с пневматическим, у которого скорость срабатывания составляет 0,1–0,2 сек.

Надежность тормозов обеспечивает безопасность работы всей подъемной установки. А поэтому тормоз рассчитывается с трехкратным запасом тормозного момента по сравнению со статическим. В зависимости от перемещения колодок различаются тормоза с поступательным и угловым перемещением колодок.

Колодки с поступательным перемещением имеют угол обхвата порядка 90–100 градусов (рисунок 23).

Как правило, такими тормозами оборудованы крупные подъемные машины.

Тормоза с угловым перемещением гораздо проще и имеют угол обхвата, составляющий порядка 60 градусов. Такого типа тормоза применяются на машинах небольшого размера (рисунок 24).

Во избежание ударов и колебаний при аварийном торможении, т.е. срабатывании предохранительного тормоза под действием падающего груза, аварийное торможение происходит в две ступени. С помощью специальных устройств (электромагнитов), открывающих золотнички, происходит такое перераспределение

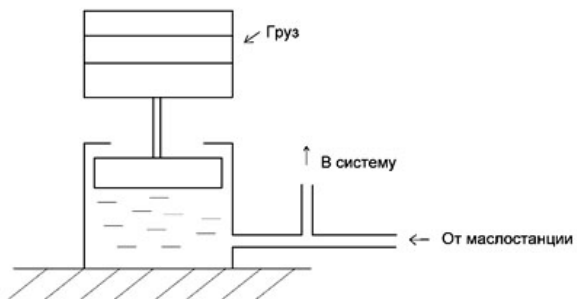


Рисунок 22 – Тормоз подъемной установки
(гидравлический, пневматический)

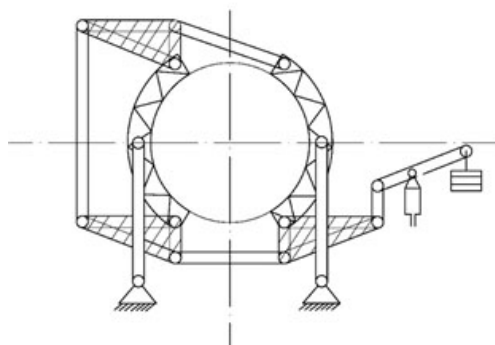


Рисунок 23 – Колодочный тормоз ПМ

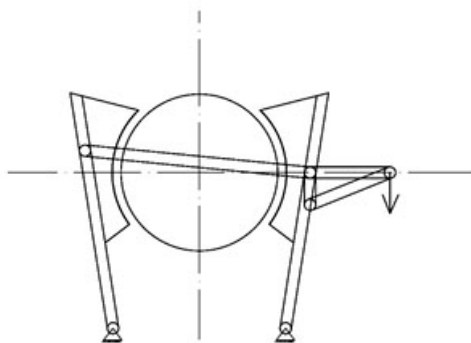


Рисунок 24 – Тормоз с угловым перемещением

воздуха (масла) между рабочим и аварийным цилиндрами, что, прежде чем груз начнет падать, колодки окажутся прижатыми к тормозному ободу, а уже после этого идет опускание груза и тормоз наглухо захватывает систему. Согласно Правил безопасности, в угольных и сланцевых шахтах тормоза подъемных машин должны удовлетворять следующим основным требованиям:

1. Рабочий и предохранительные тормоза должны иметь независимое управление.

2. Предохранительный тормоз должен быть только колодного типа и исключительно с грузовым приводом. Рабочий тормоз может быть с грузовым гидравлическим или пневматическим приводом.

3. Исполнительный орган тормоза должен быть снабжен блокировкой, исключающей возможность притормаживания машины при чрезмерном износе колодок.

4. Продолжительность холостого хода (время с момента включения тормоза до момента прижатия колодок к тормозному ободу) предохранительного тормоза не должна превышать 0,5 сек.

5. При растормаживании машины после срабатывания предохранительного тормоза необходимо предварительно затормозить машину рабочим тормозом.

4. РЕДУКТОРЫ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Для преобразования числа оборотов (уменьшения их в определенное число раз согласно передаточному числу) и одновременно увеличения во столько же раз крутящего момента на валу машины между валом машины и валом двигателя устанавливается редуктор. Редуктор представляет собой закрытую зубчатую передачу – одноступенчатую или двухступенчатую. При малых и средних вращающих моментах обычно применяют зубчатые колеса с прямыми зубьями. При больших вращающих моментах применяют косозубые колеса или же с шевронными зубьями, которые при одной и той же ширине передают большие вращающие моменты и имеют более спокойный ход. Как правило, колеса редукторов готовят из высокосортного стального литья, допускающего большие напряжения. Корпус редуктора жесткий литой с малой звукопроводностью и имеет смотровые окна для наблюдения за состоянием рабочих колес и наличием смазки.

У крупных машин подшипники редукторов, как правило, скользящие. У малых машин применяются подшипники качения. Одноступенчатые редукторы применяются на машинах, где нужны большие скорости, и они имеют два ведущих вала – шестерни. К одному присоединен главный двигатель, к другому резервный или второй двигатель половинной мощности при двухдвигательном приводе. Одноступенчатые редукторы чаще всего применяются на крупных машинах. Двухступенчатые редукторы применяются на машинах с диаметром барабана до 3 м и редко до 4 м с небольшими скоростями подъема. Передаточные числа одноступенчатых редукторов – 10,5 и 11,5. У двухступенчатых редукторов – 20 и 30. И по особому заказу заказчика могут быть изготовлены с передаточным числом – 9,5. С коренным валом редуктор соединен *обычной зубчатой муфтой*, а с валом двигателя – *пружинной муфтой*. Эти муфты частично могут компенсировать перекосяк и несоосность валов.

Пружинная муфта, кроме того, смягчает удары и толчки в редукторе при пуске и торможении машины. В последнее время на подъемных машинах начали применяться гидроэлектроприводы. Гидроэлектроприводы могут быть представлены с турбомуфтами и турботрансформаторами.

Турбомуфта состоит из насосного колеса, соединенного с валом двигателя, и турбинного колеса, соединенного с валом машины, и все это помещается в один кожух. Насосное колесо при вращении гонит жидкость на лопатки турбины и вращает ее за счет запасенной кинетической энергии (отдавая ее). Скорость вращения машины осуществляется изменением уровня заполнения рабочей полости маслом. Реверсирование производится посредством установки двух гидромуфт – прямого и обратного хода. *Турботрансформаторы* имеют неподвижный направляющий аппарат. Турбозубчатые передачи имеют следующие преимущества:

- 1) исключается пускорегулирующая аппаратура;
- 2) бесступенчатое плавное регулирование скорости;
- 3) снижение динамических усилий в элементах установки;
- 4) имеется возможность применения синхронных и асинхронных двигателей.

Недостаток – сложность изготовления и высокая стоимость.

Система смазки подъемных машин

Смазка всех узлов и деталей подъемной машины осуществляется централизованно от одной насосной станции, которая располагается в подвале подъемной установки. Смазка – циркуляционная, которая обслуживает редуктор, подшипники редуктора и коренного вала и все движущиеся части. Для смазки применяется автол или масло индустриальное – 50. Давление в системе – 2–3 атм. Обязательно существует блокировка между пусковой аппаратурой и маслосистемой, и машина не может быть пущена в ход, пока не будет включена смазка.

Пульт управления

Пульт управления подъемной машины предназначен для ее пуска и остановки, рабочего предохранительного торможения

и перестановки барабанов. Обычно у машин НКМЗ на пульте управления имеется четыре рукоятки для каждой операции.

Рукоятка для пуска и остановки одна и в зависимости от ее положения от нейтрали машина идет в ту или другую сторону, а величина отклонения определяет скорость. Рукоятки тормозов находятся слева, внутри – рабочая и крайняя перегородка предохранительного тормоза, красная справа – для перестановки барабанов. Имеются машины с двумя и тремя рукоятками.

Направляющие шкивы

Направляющие (или копровые) шкивы служат для направления подъемных канатов и устанавливаются на копрах.

Стандартные копровые шкивы изготавливают двух типов: шкивы малых размеров (до 4 м) обычно литые, чугунные со спицами велосипедного типа (крупные). Крупные шкивы, штампованные из стали или литые со спицами, – из швеллерного железа. Для уменьшения износа каната желоба шкивов футеруются деревом, резиной или другим материалом. При машинах с одним барабаном, шкивом трения и при БЦКБ шкивы располагаются обычно один над другим в одной плоскости.

При двухбарабанных машинах шкивы располагаются на одной оси с расстоянием в зависимости от типа подъемных сосудов. Для определения диаметра направляющих шкивов установлены такие же нормы $D_{ш} \geq 79,5dk$ или $D_{ш} \geq 1200\delta$.

5. КОПРЫ

Копры предназначены для установки на них направляющих шкивов, многоканатных машин, крепления разгрузочных кривых, направляющих проводников, посадочных устройств и приемных площадок. Копры в зависимости от срока службы могут быть деревянные (при сроке службы 5–8 лет), металлические (получили наибольшее распространение) и железобетонные.

Металлические – более мягкие, и могут быть изготовлены непосредственно на заводе, требуют меньшей затраты времени на установку (монтаж).

Железобетонные копры башенного типа обычно предназначаются для многоканатных машин, устанавливаемых непосредственно на копре.

По конструкции копры делятся на: одноногие, двуногие, трехногие, четырехногие, четырехстоячные, шатровые, башенные и цилиндрические.

Расположение подъемной машины относительно ствола шахты

Выбор места расположения подъемной машины зависит от компоновки поверхностных сооружений: схемы поверхностного транспорта и способа разгрузки подъемных сосудов. Необходимо всегда предусматривать, чтобы фундамент машинного здания не соприкасался с фундаментом укосины копра, так как вибрация копрового сооружения резко сказывается на целостность фундамента машины. Все разгрузочные операции должны производиться в сторону противоположную здания машины.

Машинное отделение должно быть отнесено от ствола на такое расстояние, чтобы угол наклона струны был не менее 30 градусов (а по последним данным шахтострой на основании обобщения данных строительства шахт – не менее 35 градусов).

При малых углах наклона канат может задевать за раму машины, а также увеличивается нагрузка на опрокидывание копра, а увеличение длины струны в свою очередь приводит к дополнительным нагрузкам и сильному ее биению.

Практика строительства шахт показала, что наибольшая длина струны каната не должна быть больше 55–60 м. Если струна превышает эту длину, то между копром и подъемной машиной надо располагать мачту для поддержания струны.

Определение высоты копра

При подъемных установках, оборудованных клетями и расположением направляющих шкивов, на одной оси высота копра составляет (рисунок 25):

$$h = h_{np} + h_{кл} + h_{пер} + 0,75R_{шк} ,$$

где h_{np} – высота от нулевой отметки до приемной площадки (6–12 м);

$h_{кл}$ – высота клетки с прицепным устройством до верхнего;

$h_{пер}$ – высота переподема;

$h_{пер}$ – для обычных клеток понижается высота от нормального положения клетки на площадке до места соприкосновения верхнего жимка с ободом направляющего шкива;

$h_{пер}$ – для опрокидных клеток от приемной площадки до места входа клетки в разгрузочные кривые.

Согласно правилам ТБ, при скорости до 3 м/сек – 4 м/сек, а при скорости выше 3 м/сек. – не менее 6 м, при бадьях и проходческих работах – не менее 4 м. Для опрокидных клеток – 5 м.

Если шкивы на копре расположены в одной вертикальной плоскости, то высота копра составляет

$$h = h_{np} + h_{кл} + h_{пер} + 0,75R_{шк} + D_{шк} + (1,0 \div 1,5) .$$

При опрокидных скипах

$$h_k = h_{н\delta} + h_{np} + h_{ск} + h_{пер} + 0,75R_{шк} ,$$

где h_{δ} – высота от отметки устья шахты до кромки приемного бункера (10–20 м);

h_{np} – превышение скипа над кромкой бункера;

$h_{ск}$ – высота скипа с прицепным устройством до верхнего жимка;

$h_{пер}$ – высота переподъема не менее 5 м (по старым правилам не менее 3 м).

В настоящее время установлены типовые конструкции копров, разработанные организациями, и их выбор нужно производить по каталогам этих проектных институтов. Изготовление копров производится централизованно на заводах.

При определении высоты копра можно определить расстояние между осью машины (органов навивки) и осью отвеса каната (рисунок 26).

Из треугольника ABC имеем

$$BC = AB \operatorname{ctg} \varphi$$

$$e = (h_k - l_0) \operatorname{ctg} \varphi + \frac{D_{шк}}{2}.$$

Превышение оси барабана над уровнем земли принимается 0,6–1,2 м.

Из условий устойчивости копра, расположения укосины и фундаментов минимальное расстояние e_{min} должно быть:

$$e_{min} = 0,6h_k + D_{\delta} + 3,5, \text{ м.}$$

По формулам Южгипрошахта

$$e_{min} = 0,45h_k + D_{\delta} + 0,5D_{шк} + 6, \text{ м.}$$

Длина струны – это расстояние между осями барабанов и шкивов. Из этого треугольника определяем

$L_{СТР} = \sqrt{(h_k + l_0)^2 + (e - R_{шк})^2} < 60$ м, а угол наклона $\operatorname{tg} \varphi = \frac{h_k - l_0}{e - R_{шк}}$

или $\varphi = \operatorname{arctg} \frac{h_k - l_0}{e - R_{шк}}$, не должен быть меньше 30° градусов и даже 35°.

При подъемных установках с барабанами струна все время перемещается в пространстве то в одну сторону, то в другую,

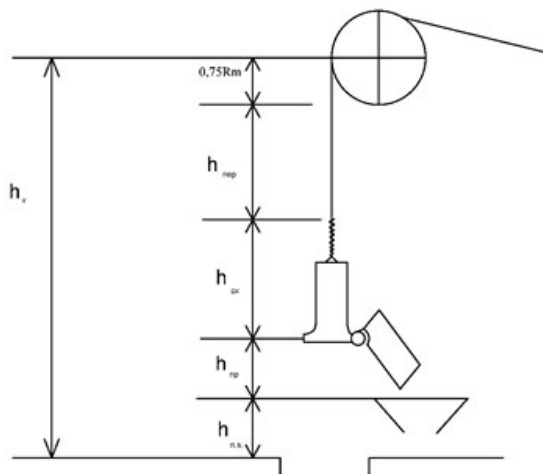


Рисунок 25 – Схема для определения высоты копра

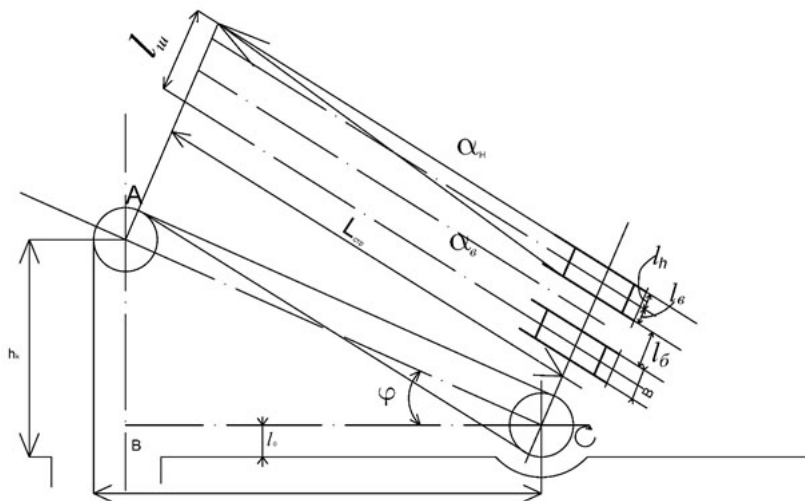


Рисунок 26 – Схема для определения угла дивиации

образуя угол между вертикальной плоскостью, проходящей по отвесу каната, и центром барабана. Углы, образованные струной и плоскостью, носят название углов девации (отклонения).

Большой угол девации вызывает быстрый износ ребер шкивов, трение витка о виток (изнашивает канат) и также нахлест витков на виток или же увеличенный шаг. Различают внутренний и наружный угол девации. Но во всех случаях:

а) для цилиндрических барабанов $\alpha = 1^\circ 30'$, а для бигонических $\alpha = 2^\circ$. Определение угла девации – в зависимости от схемы подъема:

б) два цилиндрических барабана и шкивы расположены на одной оси

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{l_n}{L_{СТР}} = \frac{B + \frac{l_\delta}{2} - \frac{l_{шк}}{2}}{L_{СТР}} \leq 0,026$$

$$\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{l_s}{L_{СТР}} = \frac{l_{шк} - l_\delta}{2L_{СТР}} \leq 0,026$$

в) два барабана и шкивы расположены в одной плоскости (основной наружный угол)

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{2B + l_\delta}{2L_{СТР}}.$$

При сдаче шахты в эксплуатацию обязательно производится маркшейдерская съемка расположения всего подъемного комплекса. Поверочные съемки должны обязательно проводиться ежегодно.

В стволах большого сечения обычно располагается по два подъема (два скипа и клеть с противовесом). В этом случае расположение машин обязательно увязывается с общим комплексом. Обычно они располагаются друг за другом с одной стороны копра. Расстояние между шкивами определяется шириной клетей и скипов. Для клетей обычно 1500–2000 мм, для скипов 1800–2300 мм.

6. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ

По способу уравнивания различаются подъемные системы:

- 1) с цилиндрическими барабанами без подвесного каната;
- 2) с цилиндрическими барабанами или со шкивами трения и подвесными канатами;
- 3) с органами навивки переменного радиуса.

Уравновешенную систему, по данным профессора Еланчика, следует применять для шахт, когда высота подъема превышает:

- в угольной промышленности при подъеме в опрокидных и обыкновенных клетях более 300 м, а при подъеме в скипах – более чем 400 м;
- в рудной промышленности при подъеме в клетях более 350 м, а при подъеме в скипах – более чем 500 м.

Различают два вида уравновешенных подъемных систем.

Статические уравновешенные подъемные системы, при которых статические моменты относительно оси вращения органа навивки за все время подъемной операции одинаковы.

Динамически уравновешенные системы, при которых вращающие моменты двигателя относительно оси вращения органа навивки за время подъема одинаковы.

К динамически уравновешенным системам относятся:

- 1) гармонический подъем, система с полным уравниванием оси инерции (система академика М.М. Федорова). Постоянный вращающийся момент достигается за счет специально рассчитанного тяжелого подъемного каната;
- 2) подъемная система со специально рассчитанным криволинейным профилем барабана (предложена профессором Макаровым);
- 3) подъемная система с постоянным радиусом навивки, но с подвесным канатом с различным весом погонного метра по длине;

4) подъемная система профессора Г.М. Еланчика с цилиндрическими барабанами и канатом (головным) переменного сечения – это так называемый верхний уравнивающий канат.

Все эти системы, хотя и доказаны теоретически и вполне могут оправдать себя на практике, не нашли применения в промышленности достаточно широко из-за сложности выполнения и экономических соображений.

В общем случае статический момент сопротивления при подъемных системах с постоянным радиусом навивки будет переменным относительно коренного вала

$$M_{cm} = F_{cm} \cdot R, \text{ кгм},$$

где F_{cm} – статическое усилие на окружности органа навивки, это есть разность статических натяжений поднимающейся F_{nod} и F_{on} опускающихся ветвей каната.

Пренебрегая различными вредными сопротивлениями в стволе и машине, получаем:

а) в начале подъемной операции

$$F_{cm} = F_{nod} - F_{on} = Q + Q_M + pH - Q_M = Q + pH ;$$

б) в конце подъемной операции

$$F_{cm} = F_{nod} - F_{on} = Q + Q_M - Q_M - pH = Q - pH .$$

Отсюда видно, что непостоянство статического момента определяется влиянием подъемного каната. В начале подъемной операции вес подъемного каната pH увеличивает F_{cm} , а в конце уменьшает. И если $pH > Q$, то M_{cm} может стать отрицательным. Для того чтобы постоянно держать момент статический более-менее постоянным, а отсюда упростить машину и снизить расход энергии, нужно иметь подвесной канат $q \geq p$.

При подвесном канате, когда $q = p$ получаем:

а) в начале операции

$$F_{cm} = F_{nod} - F_{on} = Q + Q_M + pH - Q_M - qH = Q;$$

б) в конце операции

$$F_{cm} = F_{nod} - F_{on} = Q + Q_M + qH - Q_M - pH = Q.$$

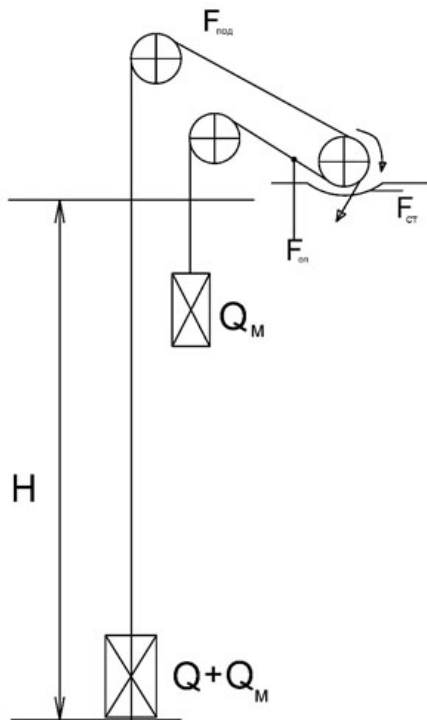


Рисунок 27 – Схема неуровненного подъема

Следовательно, за все время подъемной операции $M_{ст} = const.$

Недостатки статически уравновешенных систем подъема с подвесными канатами, следующие:

1. Невозможность подъема с различных горизонтов.
2. Большие колебания подвешенного каната в стволе при подъеме сосудов, что приводит к разрушению армировки ствола.
3. Повышение ударной инерционной нагрузки от веса клетки и веса подвешенного каната при резком торможении.

Уравновешивание систем подъема можно получить также за счет применения органов навивки переменного радиуса $M_{cm} = F_{cm} \cdot R$. В этих системах мы имеем в начале подъема кроме большой концевой нагрузки (вес полезного ископаемого, мертвого веса сосуда) еще и вес подъемного каната.

При подъеме этого веса весь груз через канат навивается на барабан малого диаметра, а опускающаяся при этом ветвь с меньшим грузом свивается с большого радиуса органа навивки. Постепенно этот радиус изменяется и в конце подъема веса все происходит наоборот, т. е. большой груз навивается на большой радиус, но он уже стал малым за счет малой длины каната, а малый вес, став большим за счет ветви каната, свивается с малого радиуса. За время одной операции меняется длина каната, меняется усилие, но и меняется радиус навивки одновременно.

Установка с переменным радиусом навивки имеют следующие недостатки:

1. Нарушение уравнивания при работе с промежуточных горизонтов и при изменении нагрузки сосудов.
2. Органы навивки переменного радиуса сложнее, чем органы навивки постоянного радиуса.
3. При многоэтажных клетях усложняются маневровые операции в связи с различными путями, проходимыми сосудами при повороте органов навивки на один и тот же угол.

7. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

1. Производительность подъемной установки.

При расчете и проектировании подъемных установок необходимо иметь основные исходные данные, а именно:

а) A – годовую производительность шахты – A_r тонн/год;

б) H – глубину шахты, м;

в) N – число рабочих дней в году;

г) $t_{\text{раб}}$ – число часов работы подъемной установки в сутки.

Исходя из заданных величин, прежде всего определяют часовую производительность

$$Q_{\text{час}} = \frac{c \cdot A_r}{N \cdot t_{\text{раб}}} \text{ т/час.},$$

где c – коэффициент неравномерности подачи груза к стволу. В угольной промышленности при скиповом подъеме $c = 1,15$, для клетевого подъема $c = 1,25$ (при одной установке на шахте). В рудной промышленности: при скипах $c = 1,1$, при неопрокидных клетях $c = 1,2$;

N – число рабочих дней в году при прерывной неделе – 300 дней и при непрерывной неделе – 350 дней;

$t_{\text{раб}}$ – число часов работы подъема в сутки при ежесменной
 $t_{\text{раб}} = 15$ часов для скипового подъема, для клетевого подъема
 $t_{\text{раб}} = 13,5$ час.

Число подъемов в час

$$n_r = \frac{Q_{\text{час}}}{Q},$$

где Q – вес полезного груза за один подъем. Полезный поднимаемый груз устанавливается проектом в зависимости от ряда факторов. Главными из них являются:

а) производительность шахты;

б) емкость вагонетки, устанавливаемая в зависимости от рода откатки;

в) организация работ у ствола по погрузке;

г) требования безопасности.

При клетевых подъемах со стандартными вагонетками число возможных подъемов определяется простым подсчетом.

При скиповом подъеме приходится увязывать между собой емкость вагонетки, их разгрузку, емкость бункера, емкость скипа и правила безопасности.

При малых бункерах под землей емкость скипа должна быть кратной числу операции опрокида.

При больших бункерах под землей вопрос полезного груза, а значит выбор емкости скипа, разрешается, согласно технико-экономическим сравнительным расчетам всего подъемного устройства (включая машину, копер, канаты, сосуды и т. д.).

Существуют аналитические способы расчета полезного груза (например, предложенный академиком М.М. Федоровым, основанный на принципах наименьших годовых расходов, т. е. наименьшей суммы расходов по амортизации оборудования и текущих годовых расходов).

Профессор Г.М. Еланчик рекомендует определять вес полезного груза по формуле:

$$Q = 4\sqrt{H} + Q,$$

где Q – пауза между двумя подъемами (зависит от способа подъема).

Другая формула для определения веса полезного груза предложена Киселевым.

$$Q = 5,7Q_{\text{час}} \sqrt[4]{H} \text{ кг.}$$

После определения Q по этим формулам сравнивают обычно с аналогичными подъемами, уже проверенными практикой, корректируя их обычно в большую сторону, и выбирают подъемный сосуд, ближайший больший, вводя коэффициент запаса порядка 1,2–1,3.

Время, затрачиваемое на один цикл подъема T , определяется по формуле $T = 3600/n_r$ сек.

Продолжительность движения подъемных сосудов

$$T = T_1 - \theta,$$

где θ – продолжительность паузы, как уже говорилось, зависит от способа подъема, степени автоматизации и определяется нормами для каждого конкретного случая:

а) для скипового подъема при емкости скипа до 6 т – 8 сек, 6–12 т – 10 сек, более 12 т – 12 сек;

б) при одноэтажных клетях в зависимости от емкости вагонетки 1 т – 12 сек, 2 т – 15 сек, 3 т – 18 сек;

в) при двухэтажных клетях на установках с органами навивки постоянного радиуса 1 т – 30 сек, 2 т – 35 сек, а с переменным радиусом органа навивки 1 т – 40 сек, 2 т – 45 сек.;

г) опрокидные клетки с 1 т – 10 сек, 2 т – 12 сек.

Пауза при транспортировке людей определяется из учета количества посаженных в клетку людей, а это количество зависит от площадки пола клетки (из расчета, что на одного человека нужно 0,2 м пола клетки), т. е. 5 чел. на 1 м².

Время на загрузку – посадку в клетку людей – определяется из расчета 1,5 с на одного человека и к этому времени прибавляется 5–10 с на закрывание дверей и решетки.

При двухэтажных клетях это время удваивается плюс 5 с на операцию перестановки.

Продолжительность спуска и подъема смены, как правило, не должна превышать 30 мин.

Таким образом, пауза на посадку людей при n -человек равна:

$$\theta = 1,5n_r + (5 \div 10) \text{ сек.}$$

При выполнении других операций по спуску и подъему материалов обычно существуют нормы по определению продолжительности погрузки и выгрузки материалов (например, на разгрузку и погрузку рельс дается 40 мин. и т. д.).

При проектировании вспомогательных подъемов продолжительность одной операции определяется из условия допустимой

максимальной скорости движения подъемных сосудов в зависимости от глубины и назначения подъема согласно ТБ.

Средняя скорость подъема определяется $v = H / T$, м/сек.

Максимальная скорость подъема ориентировочно принимают через среднюю, вводя введенный академиком М.М. Федоровым множитель скорости

$$v_{max} = a_c v_{cp} \text{ м/сек,}$$

где a_c – множитель скорости есть отношение максимальной скорости к средней: обычно $a_c = v_{max} / v_{cp} + 1,5$, но не больше.

Во всех случаях максимальная скорость не должна превышать $v_{max} = 0,8\sqrt{H}$ по ПБ.

При подъеме и спуске людей V_{max} не должна быть больше:

При высоте подъема 50 м – 5,6 м/сек.

При высоте подъема 75 м – 6,9 м/сек.

При высоте подъема 100 м – 8 м/сек.

При высоте подъема 200 м – 10,5 м/сек.

При высоте подъема 300 м. – 11,5 м/сек.

При высоте подъема 400 м и более – 12 м/сек.

При осмотре ствола – не выше 0,3 м/сек.

Окончательно принимаемая скорость должна соответствовать скорости выбранной машины.

7.1 Диаграмма скорости

Графическое изображение изменения скорости подъема в зависимости от времени называется диаграммой скорости подъема (или тахограммой).

При клетевом подъеме широко применяется трехпериодная прямолинейная трапецевидная диаграмма скорости. Она состоит из трех периодов (рисунок 28):

1. t_1 – период ускорения движения;
 2. t_2 – период равномерного движения;
 3. t_3 – период замедленного движения.
- Пауза между операциями обозначена θ .

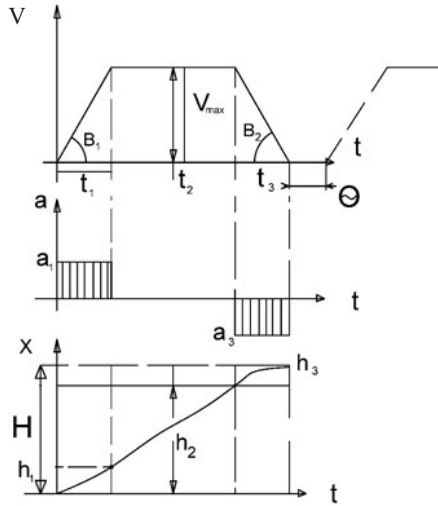


Рисунок 28 – Трехпериодная диаграмма подъема

В такой диаграмме скорости ускорение a_1 и замедления a_3 равны и постоянны

$$a_1 = \frac{dv}{dt} = \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{v_{\max}}{t_1} = \operatorname{const}$$

$$a_3 = \frac{dv}{dt} = \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{v_{\max}}{t_3} = \operatorname{const}.$$

В период равномерного движения подъемного сосуда с постоянной скоростью

$$a = \frac{dv}{dt} = 0.$$

Пути, пройденные подъемными сосудами в соответствующие периоды, могут быть определены как площади отдельных участков.

1. В период равноускоренного движения

$$h_1 = \frac{a_1 t_1^2}{2} = \frac{v_{\max} t_1}{2} \quad \text{или} \quad x = \int v dt = \frac{at^2}{2} \quad (\text{парабола}).$$

2. В период равномерного движения

$$h_2 = v_{\max} t_2, v_{\max} = \text{const}, a = 0, x = x_1 + v(T - t_1) \text{ (прямая).}$$

3. В период замедленного движения

$$h_3 = \frac{a_3 t_3^2}{2} = \frac{v_{\max} t_3}{2}, a_3 = \text{const}, v = -at, x = -\int v dt = -\frac{at^2}{2} \text{ (касательная).}$$

тальная).

Таким образом, полная высота подъема

$$H = h_1 + h_2 + h_3 = \frac{v_{\max} t_1}{2} + v_{\max} t_2 + \frac{v_{\max} t_3}{2} = v_{\max} \frac{t_1 + 2t_2 + t_3}{2}.$$

При заданной высоте H , продолжительности движения подъемных сосудов T , принятой согласно *ПБ* значений ускорения a_1 и замедленной a_3 , искомой величиной является максимальная скорость. Уравнения (1) служит отправным пунктом для нахождения v_{\max} , так как $T = t_1 + t_2 + t_3$, то $t_2 = T - t_1 - t_3$, подставляя это в (1)

$$H = \frac{v_{\max} t}{2} + v_{\max} T - v_{\max} t_1 - v_{\max} t_3 + \frac{v_{\max} t_3}{2} = v_{\max} T - \frac{v_{\max} t_1}{2} - \frac{v_{\max} t_3}{2}.$$

Вводя в это уравнение $a_1 = \frac{v_{\max}}{t_1}$ и $a_3 = \frac{v_{\max}}{t_3}$ получим:

$$H = v_{\max} T - \frac{v_{\max}^2}{2} \left(\frac{1}{a_1} - \frac{1}{a_3} \right).$$

Из этого уравнения составляем квадратные уравнения относительно v_{\max} , которое будет выглядеть так:

$$v_{\max}^2 - 2v_{\max} \frac{T}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2}} + \frac{2H}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3}} = 0$$

или

$$v_{\max}^2 T - \frac{v_{\max}^2 \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right)}{2} - H = 0.$$

Обозначим

$$\frac{T}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3}} = \varepsilon,$$

тогда уравнение примет вид $v_{\max}^2 - 2v_{\max}\varepsilon + 2\frac{H}{T}\varepsilon = 0$.

Средняя скорость движения $v_{cp} = \frac{H}{T}$, тогда $v_{\max}^2 - 2v_{\max}\varepsilon - 2v_{cp}\varepsilon = 0$.

Решая уравнение квадратное относительно v_{\max} получим

$$v_{\max} = \varepsilon \pm \sqrt{\varepsilon^2 - v_{cp}\varepsilon}.$$

Исследования показали, что при положительном знаке перед корнем получаются чрезмерные величины максимальных скоростей подъема.

Следовательно, после проверки получаются очень большие H , а поэтому знак плюс перед корнем отбрасывается и остается только минус.

В соответствии с Правилами безопасности максимально допустимые ускорения при спуске и подъеме людей не должны превышать по вертикальным выработкам $0,75 \text{ м/сек}^2$, а по наклонным выработкам $0,5 \text{ м/сек}^2$. Величина ускорений грузовых подъемов ограничивается динамической нагрузкой, а также начальной перегрузкой двигателя.

Для подъемных установок с асинхронным двигателем рекомендуется принимать a_1 и a_3 в пределах $0,7-1,0 \text{ м/сек}^2$, а для приводов $\Gamma - Д$ $1,0 \div 1,2 \text{ м/сек}^2$. Фактическая максимальная скорость движения сосудов, исходя из установленного оборудования

$$v_{\max} = \frac{\pi D_{\delta} n_{no}}{60i}, \text{ где } n_{no} - \text{число оборотов двигателя (номинальное),}$$

i – передаточное число.

При подъеме, оборудованном скипами, обычно применяется пятипериодная диаграмма скорости, а при опрокидных скипах шестипериодная и даже семипериодная. Эти диаграммы отличаются от обычных введением дополнительных периодов, в течение которых скипы перемещаются в разгрузочных кривых с небольшой скоростью, что снимает динамические нагрузки на кривые

и копер. При расчете сложных диаграмм скорости (5–6-периодных, рисунок 29) необходимо помимо H, T, a_p, a_3 знать путь движения в разгрузочных кривых h_0 , скорость входа скипа в разгрузочные кривые $v_a = 1 - 1,5$ м/сек и выход порожнего скипа из разгрузочных кривых $v_0 = 1,5 - 2$ м/сек.

Для определения максимальной скорости пятипериодную диаграмму условно приводят к трехпериодной и определяют максимальную скорость как для обычной трехпериодной диаграммы (трапециодальной). Продлив боковые стороны vv' и ss' до пересечения с осью абсцис, получим новую трехпериодную диаграмму с основанием T_0 и площадью H_0 , которая есть условный путь перемещения скипов. Условное время движения скипов

$$T_0 = T - t_0 - t_4 + t_1' + t_3', \text{ заменяя } t_0 = \frac{v_0}{a_0}; t_4 = \frac{v_a}{a_4}; t_1' = \frac{v_0}{a_1}; t_3' = \frac{v_a}{a_3}.$$

Подставляем в формулу $T_0 = T - \frac{v_0}{a_0} - \frac{v_a}{a_4} + \frac{v_0}{a_1} + \frac{v_a}{a_3}$, а условный путь будет равен

$$H_0 = H - 2h_0 + h_1' + h_3'. \quad (3)$$

Находим из соответствующих площадок

$$h_0 = \frac{v_0 t_0}{2} = \frac{v_0^2}{2a_0}; h_1' = \frac{v_0 t_1'}{2} = \frac{v_0^2}{2a_1}; h_3' = \frac{v_a t_3'}{2} = \frac{v_0^2}{2a_3};$$

$$v_{cp} = \frac{H_0}{T_0}; \varepsilon_0 = \frac{T_0}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3}}.$$

Подставляя в (3)

$$H_0 = H - \frac{v_0^2}{a_0} + \frac{v_0^2}{2a_1} + \frac{v_0^2}{2a_3}, v_{\max} = \varepsilon_0 - \sqrt{\varepsilon_0^2 - 2v_{cp}\varepsilon_0}.$$

Выбранная скорость проверяется с ПБ и по ней подбирается электродвигатель с определенными оборотами. Продолжительность движения скипа и ускорения в разгрузочных кривых

$$t_0 = \frac{2h_0}{v_0}, a_0 = \frac{v_0}{t_0}.$$

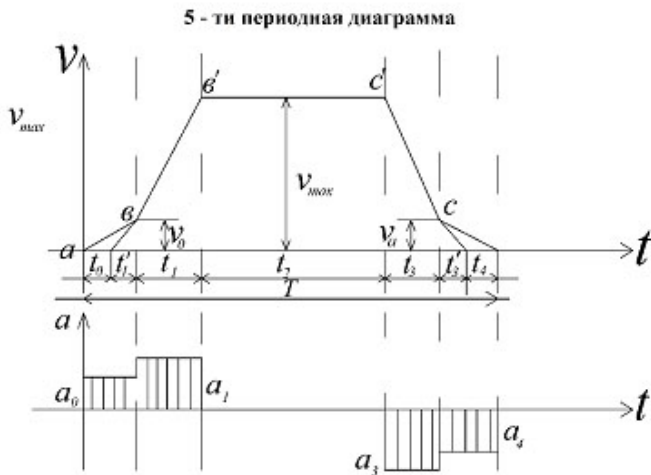


Рисунок 29 – Диаграммы скорости и ускорения ПМ

Продолжительность движения вне разгрузочных кривых с ускорением a_1

$$t_1 = \frac{v_{\max} - v_0}{a_1}.$$

Продолжительность движения с замедлением a_3

$$t_3 = \frac{v_{\max} - v_a}{a_3}.$$

Путь, пройденный с замедлением a_3

$$h_3 = \frac{v_{\max} + v_a}{2} t_3.$$

Продолжительность движения груженого скипа с замедлением в разгрузочных кривых

$$t_4 = \frac{2h_0}{v_a}, \quad a_4 = \frac{v_a}{t_4}.$$

Путь равномерного движения $h_2 = H - 2h_0 - h_1 - h_3$.

Время равномерного движения $t_2 = \frac{h_2}{v_{\max}}$.

Продолжительность движения скипов $T = t_0 + t_1 + t_2 + t_3 + t_4$.

Шестипериодная диаграмма скорости для опрокидных скипов отличается от пятипериодной тем, что уменьшения в них груженого скипа предусматривает период движения с постоянной скоростью v_a . Для опрокидных скипов и опрокидных клеток в этом случае скорости в разгрузочных кривых принимают не более $v_0 = 2,5$ м/сек, при выходе скипа из разгрузочных кривых и $v_a = 1 - 1,5$ м/сек в конце подъема при входе груженого скипа в разгрузочные кривые.

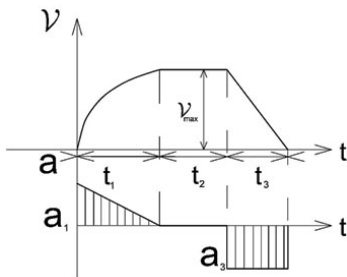


Рисунок 30 – Схема с параболическим изменением скорости в период разгона

Для опрокидных скипов и опрокидных клеток в этом случае скорости в разгрузочных кривых принимают не более $v_0 = 2,5$ м/сек, при выходе скипа из разгрузочных кривых и $v_a = 1 - 1,5$ м/сек в конце подъема при входе груженого скипа в разгрузочные кривые.

Расчет шестипериодной диаграммы аналогичен пятипериодной.

риодной и отличается значениями путей, скоростей и ускорений за последние два периода. На некоторых установках, особенно с приводом Г–Д, предусмотрены трех- и пятипериодные диаграммы с параболическим изменением скорости в период разгона, что значительно уменьшает динамическую нагрузку на подъемный канат и в его подъемную систему (рисунок 30).

7.2 Выбор рациональной диаграммы скорости

В зависимости от принятых величин ускорения и замедления мы можем за время T поднять клеть на высоту H при различных максимальных скоростях v_{max} (рисунок 31).

Изобразив все это на диаграмме с равновеликими площадями при одинаковом основании.

При прямоугольной диаграмме, когда $v_{max} = v_{cp}$ диаграмма будет прямоугольником

$$v_{max} = v_{cp} = \frac{H}{T}.$$

Такое движение практически осуществить нельзя, так как для этого необходимо в начале движения развить слишком ольшое ускорение. В этих случаях $\beta_1 = \beta_3 = 90^\circ$, а при этом $a_1 = a_3 = \text{tg } 90^\circ = \infty$.

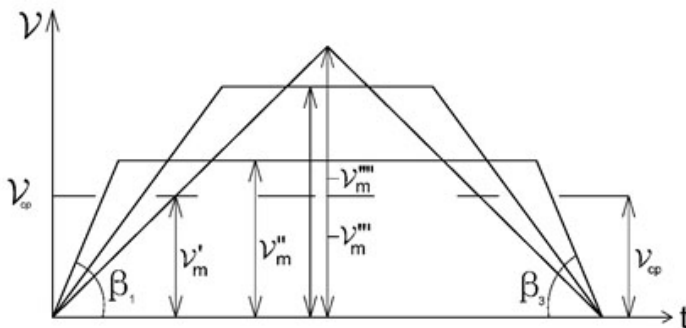


Рисунок 31 – Схема выбора рациональной диаграммы скорости

Всегда во всех случаях, когда диаграмма трапециoidalная $v_m = v_{cp}$. А в случае если изменение скорости идет по треугольной диаграмме

$$\frac{vT}{2} = H, \quad v = 2\frac{H}{T} = 2v_{cp}.$$

Максимальная скорость будет равна удвоенному значению средней скорости, и движение идет при минимальных ускорениях. Таким образом, при трапециoidalной диаграмме движение идет с максимальной скоростью, которая должна быть

$$v_{cp} < v_{max} < 2v_{cp} \quad \text{или же} \quad 1 < \frac{v_i}{v_{cp}} < 2.$$

Отношение максимальной скорости к средней называется множителем скорости $\alpha = \frac{v_m}{v_{cp}}$. Крайние пределы множителя скорости $1 < \alpha < 2$. Чем ближе множитель скорости к единице, тем выше ускорение, меньше период разгона и движение идет с меньшей максимальной скоростью, тем экономичнее идет работа двигателя. Для подъемных установок с асинхронным двигателем во избежание больших пусковых потерь рекомендуется принимать $\alpha = 1,15 \div 1,30$.

7.3 Динамика подъемной установки с постоянным радиусом навивки

Перемещение подъемных сосудов происходит при перемещении всех движущихся частей подъемной установки под действием вращающего момента на валу двигателя.

При движении преодолеваются силы сопротивления: полезные, вредные и силы сопротивления инерции.

Зависимость между этими силами выражается следующим уравнением

$$F_g - F_{CT} - F_i = 0,$$

где F_g – движущие усилия на окружности органа навивки каната, создается двигателем кГ;

F_{CT} – сила статических сопротивлений полезных и вредных.

F_i – сила инерционных сопротивлений.

Подъемная система имеет по-ступательно перемещающиеся элементы (канаты, сосуды, груз) и элементы, совершающие вращательное движение (барабаны, зубчатые колеса, ротор двигателя, направляющие шкивы).

Сумма моментов сил, действующих относительно оси вращения, уравнивается суммой моментов сил инерции относительно той же оси, т.е. $M_{ep} = M_{CT} + \Sigma M_i$.

Это есть основное уравнение движения, где:

$M_{ep} = F R$ – момент вращения;

$M_{CT} = F_{CT} R$ – статический момент;

$\Sigma M_i = M_i + M_{iер}$ – сумма моментов сил инерции;

R – радиус навивки каната, м.

$F_{CT} = F_{над} - F_{оп}$ – разность статических усилий поднимающихся и опускающихся ветвей.

В общем случае, когда поднимающийся сосуд находится в пути от низа на расстоянии x , а опускающийся – на расстоянии x от верхней части, полагаем, что струны от барабана до шкивов и от шкивов до приемной площадки уравнивают друг друга, имеем

$$F_{над} = Q + Q_m + p(H - x) + w_1$$

$$F_{оп} = Q_m + px - w_2,$$

w_1 – вредные сопротивления, действующие на навивающуюся ветвь

$$F = Q + Q_m + pH - px + w_1 - Q_m - px + w_2 = Q = p(H - 2x) + w = Q + w + p(H - 2x),$$

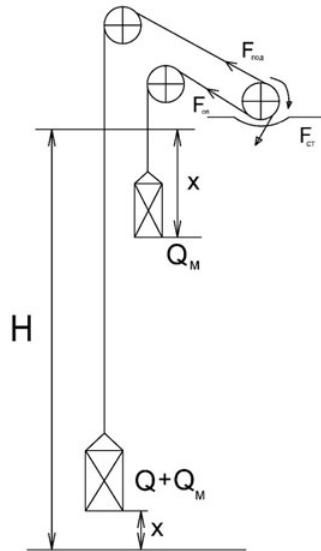


Рисунок 32 – Схема к расчету динамики подъемной установки

w_2 – вредные сопротивления, уменьшающие натяжение свисающей ветви и подставляем это $w(x)$, где $w = w_1 + w_2$ – сумма всех вредных сопротивлений в направляющих, подшипниках, канатах, воздухе и др. Это уравнение можно записать:

$$F = Q\left(1 + \frac{w}{Q}\right) + p(H - 2x).$$

И отсюда сделать заключение, что $1 + \frac{w}{Q} = k$ – коэффициент вредных сопротивлений. Для скипового подъема $\kappa = 1,15$, для клетевых – $\kappa = 1,2$. Тогда можно записать $F_{CT} = kQ + p(H - 2x)$. Отсюда момент на валу барабана от статических сопротивлений $M_{CT} = [kQ + p(H - 2x)]$.

График изменений (рисунок 33) статических усилий изображится как $F_{CT} = f(x)$, при $x = 0$, $F_{CT} = kQ + pH$, $x = \frac{1}{2}H$, $F_{CT} = kQ$, $x = H$, $F_{CT} = kQ - pH$. В соответствии с этим будет меняться и момент $M_{CT} = f(x)$. Это есть неуравновешенная подъемная установка.

На такой установке двигатель будет перегружаться в начале подъема и работать с отрицательным моментом в конце (при определенной глубине). Это в свою очередь требует больших мощностей двигателя, больших тормозных моментов, резко ухудшает управление машиной и снижает безопасность. Одним из способов равномерного распределения нагрузки является хвостовой канат (рассматривалось ранее).

Статическим моментом на диаграмме в этом случае будет прямая, параллельная оси абсцис (рисунок 34 б), так же, как и F_{CT} . При тяжелом хвостовом канате (рисунок 34 а) мы имеем также статически неуравновешенную систему, но зато имея тяжелый хвостовой. Компенсируем динамические усилия.

Статическая неуравновешенность определяется степенью статической неуравновешенности $\delta = \frac{pH}{kQ} < 1$. Рекомендуется принимать $\delta \geq 0,6$.

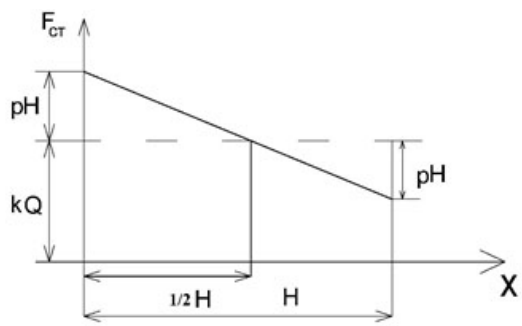


Рисунок 33 – График изменения статических усилий

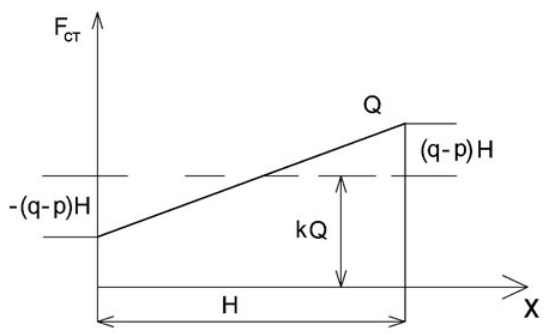


Рисунок 34 а – График изменения усилий для уравновешенного подъема

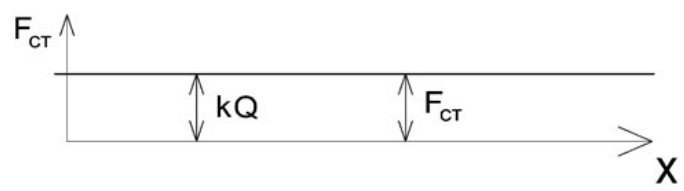


Рисунок 34 б – График изменения усилий для тяжелого хвостового канта

7.4 Вывод основного уравнения динамики

Суммарный момент от действия сил инерции в подъемной системе

$$M = M_{иност.} + M_{иер.},$$

где $M_{иност.}$ – момент от действия сил инерции поступательно движущихся частей;

$M_{иер.}$ – момент от действия сил инерции вращающихся частей;

$M_{иност.}$ – есть производная сил инерции на радиусе навивки,

где m – сумма масс поступательно движущихся частей

$$M_i = \Sigma maR,$$

где m – сумма масс поступательно движущихся частей,

a – линейное ускорение.

$M_{иер.} = m_0R$, где m_0 – масса вращающихся частей, I – момент инерции.

$$m_0 = \frac{J}{R^2}$$

Момент вращения на валу барабана $M_{вр.} = M_{CT} + \Sigma(m + m_0)aR$ или $M_{вр.} = M_{CT} + m_iR$, где m_i – суммарная масса всех движущихся частей, приведенная к окружности навивки при $R = const$ – усилие на окружности органа навивки будет $F = F_{CT} + m_i a$ (движущие усилия).

Подставляя значения F_{cm} , получим основное уравнение динамики подъема

$$F = -0,8 + p(H - 2x) \pm m_i a,$$

где Δ – есть разность $g - p = \Delta$.

В зависимости от принятого закона движения, диаграммы скорости и системы подъема (уравновешенная или неуравновешенная) можно построить график изменения усилий на окружности органа навивки в виде диаграммы движущихся усилий.

Приняв трехпериодную диаграмму (трапециодальную) скорости, построим диаграмму скорости движущихся усилий $F = f(x)$ для системы $q = 0$, $\Delta = -p$.

Основное уравнение динамики

$$F = kQ + p(H - 2x) \pm m_i a.$$

Усилия на окружности навивки:

а) в начале подъема:

$$x = 0, a = a_1, F_1 = kQ + pH \pm m_i a;$$

б) в конце ускоренного движения:

$$x = h, a = a_1, F = kQ + p(H - 2h_1) + m_i a_1;$$

в) в начале равномерного движения:

$$x = h_1, a = 0, F_3 = kQ + p(H - 2h_1);$$

г) в конце равномерного движения:

$$x = h_1 + h_2, a = 0, F_4 = kQ + p[H - 2(h_1 + h_2)];$$

д) в начале замедленного движения:

$$x = h_1 + h_2, a = a_3, F_5 = kQ + p[H - 2(h_1 + h_2)] - m_i a_3;$$

е) в конце подъема: $x = H, a = -a_3, F = kQ - (H - m_i a_3).$

Диаграмма усилий уравновешенной системы будет такой (рисунок 35)

$$F = kQ + m_i a, \text{ в этой системе } q = p, \Delta = 0.$$

Для системы с тяжелым хвостовым канатом $q = p, \Delta > 0$ основное уравнение будет $F = kQ - \Delta(H - 2x) + m_i a.$

В данном случае диаграмма усилий будет такой (рисунок 36):

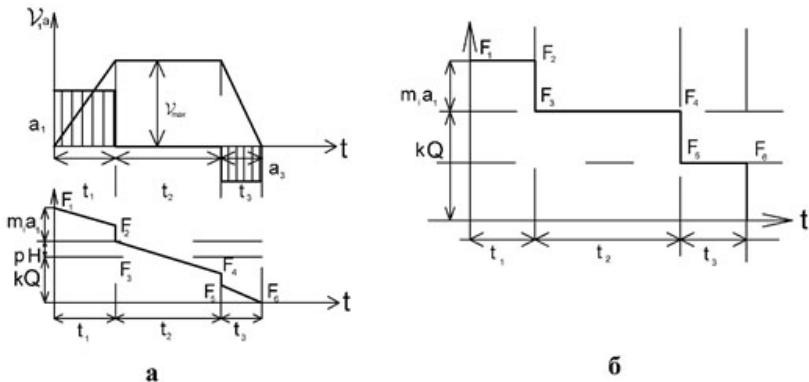


Рисунок 35 – Диаграмма усилий: А – уравновешанной системы и переуравновешанной; Б – график усилий $q=p$.

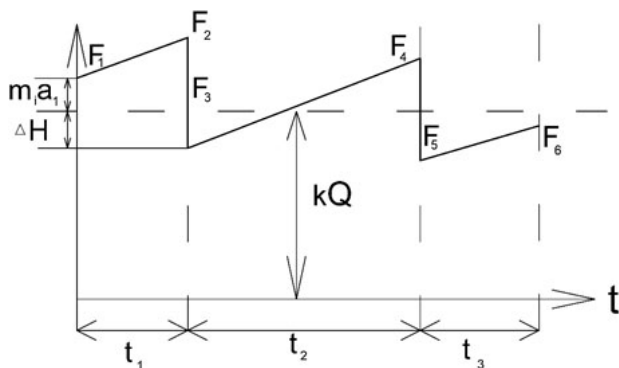


Рисунок 36 – Диаграмма усилий с тяжелым хвостовым канатом

При подъеме в опрокидных сосудах

При подъеме в опрокидных сосудах (рисунки 37–38) возникает неуравновешенность их мертвых весов при движении в разгрузочных кривых, что ведет к кратковременной перегрузке двигателя и увеличению его мощности. В начале подъемной операции существует разность между натяжением ветвей каната, отсюда статические усилия будут:

а) натяжение поднимающейся ветви:

$$F_{под} = Q + Q_m + pH + w;$$

б) натяжение опускающейся ветви:

$F_{он.} = Q_m \beta - w_2$, где β – коэффициент, учитывающий уменьшение натяжения каната за счет передачи веса разгружающегося сосуда на кривне.

Таким образом, статические усилия в начале подъема будут:

$$F_{cm} = Q + Q_m + pH + w_1 - Q_m \beta + w_2, \text{ считаем, что}$$

$$F_{cm} = Q + Q(1 - \beta) + pH + w,$$

где $(1 - \beta) = c$ – коэффициент, учитывающий неуравновешенность мертвых весов $c = 1 - \beta =$ от 0,35 до 0,9.

Учитывая зависимость пройденного пути, статическое усилие в общем виде будет: $F_{ст} = kQ + cQ_m + p(H - 2x)$.

По мере схода сосуда с разгрузочных кривых мертвые веса уравновешиваются так же, как и при опрокидных сосудах.

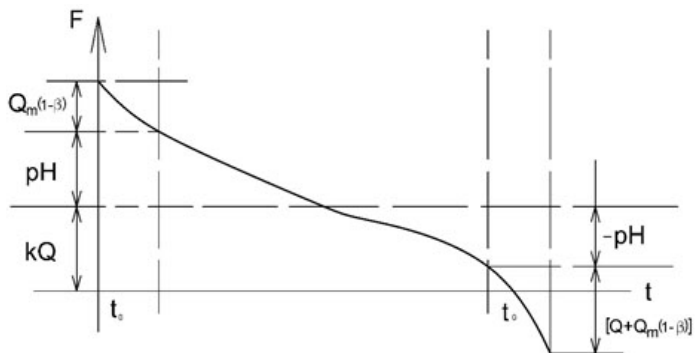


Рисунок 37 – Диаграмма статических усилий в опрочидных сосудах

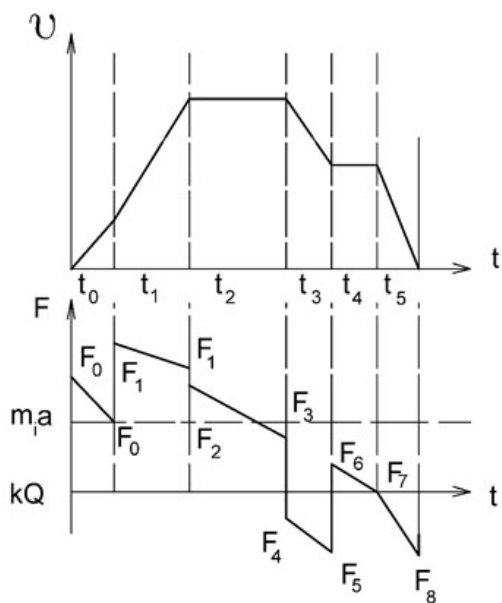


Рисунок 38 – Диаграмма усилий с приводом от асинхронного привода

При входе в разгрузочные кривые и движение по ним уголь высыпается и вес скипа постепенно передается с каната на кривые. Статические усилия при этом изменяются по весьма сложной зависимости. В конце подъема отсутствует полезная нагрузка Q на поднимающейся ветви каната и имеется неуравновешенность мертвых весов Q_m , которая действует со стороны опускающейся ветви. Таким образом: $F_{cm} = kQ - pH - (cQ_m + Q)$ или $F_{cm} = (k - 1)Q - pH - cQ_m$.

Уравнения, определяющие движения усилия с учетом динамической составляющей:

а) в начале подъема: $F = kQ + pH + cQm + m_1 a$;

б) в конце подъема: $F = (k - 1)Q - pH - cQm - m_1 a$.

Диаграмма усилий на окружности навивки при подъеме

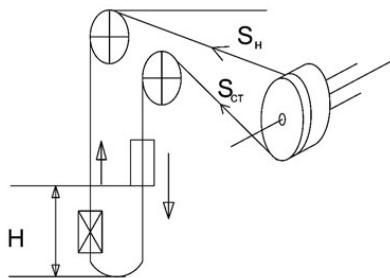


Рисунок 39 – Подъемная система со шкивом трения

в опрокидных сосудах с приводом от асинхронного двигателя.

На одноклетевых подъемах с противовесом вес противовеса определяется из условия равенства статических усилий на окружности барабана при подъеме груза и противовеса (рисунок 39).

1. Статическое усилие в начале подъема груза:

а) $F_{под} = Q + Q_{кл} + Q_v + pH + w_1$, где: $Q_{кл}$ – вес клетки, Q_v – вес вагонетки;

б) $F_{ст} = Q_{прот} - w_2$.

Статическое усилие $F_{ст} = Q + Q_{кл} + Q_v + pH - Q_{прот} + w$.

2. Статическое усилие в начале подъема при подъеме противовеса:

а) натяжение поднимающейся ветви: $F_{под} = Q_{прот} + pH + w_1$;

б) натяжение опускающейся ветви: $F_{оп} = Q_{кл} + Q_v - w_2$.

Статическое усилие: $F_{ст}'' = Q_{прот} + pH - Q_{кл} - Q_v + w$. (4)

Приравнивая уравнения (х) и (хх), определяем вес противовеса

$$F_{CT}^n = F_{CT}^n$$

$$Q + Q_{кл} + Q_в + pH - Q_{прот} + pH - Q_{кл} - Q_в + w$$

$$2Q_{прот} = Q + 2Q_{кл} + 2Q_в + pH - pH - w + w;$$

$$Q_{прот} = 0,5Q + Q_{кл} + Q_в.$$

Вес противовеса для установок, предназначенных для подъема и спуска людей, должен быть равен весу клетки плюс половинный вес максимального числа людей, помещающихся в клеть

$$Q_{прот} = Q_{кл} + 0,5Q_{люд}.$$

Подставляя в уравнение статических усилий $F'_{под} = Q + Q_{кл} + Q_в + ph + w$ значение веса противовеса, определяем статическое усилие на окружности навивки для начала подъемной операции $F_{см} = 0,5Q + pH + w$.

Величина, вредная сопротивлению, определяется $k = (1 + w/Q)$; $w = Q(k-1)$.

Таким образом, статические усилия в функции пройденного пути, подставив значение w : $F_{CT}^n = Q_{прот} + pH - Q_{кл} - Q_в + w$;
 $F_{см} = Q(k - 0,5) + p(H - 2x)$.

Обычно значение принимается $k = 1,2$, отсюда

$$F_{CT} = 0,7Q + p(H - 2x).$$

Основное уравнение динамики одноклетевого подъема с противовесом:

$$F_{CT} = 0,7Q + p(H - 2x) + m_1 a.$$

Из этого уравнения видно, что усилия на окружности навивки в одноклетевой установке с противовесом меньше, чем в двухклетевой, а отсюда и меньше мощность двигателя. В случае спуска груза фактическое усилие определяется по уравнению $F_{CT} = -Q + w + p(H - 2x)$, а уравнение динамики при спуске груза $F = -0,8Q + p(H - 2x) \pm m_1 a$.

Одноклетевой подъем нашел очень широкое применение на вспомогательных подъемах, так как он обладает большой маневренностью при работе с разных горизонтов.

Определение приведенной массы движущихся частей подъемной установки

Динамическая слагающая окружного усилия выражается произведением массы движущихся частей подъемной системы, приведенной к окружности навивки, на линейное ускорение каната.

Во всех формулах значение m_i есть расчетная масса всех частей, приведенных к окружности навивки при наличии линейного ускорения подъема. Их инерционные воздействия оказывают такое же действие, как и фактически движущиеся части системы.

Суммарная приведенная масса всех движущихся частей складывается из массы поступательно движущихся частей Σm и массы вращающихся частей m_0 , приведенных к окружности навивки:

$$m_i = \Sigma m + m_0 = G / g + G_i / g,$$

где G – вес поступательно движущихся частей;

G_i – вес вращающихся частей;

g – ускорение силы тяжести.

Так как поступательно движущиеся части получают ускорения, равное ускорению окружности навивки, их приведенные массы тождественны истинным массам и поэтому определяют только массы вращающихся частей. Общий вес поступательно движущихся частей:

$$G = Q + 2Q_m + 2pL_p + qL_q,$$

где L_p – полная длина одной ветви головного каната;

L_q – полная длина хвостового каната

$$L_p = H + h_k + \frac{\pi D_{шк}}{2} + L_{СТР} + L_p + 3\pi D_\delta,$$

где $L_{СТР}$ – длина струны каната;

L_p – запасная длина каната для повторных испытаний;

$3\pi D_\delta$ – три запасных витка трения на барабанах $Ld = H + 20$,

где 20 м – длина каната на петлю в колодце ствола.

Приведенный вес вращающихся частей

$$G_j = G_{j\delta} + G_{jp} + G_{jn} + G_j mk,$$

где $G_{j\delta}$ – приведенный вес барабана;
 G_{jp} – приведенный вес ротора двигателя;
 G_{jn} – приведенный вес зубчатой передачи;
 G_{mk} – приведенный вес шкивов.

Расчет приведенных весов точно – дело весьма сложное и трудное, и поэтому приведенные веса можно подсчитывать по эмпирическим формулам:

1. Приведенный вес копровых шкивов: $G_{jшк} = 140D^2$ шк;

2. Приведенный вес зубчатой передачи обычно определяют в процентах от приведенного веса ротора:

а) для одноступенчатой передачи: $G_{jzn} = 0,25G_{jp}$;

б) для двухступенчатой передачи: $G_{jzn} = 0,5G_{jp}$.

3. Приведенный вес барабанов:

а) для двух барабанов: $G_{j\delta} = 2(150 + 150B)D_{\delta}^2$ кг;

б) для одного барабана: $G_{j\delta} = (200 + 200B)D_{\delta}^2$ кг,

где B – ширина барабана.

В каталогах завода обычно дается не приведенный вес, а маховой момент вращающихся частей.

Маховой момент есть произведение веса вращающегося тела на квадрат диаметра инерции или произведение веса тела, приведенного к окружности вращения на квадрат диаметра этой окружности.

Если обозначить:

D – диаметр окружности, к которой приведен вес вращающегося тела;

G_j – вес тела, приведенный к этой окружности;

D_j – диаметр инерции;

G – фактический вес тела,

тогда маховой момент будет равен:

$GD_j^2 = G_jD^2$ кгм² или просто принято обозначать GD^2 .

Приведенный вес по данному маховому моменту можно определить, разделив маховой момент на квадрат диаметра окружности, т. е. маховой момент, данный в паспорте, нужно разделить на диаметр в квадрате, к которому приводится масса.

Приведенный вес барабанов:

$$G_{j\delta} = \frac{(GD_{\delta}^2)_{\delta}}{D_{\delta}^2},$$

где GD^2 – маховой момент барабанов.

Приведенный вес ротора:

$$G_{j\delta} = \frac{(GD^2)_p}{D_{\delta}^2} L^2,$$

где L – передаточное отношение редуктора.

Приведенный вес зубчатой передачи: $G_{jz.n} = \frac{(GD^2)_{z.n}}{D_{\delta}^2}$.

Вес шкива приводится к окружности шкива, так как линейные ускорения перемещения клеток действуют на его окружности. Таким образом, приведенный вес копрового шкива будет:

$$G_{juk} = \frac{(GD^2)_{juk}}{D_{juk}^2}.$$

Особенности кинематики подъемной системы со шкивом трения

Подъемная система со шкивами трения относится к подъемам с постоянным радиусом навивки, а поэтому на нее распространяются все ранее выведенные основные положения кинематики и динамики.

В этой подъемной системе имеется своя особенность, которая заключается в том, что должно быть соблюдено условие нескольжения каната по ведущему шкиву (рисунок 40). В противном случае подъем работать не будет: условие нескольжения соблюдается тогда, когда усилия натяжения набегающей и сбегающей ветвей будут находиться в определенной зависимости, а именно

$$S_n S_{c\delta} \leq e^{\alpha f} \quad \text{или} \quad S_n \leq S_{c\delta} e^{\alpha f},$$

где: $e = 2,718$ – основание натуральных лагарифмов;

α – угол обхвата шкива каната;

f – коэффициент трения между футеровкой шкива и канатом.

Разность натяжений двух ветвей определяется из равенства, если мы из данного уравнения (из обеих ее частей) вычтем $S_{сд} S_n - S_{сд} = S_{сд} (e^{\alpha f} - 1)$.

Левая часть данного уравнения определяет усилие, вызывающее скольжение, правая часть определяет силу трения, препятствующую скольжению. Чтобы не было скольжения и происходило движение, необходимо чтобы сила трения была больше силы скольжения.

Для увеличения угла обхвата устанавливают отклоняющие шкивы. Увеличение силы трения достигается футеровкой желоба шкива деревом, специальной резиной, и т. д.

С увеличением натяжения сбегавшей ветви возрастает коэффициент безопасности против скольжения, поэтому в установках со шкивами трения применяют, как правило, тяжелый хвостовой канат. Такая же картина наблюдается и на многоканатных подъемах.

Кинематика и динамика подъемных установок с переменным радиусом

Уравновешивание подъемной системы можно осуществить не только применением хвостового каната, но и применением органов навивки с переменным радиусом. В этом случае при подъеме идет изменение статического усилия, но одновременно и изменение радиуса навивки и в результате идет уравновешивание составных частей подъемной установки, а также частичное и полное динамическое уравновешивание (рисунок 40).

Для подъемной установки с бигицилиндрическими барабанами при отсутствии полезного груза статический момент в начале подъема будет:

$$M_{CT} = (Q_M + pH)r_{м.ц} - Q_M r_{б.ц},$$

где: $r_{м.ц}$ и $r_{б.ц}$ – радиусы цилиндров большого и малого.

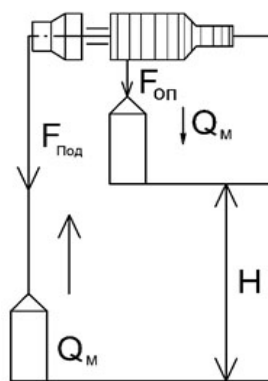


Рисунок 40 – Схема подъемной системы с уравновешиванием переменным радиусом навивки

Полагаем, что $M_{CT} = 0$, находим отношение между радиусами навивки (барабанами), при котором устраняется влияние веса составных частей подъемной установки на статический вращающийся момент $I = \frac{r_{\text{б.ц.}}}{r_{\text{м.ц.}}} = 1 + \frac{pH}{Q_m}$.

$$I = \frac{r_{\text{б.ц.}}}{r_{\text{м.ц.}}} = 1 + \frac{pH}{Q_m}.$$

Равенство справедливо для начала и конца подъема, а также в момент встречи подъемных сосудов. Для всех других положений сосудов момент от статической нагрузки при $Q = 0$ не равен 0, а отсюда веса всех составных частей установки не уравновешиваются. Для более полного статического уравновешивания необходимо изменять не только радиус органа навивки, но и соотношения между размерами его секций. Если бы построить такой барабан, в котором число витков, навитых на большом цилиндре $n_{\text{б.ц.}}$, равнялось бы сумме витков, навитых на конической части n_k и малом цилиндре $n_{\text{м.ц.}}$, то уравновешивание весов составных частей происходило бы на большей части подъема

$$n_{\text{б.ц.}} = n_k + n_{\text{м.ц.}}$$

При $Q = 0$ диаграмма изменения статических моментов на валу бицилиндроконического барабана выглядит так (рисунок 41).

Уравновешивание происходит при навивке каната на коническую часть и большую часть большого цилиндра. Таким образом, можно определить число витков на каждой части, а отсюда и соответствующая длина канатов секций. Для точки (е) $Q = 0$

$$M_{CT} = Q_m + p(H - h_{\text{м.ц.}})r_{\text{м.ц.}} - (Q_m + ph_{\text{м.ц.}} \frac{r_{\text{м.ц.}}}{r_{\text{б.ц.}}})r_{\text{б.ц.}}.$$

Приравнивая $M_{CT} = 0$ получим

$$n_{\text{м.ц.}} = \frac{Q_m(1 - y) + pH}{p(1 + y^2)}.$$

Число витков на малом цилиндре:

$$n_{\text{м.ц.}} = \frac{h_{\text{м.ц.}}}{\pi D_{\text{м.ц.}}}.$$

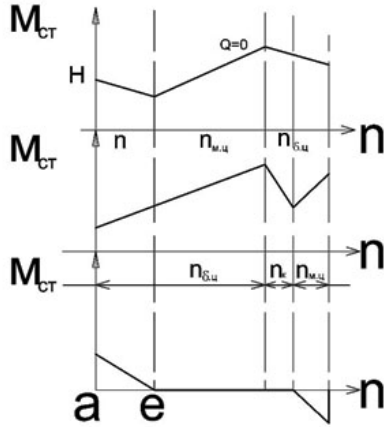


Рисунок 41 – Диаграмма изменения статических моментов на валу бицилиндроконического барабана

Число витков, навивающихся на конус:

$$n_k = \frac{h_k}{\pi \frac{(D_{ш.к.} + D_{б.ц.})}{2}}$$

Длина каната, навиваемого на большой цилиндр

$$h_{б.ц.} = n_{б.ц.} D_{б.ц.} = (n_{м.ц.} + n_k) \pi D_{б.ц.} .$$

Заменяя $n_{м.ц.}$ и n_k ;

$$h_{б.ц.} = \left(\frac{h}{\pi D_{м.ц.}} + \frac{2hk}{\pi(D_{м.ц.} + D_{б.ц.})} \right) \pi D_{б.ц.} .$$

После преобразования получим $h_{б.ц.} = h_{м.ц.} I + 2hk$ – но $h_{б.ц.} = H - h_{м.ц.} - hk$.

Тогда длина каната, навиваемого на конус

$$h_k = \frac{[H - h_{ш.к.}(1 + I)](1 + I)}{1 + 3I} .$$

Кинематика подъема

Исходными параметрами для определения диаграммы скоростей (так же, как и в других случаях) являются: H – высота подъема, T – продолжительность движения допускаемых значений линейных ускорений a_1 и a_3 , а также при скиповых подъемах допустимые скорости в разгрузочных кривых v_0 и v_a и путь в разгрузочных кривых h_0 . В связи с тем, что навивающаяся ветвь и свисающая ветвь движутся с различными скоростями, изменяется диаметр навивки, для расчета кинематики, применяется диаграмма угловых скоростей.

Диаграмма изменения угловой скорости ω углового ускорения φ выглядит так (рисунок 42).

Угловая скорость в период схода скипа с кривых

$$\omega_0 = \frac{v_0}{n_{м.ц.}}, \text{ 1/с.}$$

Угловое ускорение при движении скипа в период t_0

$$\varphi_0 = \frac{Q_0}{n_{м.ц.}}.$$

Угловая скорость при движении скипа вне кривых:

$$\varphi_1 = \frac{a_1}{n_{м.ц.}}, \quad \varphi_3 = \frac{a_3}{n_{б.ц.}}, \quad \omega_a = \frac{v_a}{n_{б.ц.}}.$$

Заменяя шестипериодную диаграмму на трехпериодную, находим значения максимальной скорости:

$$\omega_{\max} = \varepsilon_0 - \sqrt{\varepsilon_0^2 - 2\omega_0 p \varepsilon},$$

где $\varepsilon = \frac{T_0}{t_1 - t_3};$

$$\omega_{cp} = \frac{\Phi}{T_0}, \text{ где } \Phi = 2\pi n\delta - \text{полный угол поворота барабана}$$

в (радианах) за один подъем;

n_8 – число оборотов барабана за подъем.

Угол поворота барабана можно получить по площади диаграммы угловых скоростей, а также путем подсчета отдельных углов поворота:

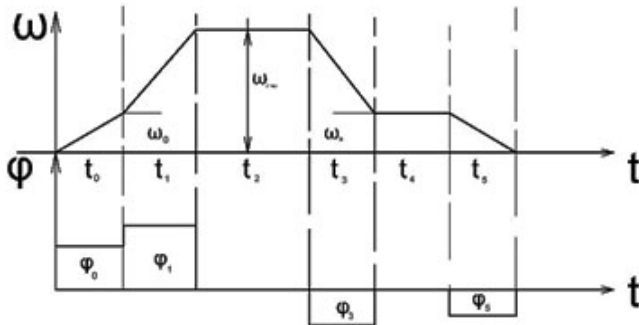


Рисунок 42 – Схема кинематики подъема

$$\Phi = \Phi_{\text{м.ц.}} + \Phi_{\text{к}} + \Phi_{\text{б.ц.}},$$

где $\Phi_{\text{м.ц.}} = 2\pi n_{\text{м.ц.}}$;

$$\Phi_{\text{к}} = 2\pi n_{\text{к}};$$

$$\Phi_{\text{б.ц.}} = 2\pi n_{\text{б.ц.}}$$

Максимальная угловая скорость при номинальном числе оборотов двигателя:

$$\omega = \frac{2\pi n_i}{60}.$$

Динамика подъема

Уравнение движения для системы с переменным радиусом навивки выражается:

$$M_{\text{вр}} = M_{\text{СТ}} + M_{\text{гр}} + I \frac{d\omega}{dt},$$

где $M_{\text{СТ}}$ – подсчитывается как разность статических моментов навивающейся и свисающей ветви $M_{\text{СТ}} = M_{\text{СТН}} - M_{\text{СТсв}}$;

M_2 – момент вредных сопротивлений, принимается как часть статического момента в пределах 10–20 % (среднего статического момента):

$$M_2 = (0,1 - 0,2)M_{\text{СТср.}}$$

Момент от динамических усилий определяется как произведение момента инерции движущихся элементов подъемной установки относительно оси вращения на угловое ускорение $\frac{d\omega}{dt}$.

Суммарный момент инерции есть сумма приведенного момента инерции вращающихся частей и произведений масс каждой ветви на квадрат своего радиуса.

$$I = I_{ep} + \sum m_n r_n^2 + \sum m_{cv} r_{cv}^2.$$

Приведенный момент инерции вращающихся частей

$$I_{ep} = I_{\bar{o}} + I_{\bar{я}} + I_{\bar{к}} + I_{\bar{он}},$$

$$I_{\bar{o}} = \frac{(GD^2)_{\bar{o}}}{4g} - \text{момент инерции барабана, приведенный}$$

к оси вращения;

$$I_{\bar{я}} = \frac{(GD^2)_{\bar{я}}}{4g} i^2 - \text{момент инерции якоря, приведенный}$$

к оси барабана;

$I_{\bar{к}}$ – момент инерции каната, навитого на все секции

$$I_{\bar{к}} = \frac{P}{g} [h_{\text{шц}} r_{\text{шц}}^2 + h_n \left(\frac{r_{\text{шц}} + r_{\text{бц}}}{2} \right)^2 + h_{\text{бц}} r_{\text{бц}}^2],$$

$$I_{\bar{он}} = \frac{(GD^2)_{\bar{он}}}{4g},$$

в случае тихоходного двигателя и непосредственного соединения

$$I_{\bar{он}} = 0.$$

Массы поступательно движущихся частей

$$m_{\text{нов}} = \frac{Q + Q_{\text{ш}} + p(H_{\text{ш}} + h_n + \frac{ПД_{\text{ш}}}{2} + l_{\text{ср}}) + Gi_{\text{шк}}}{g}$$

$$m_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{ш}} + p(h_n + \frac{ПД_{\text{ш}}}{2} + l_{\text{ср}}) + Gi_{\text{шк}}}{g}.$$

Построив диаграммы изменения моментов вращения на валу барабана, определяют эквивалентный момент вращения на валу двигателя.

8. ЭЛЕКТРОПРИВОД ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

На современных подъемных машинах применяются, как правило, одиночные приводы, состоящие из двигателя, редуктора, соединенного с валом подъемной машины и аппаратуры управления.

При мощности подъемной машины до 1000 кВт обычно применяются асинхронные электрические двигатели с фазовым ротором.

При мощности более 1000 кВт в основном применяют тихоходные двигатели постоянного тока, управляемые по системе Г – Д (генератор – двигатель).

В последнее время начали применяться короткозамкнутые асинхронные двигатели в сочетании с гидравлическим редуктором (гидроэлектропривод).

Наибольшее распространение получили электродвигатели с фазовым ротором.

При мощности до 160–200 кВт, как правило, применяются асинхронные двигатели напряжением до 1 кв. (380 В или 660 В).

При мощности более 200 кВт, как правило, применяют электродвигатели мощностью до 3000–6000 Вт.

Для питания электродвигателей постоянного тока, вместо системы Г – Д иногда используются управляемые ртутные выпрямители (УРВ). УРВ можно применять для двигателей мощностью до 500–700 кВт.

Гидроэлектропривод получил небольшое распространение.

Двигатели подъемных машин работают в тяжелых условиях повторно-кратковременного режима, т. е. периоды его работы чередуются с паузами, когда двигатель выключается.

Следовательно, даже за один период подъема резко изменяется нагрузка двигателя (момент вращения), скорость, а значит, резко меняется токовая нагрузка.

В курсе электропривода при сложных режимах работы электрических машин существует прием замены сложного режима работы электродвигателя идеальным или так называемым эквивалентным режимом. А выбор мощности электродвигателя подъема производится по расчетной эквивалентной мощности, т. е. эквивалентному моменту или эквивалентному движущему усилию.

Эквивалентный момент называется постоянным по величине моментом, действующим непрерывно и вызывающим такой же нагрев двигателя, как и при изменяющихся моментах, которые имеют место при работе подъемных установок.

Например, для уравновешенной $F_1 = F_2$, $F_3 = F_4$ и т. д., когда усилия за каждый период равны при трехпериодной трапецидальной диаграмме скорости

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{M_1 t_1 + M_2 t_2 + M_3 t_3}{T'n}}$$

Эквивалентное усилие для тех же условий:

$$F_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{F_1^2 t_1 + F_2^2 t_2 + F_3^2 t_3}{T'n}}$$

где $T'n$ – условная продолжительность подъемной операции.

$$T'n = K_{\text{y.g}}(t_1 + t_3) + t_2 + K_n t_n,$$

где $K_{\text{y.g}}$ и K_n – коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения в периодах ускорения и пауз.

По данным завода ХЭМЗ, $K_{\text{y.g}} = 0,5$; $K_n = 0,25$.

Ухудшение охлаждения связано именно с уменьшением скоростей в период пуска и остановки, а также в период остановки, когда двигатель остановлен.

Таким образом: $T'_i = t_2 + 0,5(t_1 + t_3) + 0,25t_n$.

Эквивалентные мощности или усилия при других системах подъема определяют по их диаграммам по аналогичным формулам:

$$M_{э\kappa\upsilon} = \sqrt{\frac{\sum_1^n m^2 t}{T_n'}}; F_{э\kappa\upsilon} = \sqrt{\frac{\sum_1^n F^2 t}{T_n'}}$$

где n – число периодов, диаграмма скорости;

M и F – моменты и усилия, развиваемые двигателем, приведенные к окружности навивки;

t – продолжительность соответствующего периода.

При неуравновешенном подъеме, когда усилия за один период не равны $F_1 \neq F_2, F_3 \neq F_4$ сумма произведений считается по формуле:

$$\sum_1^3 F^2 t = \frac{t_1}{3}(F_1^2 + F_1 F_2 + F_2^2) + \frac{t_2}{3}(F_3^2 + F_3 F_4 + F_4^2) + \frac{t_3}{3}(F_5 + F_5 F_6 + F_6^2)$$

При выборе мощности подъемного двигателя необходимо учитывать его перегрузочную способность. Это и есть отношение максимального момента (усилия) к расченному эквивалентному. Перегрузочная способность определяется коэффициентом перегрузки

$$K_1 = \frac{M_{max}}{M_{э\kappa\upsilon}} \text{ или } K_1 = \frac{F_{max}}{F_{э\kappa\upsilon}}$$

Для асинхронных двигателей коэффициент перегрузки допускается $K_1 = 1,6 - 1,8$, а для двигателей постоянного тока $K_1 = 1,8 - 2,0$.

При выборе двигателя необходимо учитывать его перегрузку от экстренных моментов, возникающих в период маневрирования:

$$K_2 = \frac{M_{э\kappa\upsilon \cdot max}}{M_{э\kappa\upsilon}} \text{ или } K_2 = \frac{F_{э\kappa\upsilon \cdot max}}{F_{э\kappa\upsilon}}$$

Для асинхронных двигателей этот коэффициент должен быть $K_2 = 1,8 - 2,0$, для двигателей постоянного тока $K_2 = 2,0 - 2,2$.

Максимальные $M_{э\kappa\upsilon \cdot max}$ и $F_{э\kappa\upsilon \cdot max}$ принимаются по диаграммам. Эквивалентная мощность двигателя определяется:

а) при постоянном радиусе навивки:

$$P_{\text{эkv}} = \frac{F_{\text{эkv}} \nu_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{ред}}}, \text{ кВт}$$

где $\eta_{\text{ред}}$ – КПД редуктора (для одноступенчатого редуктора $\eta_{\text{ред}} = 0,95$, для двухступенчатого $\eta_{\text{ред}} = 0,92$);
 б) при переменном радиусе навивки:

$$P_{\text{эkv}} = \frac{M_{\text{эkv}} \omega_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{ред}}}.$$

По эквивалентной мощности выбирают электродвигатель по каталогу во всех случаях $P_{\text{ном}} > P_{\text{эkv}}$.

Как правило, мощность двигателя (выбранного) должна быть больше расчетного на 10–15 %.

Выбранный двигатель проверяется на перегрузку, для этого определяют момент двигателя: $M_{\text{дв}} = 975 \frac{P_{\text{дв}}}{\eta_{\text{дв}}}$, а также усилие на окружности барабана

$$F_{\text{ном}} = M_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{ред}} \frac{i}{R},$$

где R – радиус барабана.

Расход энергии и КПД подъемной установки

Полезная работа за один подъем равна произведению поднимаемого груза на высоту подъема $A_{\text{пол}} = Q_n \cdot H$ кг·м.

Полезный расход энергии на совершение этой работы:

$$W_{\text{пол}} = \frac{Q \cdot H}{102 \cdot 3600}, \text{ кВт} \cdot \text{час.}$$

Полная затрата энергии из сети:

$$W = \frac{W_{\text{пол}}}{\eta_{\text{н.у.}}},$$

где $\eta_{\text{н.у.}} = 0,4\text{--}6$.

Оринтеровочный расчет подъемной установки

На основании работ академика М.М. Федорова, проф. Г.М. Еланчика, В.Б. Ушанского, академика А.П. Германа можно

пользоваться упрощенным расчетом подъемной установки для того, чтобы не делать повторных пересчетов при сравнении подъемов и выборе рациональной системы подъема. Это резко сокращает время на проектирование.

За основу ориентировочного расчета берется основное уравнение подъема:

$$F = KQ + (p - q)(H - 2x) \pm ma .$$

Это уравнение М.М. Федорова.

Первое слагаемое уравнения берется за условный эталон, и все остальные величины выражаются через него.

Приведенная масса ориентировочно подсчитывается по следующей зависимости:

$$m_{cp} = KQ_{\mu}, \text{ кгсек}^2/\text{м},$$

где μ – есть коэффициент массивности и его можно принимать:

- а) для скипового подъема – 1,1–1,3;
- б) для обычных клетей – 1,5–2;
- в) для опрокидных клетей – 1,7–2,3.

Нижний предел для глубины 200 м, верхний предел – 800 м.

Эквивалентная нагрузка двигателя, приведенная к окружности барабана, определяется приближенно как:

$$F_{экс} = KQ\rho, \text{ кг},$$

где ρ – коэффициент приближенной нагрузки.

Эквивалентная нагрузка (усилие) приравнивается номинальной и включает в себя полезные нагрузки и вредные сопротивления, которые учитывают коэффициент ρ .

Коэффициент ρ определяется по таблице (таблица 2) в зависимости от Δ и C ,

где Δ – коэффициент неуравновешенности (степень неуравновешенности)

$$\Delta = \frac{(p - q)H}{kQ} .$$

Таблица 2 – Коэффициент ρ в зависимости от Δ и C

$\Delta \backslash C$	0,4	0,6	0,8	1,0
0	$\rho = 1,1$	$\rho = 1,2$	$\rho = 1,3$	$\rho = 1,4$
0,4	$\rho = 1,2$	$\rho = 1,3$	$\rho = 1,5$	$\rho = 1,6$
0,6 – 0,7	$\rho = 1,3$	$\rho = 1,4$	$\rho = 1,6$	$\rho = 1,7$

Показатель C есть степень интенсивности работы подъема:

$$C = \frac{ma}{kQ}.$$

Интенсивность подъема определяется из условия, что

$$a_1 = a_3 = a.$$

$$a = \frac{4H}{T_{\min}^2},$$

где $T_{\min}^2 = \sqrt{2H\left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3}\right)}$ или $C = \mu \frac{4H}{T^2}.$

Максимальная скорость подъема определяется

$$v_{\max} = \frac{ПДn_g}{60i} \text{ или } v_{\max} = \alpha \cdot v_{cp},$$

где множитель скорости берется равным

$$\alpha = 1,2 \div 1,3.$$

Отсюда определяем число оборотов двигателя для определения $F_{ном}$. После этого переходят к построению диаграммы и детальному расчету подъема.

Некоторые особенности расчета подъемных установок с двигателями постоянного тока

Скорость вращения подъемного двигателя в системе Г – Д регулируется без вмешательства в главную силовую цепь.

Потребление энергии из сети в этом случае отличается от потребления ее при асинхронных двигателях, где сопротивления включаются в силовую цепь ротора.

Мгновенная мощность потребления из сети пропорциональна нагрузке и скорости вращения:

$$P_c = \frac{Fv}{102\eta_p\eta_g\eta_r\eta_{ng}} + \Delta P, \text{ кВт},$$

где F – нагрузка (усилие двигателя), приведенная к окружности барабана;

v – скорость каната;

$\eta_p\eta_g\eta_r\eta_{ng}$ – КПД редуктора, подъемного двигателя, генератора и приводного двигателя;

ΔP – потеря мощности на возбуждение подъемного двигателя и преодоление максимальных потерь в преобразователе ($\Delta P \approx 5\%$ от первой части).

Упрощенная формула даст точно такие же результаты:

$$P_c = \frac{Fv}{102\eta_{\bar{p}}\eta_g\eta_r\eta_{ng}\eta},$$

где $\eta_{\bar{p}} = 0,95$ – коэффициент, учитывающий потери в возбудителе.

При работе подъемных установок при небольшой мощности подстанции пики нагрузок бывают настолько велики, что создается невозможность работы других машин, например, водоотлива. Система Г – Д дает возможным сгладить эти пики, это удается при диаграмме скорости с криволинейным пуском.

Имея период подъема T , a_1 , a_3 можно вывести величину:

$$\frac{T}{\frac{4}{3a_1} + \frac{1}{a_3}} = y \text{ и отсюда } v_m = y - \sqrt{y^2 - 2yv_{cp}},$$

где $v_{cp} = \frac{H}{T}$ (несколько аналогично предыдущим расчетам).

Нагрузочные диаграммы строятся по уравнению М.М. Федорова:

$$F = kQ + (p - q)(H - 2x) \pm ma .$$

Мощность подъемного двигателя определяется по эквивалентным моментам и эквивалентным нагрузкам:

$$M_{экс} = \sqrt{\frac{\sum M^2 t}{T_{\Pi}'}} \quad \text{или} \quad F_{экс} = \sqrt{\frac{\sum F^2 t}{T_{\Pi}'}} ,$$

где $T_{\Pi}' = T + t_{\text{паузы}}$.

Генератор вращается непрерывно и условия его охлаждения лучше, чем у подъемного двигателя. Это не приводит к существенным отличиям и практически мощность генератора берется равной мощности двигателя.

Мощность приводного двигателя вычисляется как средняя квадратичная мощность на валу

$$P_{\Pi g} = \sqrt{\frac{\sum P_g^2 t}{T_{\Pi}'}} , \text{ кВт},$$

где $P_{\Pi g} = \sqrt{\frac{\sum P_g^2 t}{T_{\Pi}'}} , \text{ кВт}.$

Как правило, мощность (расчетная) приводного двигателя мало отличается от мощности генератора и обычно она берется такой же без расчета.

9. АППАРАТУРА КОНТРОЛЯ И ЗАЩИТЫ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ОТ АВАРИЙ

К *аппаратуре контроля* относятся: скоростемеры, указатели глубины, амперметры, вольтметры и манометры.

К *аппаратуре защиты* относятся: ограничители скорости, регуляторы хода, концевые выключатели.

Скоростемеры устанавливаются, согласно ПБ, на подъемных установках для машин со скоростью движения подъемных сосудов более 4 м/сек. Скоростемеры (тахографы) предназначены для определения и непрерывной записи скорости движения подъемных сосудов.

Указатель глубины предназначен для определения положения подъемных сосудов в стволе в каждый период времени. Он состоит из двух шпинделей, связанных с валом барабана подъемной машины и с помощью редуктора, вращаются в разные стороны синхронно. Специальные кулаки, установленные на шпинделях, снабжены стрелками, указывающими на шкале глубины нахождения подъемных сосудов.

На указателе глубины имеется звонок, предупреждающий машиниста о необходимости торможения машины. Так же на нем имеется траверса, где укреплены амперметр, вольтметр и манометр.

Кроме этого, от редуктора приводятся в движение ретордирующие диски, которые служат для регулирования кулаков ретордирующего устройства, а те, в свою очередь, связаны с рукояткой управления, все ретордирующие устройства служат для автоматического регулирования скорости. При вращении барабана диски ретордирующего устройства поворачиваются и своими приливами отжимают кулаки, которые переключаются в цепи управления сопротивления.

На крупных подъемных машинах указатели глубины конструктивно совмещены с ограничителем скорости и служат для

контроля заданной скорости движения и предохранения машины от переподъема.

Существует сельсинный указатель глубины, у которого нет механической связи с валом подъемной машины. Сельсинный датчик один связан через зубчатую передачу с ограничителем скорости, а второй сельсиновый приемник связан с датчиком электрически и установлен на пульте управления. При работе подъемной машины нарушается равенство ЭДС и происходит вращение сердечника сельсина датчика и точно такое же у приемника, а он, в свою очередь, связан со стрелкой указателя высот. Достоинства сельсиновых указателей – простота и компактность.

Концевые выключатели предназначены для защиты подъемной установки от переподъема сосудов. Концевые выключатели могут быть механические (контактные) и бесконтактные (индукционные). Концевые выключатели устанавливаются на копре и на указателе глубины.

Обычно на копре концевой выключатель срабатывает при переподъеме сосуда выше нормальной высоты на 50 см, т. е. подъемный сосуд поворачивает рычаг концевого выключателя и он, размыкая контакты включения в цепь защиты и двигатель, останавливается.

Концевой выключатель, установленный на указателе глубины, приводится в действие гайкой указателя.

Бесконтактные – индуктивные датчики могут работать или от сердечника, или от прохода вблизи сосуда, который изменяет индуктивность датчика. Как правило, индуктивные датчики включаются в балансный мост.

В нейтраль включается реле (рисунок 43), которое является частью защитной аппаратуры вторичной схемы.

Преимущества: отсутствие подвижных частей и исключение обледенения.

Недостаток: громоздкие по конструкции.

Датчик также должен обеспечить переподъем не более 0,5 м. Ограничители скорости предназначены для предохранения подъемной установки от превышения скорости подъемных сосудов по сравнению с нормальной на 15 %, а также для отключения

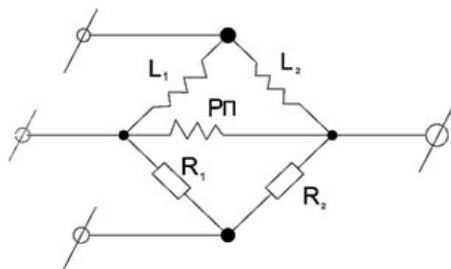


Рисунок 43 – Схема включения реле РП

машины в случае подхода подъемного сосуда к нормальному верхнему положению со скоростью более 2 м/сек. Ограничители скорости подразделяются на механические и электрические. Механические ограничители скорости представляют собой центробежные регуляторы.

В отличие от них электрические регуляторы являются тахогенераторами с обмоткой независимого возбуждения. Тахогенераторы приводятся в действие от двигателя подъемной машины. Напряжение на зажимах тахогенератора зависит от скорости его вращения, которая определяется скоростью вращения подъемного двигателя, а, следовательно, и скорости движения подъемных сосудов. Тахогенератор питает реле ограничения скорости (РОС), у которого есть контакты включения в цепь защиты машины. Если скорость машины не превышает нормальную, контакты реле замкнуты, и машина работает нормально, а при превышении скорости срабатывает реле и размыкает контакты.

Для контроля скорости движения сосудов имеется амперметр, включенный в цепь тахогенератора и отградуированный на скорость. Основной недостаток тахогенераторов – отключение машины при превышении скорости. Регуляторы хода предназначены для изменения скорости подъемной машины в период замедления в соответствии с заданным режимом. Регулятор хода является основным прибором в схеме автоматизации управления подъемной машины. Регуляторы хода современных машин реагируют на скорость при пуске, нормальной работе, замедлении,

а также на пройденный путь сосудов и воздействуют на тормозные устройства.

Навеска и регулировка канатов

Навеска каната при двухбарабанной машине (навеска в первый раз) производится следующим образом:

1. Подъемные машины устанавливаются на уровне устья шахты.

2. Канат с катушки (бабины), установленной у ствола, пропускается через соответствующий шкив на копре (с помощью вспомогательного каната и машины) и один конец укрепляется на барабане (как правило, переставном) и наматывается на этот барабан, а второй конец прикрепляется к клетки (скипу).

3. Подъемный сосуд медленно опускается в околоствольный двор, и канат укрепляется на уровне шахты, а переставной барабан затормаживается стопорным тормозом и отсоединяется от вала.

Аналогично протягивается вторая ветка каната, закрепляется и навивается на барабан (жесткий) и прикрепляется ко второму сосуду, который затем поднимается немного выше приемной площадки для запаса на вытягивание и переставной барабан соединяется с валом.

Смена подъемного каната на двухбарабанной машине следующая:

1. Подъемный сосуд переставного барабана опускается до уровня околоствольного двора, канат закрепляется на уровне ствола, а барабан затормаживается стопорным тормозом и отсоединяется от вала.

2. Другой подъемный сосуд устанавливается на уровне шахты на бруске и старый канат отсоединяется от сосуда.

3. Конец старого каната прикрепляется к новому и с его помощью протягивается через шкив и в здание, где его укрепляют и отсоединяют от старого.

4. Старый канат сматывается с жесткозакрепленного барабана на катушку.

5. Конец нового каната прикрепляют к жесткому барабану, освобождают от закрепления в машинном отделении и навивают на барабан, второй конец прикрепляется к сосуду, и подтягивают его к верхней приемной площадке.

6. Переставной барабан соединяют с валом, растормаживают его, овобождают канат и производят перегон сосудов.

7. Замененный канат укрепляют на уровне шахты и снимают с барабана.

8. Меняют канат переставного барабана, подъемный сосуд подтягивают чуть выше приемной площадки, и канат закрепляют на барабане, отсоединяют крепление каната на устье.

Регулировка каната на двухбарабанной подъемной машине осуществляется в следующем порядке:

1. Подъемный сосуд переставного барабана устанавливается на нижнюю или промежуточную приемную площадку, и барабан затормаживают стопорным тормозом.

2. Медленным вращением жесткого барабана сосуд подтягивают на приемную верхнюю площадку.

3. Изменение длины каната необходимо при работе установки с нескольких горизонтов или после навески нового каната, когда он несколько вытягивается. В этом случае можно регулировать канат, переставляя его на прицепном устройстве.

Имеются и другие способы навивки, смены и регулировки каната в зависимости от типа подъема и соответствующие приспособления для работы.

10. ПОНЯТИЯ О ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ЭЛЕВАТОРНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВКАХ

Гидроподъем начинает внедряться в горную промышленность в последние годы. Этот вид подъема особенно удобен на гидрошахтах, когда отбойка угля и его транспорт к стволу ведется также гидравлическим способом. Развитие гидроподъема ведется двумя способами:

1. Подача угленасосами заранее приготовленной пульпы.
2. Подача угля (полезного ископаемого) в нагнетательный трубопровод с помощью специального загрузочного аппарата.

Подача угленасосами не рациональна, так как приходится измельчать уголь до определенной крупности. К тому же напор углесосов незначительный – *max* 200 м, крупность – *max* 80 мм. Последний тип углесоса 10УВТ х2 имеет производительность по жидкому 900 м³/час и напор 250 м. При больших подъемах нужны перекачные станции, что громоздко и дорого.

Загрузочные аппараты направляют в напорный трубопровод куски размером до 100 мм и поднимают их на высоту 700 м. Иногда рекомендуется рассеивать материал и мелочь подавать гидроподъемом, а крупную часть – обычным подъемом. В настоящее время применяется гидроподъем УГС-1 с загрузочным устройством АЗВ –2, сконструированный и построенный институтом Сибгидромаш (рисунок 44).

Производительность по породе с $\gamma = 2,5$ т/м, $Q = 12$ т/час, по углю $\gamma = 1,3$ т/м $Q = 60$ т/час. Если имеется горизонтальный участок, то на каждый километр уменьшается высота подачи на 100 м, концентрация пульпы Т: Ж от 1:3 доТ 1:10. Скорость движения пульпы для угля 2 м/сек. Для руды 3 м/сек. Размер куска при D трубы = 200 мм–100 мм.

Расход воды 250–300 м³/час при транспорте угля и 350–400 – при транспорте породы.

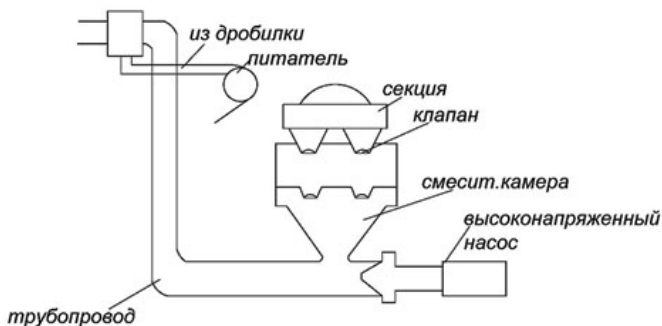


Рисунок 44 – Схема гидроподъема УГС-1

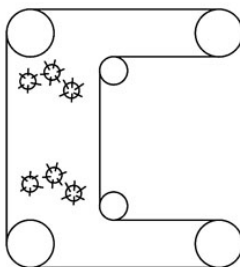


Рисунок 45 – Схема элеватора

Главный насос лучше всего устанавливать на поверхности, чтобы избежать геодезического напора. Продолжительность цикла аппарата – 30–45 сек. Вес аппарата – 14,5 тонны.

Элеваторы

По конструкции они представляют бесконечную цепь или канат с ковшами. Цепи гораздо прочнее и не вытягиваются, но зато канаты легче (рисунок 45).

Емкость ковшей колеблется от 200 до 800 кг. Скорость двигателя – от 0,6 до 0,9 и даже до 1,5 м/сек.

Английская фирма делает элеваторы (Митчел – Mitchell) для угольных шахт производительностью от 50 до 500 т/час без ограничения высоты подъема. Элеваторный и гидравлический подъемы хороши тем, что они обеспечивают непрерывную подачу.

11. ОПЫТ СОЗДАНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ СРЕДСТВ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ШАХТНОГО ПОДЪЕМА

Безопасная работа шахтной подъемной установки определяется функциональным состоянием его механического оборудования. Подъемные сосуды, парашюты, стопоры, подвесные устройства, подъемные канаты, тормозная система и другие элементы шахтной подъемной машины, аппаратура защиты и система управления по Правилам безопасности должны осматриваться и проверяться ежесуточно механиком подъема или лицами, назначенными приказом по шахте для этой цели. Значительное время при эксплуатации подъемной установки тратится на осмотр и проверку ствола шахты и канатов. Сокращение времени проверки может быть достигнуто применением средств непрерывного контроля за состоянием основных элементов и узлов, созданием надежной связи и сигнализации, которые позволяют передавать информацию из движущегося объекта или неподвижного подъемного сосуда.

Большое значение имеет совершенствование методов контроля состояния подъемных канатов, которые, согласно Правилам безопасности, должны подвергаться по всей длине ежесуточному тщательному осмотру при скорости движения не более 0,3 м/с.

На рисунке 46 показана структурная схема контроля и защиты шахтной подъемной установки от аварий, а на рисунке 47 – функциональная схема контроля работы грузоподъемной шахтной подъемной установки, с обозначением основных узлов и элементов, требующих непрерывного контроля и защиты.

Применение приборов технической диагностики, предназначенной для обнаружения оборванных проволок в канатах и для подсчета их числа по всей длине и на шаге свивки, позволит

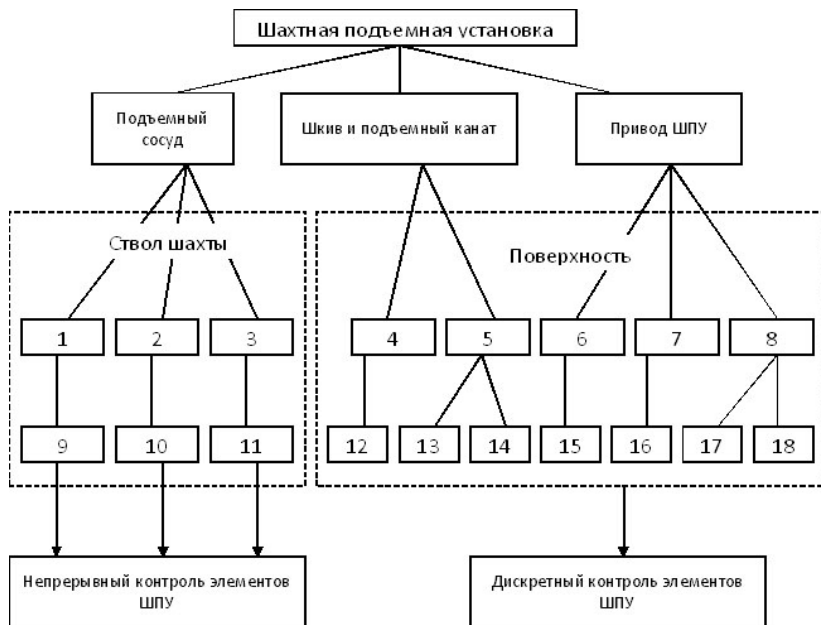


Рисунок 46 – Структурная схема контроля и защиты шахтной подъемной установки от аварий

Элементы и узлы подъемной установки:

1 – подвесное и прицепное устройства; 2 – пружина парашюта; 3 – вагонетка стопора; 4 – подшипники копрового шкива; 5 – подъемный канат; 6 – двигатель; 7 – редуктор; 8 – барабан, тормоза, колодки.

Измерительные устройства:

9 – контроль каната в коуше, узел крепления; 10 – датчик целостности пружины парашюта; 11 – датчик контроля работы стопоров; 12 – датчик контроля нагрева; 13 – датчик контроля целостности каната; 14 – датчик контроля натяжения каната; 15 – приведено 5 основных узлов исполнительного органа шахтной подъемной установки: подъемный канат, пружина парашюта, вагонетка, стопорный контроль тока двигателя; 16 – датчик контроля работы тормозного механизма; 17 – датчик контроля тормозных колодок; 18 – датчик контроля работы редуктора.

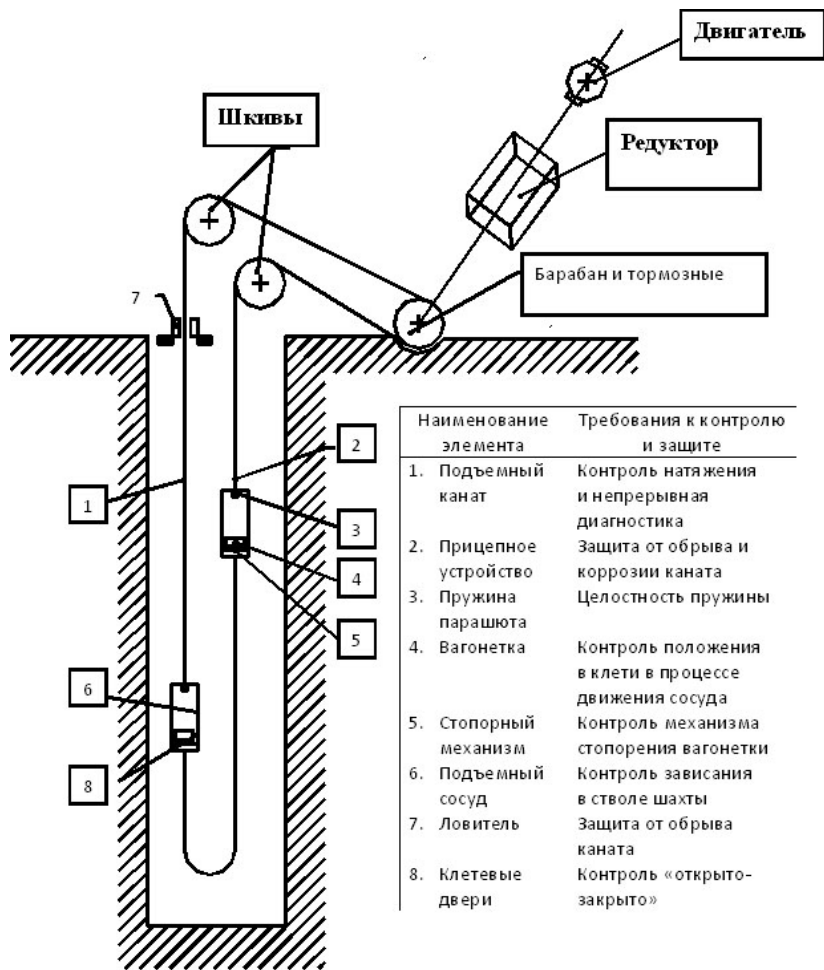


Рисунок 47 – Функциональная схема контроля работы грузолодской шахтной подъемной установки

значительно сократить время простоев и повысить надежность работы подъемных установок.

Механическое оборудование шахтного подъема, подлежащее контролю и защите, включает:

а) подъемный сосуд: местоположение в стволе шахты; положение вагонетки в клет; контроль зависания сосуда; положение сосуда в разгрузочных кривых;

б) подвесные устройства: прицепные устройства; пружина парашюта;

в) подъемный канат: натяжение каната; дефектоскопия каната;

г) тормозная система: контроль состояния тормозной тяги; контроль износа колодок;

д) копровый шкив: подшипники; шкив;

е) коренная часть подъемной машины: вал; подшипники.

Отсутствие достоверной информации о положении сосуда с помощью вышеуказанных средств вызвало необходимость разработки способов и средств непосредственного контроля местоположения подъемного сосуда в стволе шахты (АЗК, УЗН, «Радуга», УКПСС, АПИК, «Сигнал» и др.). До настоящего времени известные средства контроля не нашли широкого применения и существуют в виде опытно-экспериментальных экземпляров. Основной причиной является неудовлетворение потребностям практики.

На грузоподъемных подъемных установках причиной возникновения аварий служит выход вагонетки из клетки при ее движении по стволу. Предупреждение выката вагонетки достигается установкой стопорных механизмов различного типа («Горка» и др.), а также контролируемых устройств за положением вагонетки в момент ее установки в клетку (БСА, БП-84, ДПУ-2-100 и др.) и в процессе движения клетки. Однако продолжающиеся случаи аварий на подъемах, связанные с выкатыванием вагонеток при движении клетки, указывают на недостаточную полноту решения этого вопроса. Основной причиной выхода вагонетки из клетки является отсутствие контроля на горизонтах и на поверхности за работой механизма стопорения ее в клетке и за правильной установкой вагонетки на стопорах. Отклонение клетки от вертикали в процессе движения клетки приводит к выходу вагонетки

из клетки и возможному застреванию подъемного сосуда в стволе шахты.

Непреднамеренная остановка опускающего сосуда в стволе (при вращающемся барабане подъемной машины), получившая название – зависание сосуда, главным образом, характеризует неудовлетворительное состояние направляющих проводников или роликовых направляющих сосуда. Аварийность этой ситуации заключается в том, что над зависающим сосудом образуется напуск каната, который обрывается при самопроизвольном освобождении сосуда с места зависания. Поэтапный анализ возникновения напуска каната позволил разработать ряд методов и средств его контроля.

Контроль состояния направляющих проводников и роликовых направляющих сосуда, устанавливаемый ПБ, проводится визуально и с помощью инструментальных средств. Определяются расстояние между направляющими проводниками, их прямолинейность и величина износа. Критерием пригодности служит величина предельного износа между проводниками и роликовыми направляющими сосуда. Практика эксплуатации различных по назначению подъемов показывает, что при величине износа проводников и зазоров в пределах допустимых опасность зависания сосуда не устраняется. Зависание подъемного сосуда может произойти в местах стыковки проводников. Такая авария произошла на ш. им. Ленинского Комсомола в г. Кызыл-Кия.

Широко используется метод контроля зависания сосуда по провисанию струны каната (подканатная рейка), который имеет низкую надежность срабатывания и ограниченный объем работы, т. е. оказывается неэффективным на глубине свыше 300 м.

Более широким набором технических средств представлен «весовой» метод контроля зависания сосуда, основанный на измерении концевой нагрузки на головной канат в момент зависания и вызывающий ослабление натяжения вертикальной ветви подъемного каната. Контроль уменьшения концевой нагрузки на головной канат может осуществляться на копре (АКНК, АЗСП, «отклоняющий ролик», магнитоупругий датчик и др.), а также в непосредственной близости от сосуда под прицепным

устройством (АПИК-2, «Сигнал-16», АЗНК и др.). Необходимо отметить, что, обладая довольно высокой надежностью контроля ослабления неподвижного каната, устройство размещено в непосредственной близости от сосуда и требует организации специального канала связи для передачи информации с движущегося сосуда на пульт управления подъемной машиной.

Известные разработки аппаратуры контроля напуска каната, выполненные в виде опытно-экспериментальных образцов и прошедшие испытания на шахтах, распространения не получили. Сложная технология, ограниченный ресурс и высокая трудоемкость изготовления и размещения на копровых элементах оборудования шахтного подъема устройств контроля зависания сосуда (АЗСП) не привели к их практическому применению. Основными недостатками контролирующих устройств, располагаемых у прицепного устройства (АЗНК, «Сигнал», АПИК и др.), являются ложные срабатывания от вертикальных пульсаций нагрузки при динамических режимах работы подъемной установки, а также низкая помехозащищенность радиоканала передачи информации с движущегося сосуда на пульт управления подъемной машиной. Это затрудняет их использование в схемах защиты.

Метод определения зависания сосуда, основанный на сравнении линейных перемещений навивочной поверхности барабана подъемной машины и подъемного сосуда, использовался в СССР и за рубежом. Практически реализованные испытанные отечественные устройства для непосредственного возникновения напуска каната – АЗН, «Радуга», работа которых основана на считывании магнитных меток, нанесенных на маркерный канат, специально проложенный в стволе. Недостатком системы является сложность обслуживания маркерного каната, низкая надежность узла считывания магнитных меток из-за их взаимовлияния и передачи аварийного сигнала в цепь тормоза, что и служит основными причинами отказа от их промышленного использования.

Особенность скиповых подъемов – движение сосуда в разгрузочных кривых, – предполагает нелинейную конфигурацию направляющих проводников и перераспределение сил взаимодействия сосуда с роликовыми опорами и подъемным канатом.

В связи с этим, большинство рассмотренных выше средств контроля зависания сосуда оказываются неработоспособными в зоне разгрузочных кривых или для этих условий отсутствуют натурные разработки, реализующие тот или иной метод.

Связь подъемного сосуда с канатами обеспечивается подвесными (прицепными) устройствами. Подъемные установки оснащаются прицепными клиновидными устройствами с защемлением каната на прямолинейном участке (рычажно-клиновые коуши Донгипроуглемаша), на смену которым приходят клиновые безжимковые коуши с одно- или двухсторонним зажатием каната (КРГ и др.). В соответствии с требованиями Единых правил безопасности прочность прицепных устройств и подвески обеспечивается созданием определенного запаса прочности, ограничением срока службы и контроля соответствия допустимой и фактической нагрузки. Проводимая периодическая ревизия и наладка механической части подъема имеют целью проверку соответствия ограничительным требованиям. Кроме того, при оценке надежности работы прицепных устройств визуально проявляется наличие проскальзывания каната в коуше, а подвесные устройства при необходимости продления срока службы сверх ограничения (5 лет) подвергаются дефектоскопии. Наиболее «узким» местом в системе подвески подъемного сосуда является участок каната, введенного в прицепное устройство. Этот участок каната подвергается статическим и динамическим продольным растягивающим и поперечным сжимающим нагрузкам, коррозионным воздействиям и не может без разборки прицепного устройства контролироваться визуально, а инструментальных средств для этого в настоящее время не разработано. Некоторое снижение вероятности возникновения аварии в этой зоне прицепного устройства обеспечивается заменой проработавшего участка каната на новый при перепанцировке, проводимой через каждые 6 месяцев, при отрезке каната для испытаний.

Выполнение защитных функций парашютами на клетевых подъемах предполагает их собственную надежность и заданную работоспособность. Оценка состояния шарнирно-рычажной системы шахтных парашютов, приводимых в действие пружиной

(ПТК, РКЭ, РЭК, ПДП и др.), производится при остановленном подъеме регламентами визуальных проверок технического состояния узлов и деталей с измерением контролируемых размеров. В эксплуатационном режиме состояние элементов парашютных систем не контролируется, хотя принципиальные разработки для некоторых элементов имеются, в частности, для пружины парашюта. Таким образом, состояние подвесных устройств шахтных подъемов оценивается периодически с использованием визуальных и инструментальных методов, позволяющих определить явное повреждение или ультразвуковое сканирование остаточных явлений в элементах этих устройств как результат когда-то действующих нагрузок, неопределенных ни по величине, ни по частоте, ни по продолжительности.

Стальные проволочные канаты, применяемые на подъемных устройствах, представляют собой сложные гибкие конструкции, воспринимающие совокупные воздействия растягивающих динамических усилий изгибающих нагрузок, крутящего момента (вследствие спирального расположения проволок и прядей в канате), коррозионного разрушения. Механическая прочность и надежность работы подъемных канатов обеспечивается заданием запаса прочности, ограничения срока эксплуатации и периодическими визуальными или инструментальными проверками.

У подъемных канатов контролю подвергаются следующие технические параметры: образование «жучков»; выпучивание или западание прядей; обрывы наружных проволок и прядей (обеспечивается визуально или с применением «рукавицы»); утонение по сравнению с первоначальным диаметром; потеря сечения металла проволок из-за абразивного или коррозионного износа (с помощью различных магнитных и электромагнитных дефектоскопов серий ИИСК, ДСК и др.); удлинение каната после воздействия экстренных нагрузок (ручным замером); соответствие требованиям действующих ГОСТов проволок испытываемых канатов на разрывы и перегиб (проводятся на специальном оборудовании с отрубленным отрезком рабочего каната). Визуальный контроль состояния каната осуществляется ежедневно, а инструментальные методы с применением измерительных средств

и приборов типа ИИСК-6, ИИСК-7, ДСК-4 – ежемесячно. Визуальный и измерительный контроль состояния каната проводится в специальном режиме работы подъемной машины при скорости движения не более 0,3 м/с. Инструментальные средства, в соответствии с их возможностями, применяются в режиме ревизии подъемной машины в том же диапазоне скорости работы подъемной машины, что обуславливает существенные затраты времени на проведение этих мероприятий. Не углубляясь в рассмотрение принципиальных и конструктивных особенностей магнито-индукционных устройств типа ИИСК, ДСК и др., следует констатировать, что, обеспечивая достаточно высокое качество контроля потери сечения металла проволок, они не могут надежно выявлять нарушение и порывы проволок внутри каната и обращать внимание на потенциально опасные участки каната, накопившие усталостные напряжения (от коррозии), которые могут вызвать разрушение проволок.

Надежность работы каната и целостность его элементов определяются величиной нагрузок, частотой и продолжительностью их действия. Подъемный канат подвергается осевому растяжению, вызываемому концевой нагрузкой и собственным весом каната; крутящему моменту из-за спирального расположения проволок и прядей (величина момента зависит от нагрузки на канат под подвесным устройством, собственной массы каната и изгибных напряжений, возникших в процессе изготовления каната); изгибающим нагрузкам при огибании канатом копрового шкива и намотки на барабан подъемной машины. Определение фактических значений осевых нагрузок, изгибных напряжений, крутящих моментов в канате, работающем в нормальном цикле подъема – проблема, которая до настоящего времени полностью не решена.

Изгибные нагрузки на канат, обеспечивающие прочностные характеристики и надежность его работы в межконтрольный период, ограничиваются заданием минимального диаметра огибаемой поверхности шкива и барабана подъемной машины. Интенсивность и частота изгибных нагрузок на канат в процессе его эксплуатации не контролируются.

Крутящий момент, возникающий в канате вследствие вышеуказанных причин, в нормальном режиме подъема не оценивается. Крутящий момент в канате проявляется в виде повышенного износа роликовых направляющих и проводников. На бадьевых подъемах крутящий момент каната снимается применением вертлюгов. На клетевых и скиповых подъемах снижение крутящего момента в канате производится при перепанцировке или расцепкой прицепного устройства с подвесной конструкцией сосуда.

Наиболее значимым силовым воздействием на подъемный канат являются осевые статические и динамические нагрузки. Эти нагрузки существенно обуславливают также величину и характер изменения крутящего момента, изгибные усилия в канате.

Величина осевой статической нагрузки на канат определяется как сумма веса сосуда с подвесным устройством, веса максимального груза, веса самого каната от точки схода его со шкива до прицепного устройства сосуда, находящегося на самом нижнем горизонте, и ограничивается установленным запасом прочности каната. Контроль усилия натяжения каната в нормальном цикле работы подъема в отечественной практике, как правило, не производится. В зарубежной практике контроль натяжения канатов осуществляется специальными механическими динамометрами (ФРГ) или тензометрическими устройствами (Англия, Бельгия, Франция, США), а также косвенным методом по времени прохождения каната поперечной волны (Швеция, Польша, Чехия и др.). Следует указать, что последний способ применяется в отечественной практике на многоканатном подъеме при положении сосуда в нижней крайней точке ствола в неподвижном состоянии. Для инструментального контроля натяжения канатов применяют стационарные или съемные динамометры, измерители натяжения канатов. В качестве средств контроля статического нагружения подъемного каната можно использовать датчики усилий устройств контроля зависания сосуда, реализующие «весовой» метод измерения (аппаратура «Сигнал», АПИК, АЗНК и др.). Однако их реализация направлена на выявление недопустимого ослабления подъемного каната, а не на выявление текущих значений действующих в канате усилий. Таким образом, величина

и характер изменения статической нагрузки в канате при работе подъемной машины, которые являются важными информационными данными, позволяющими оценить качество работы подъемника, вносить коррективы в режим его работы и прогнозировать состояние подъемного каната, остаются без должного внимания.

Динамические нагрузки в подъемном канате, действующие практически во всех режимах работы подъемной установки, в перечень контролируемых параметров по существующим Единым правилам безопасности не входят, и средства для их измерения промышленностью не выпускаются. Применительно к механическим элементам подъемной установки такой показатель, как «динамические нагрузки», используется только для задания запаса прочности тормозных канатов парашютов. Предельные значения динамических нагрузок обеспечиваются ограничением скорости и ускорений движения сосуда.

Современные подъемные машины для вертикальных стволов оснащены шарнирно-рычажными тормозными системами с колодочными исполнительными органами и быстродействующими пружинно-пневматическими, пружинно-гидравлическими и грузо-гидравлическими приводами тормоза. Оценка состояния механических элементов тормозов подъемной машины (куда входят горизонтальные, вертикальные и грузовые тяги, тормозные стойки, балки, дифференциальные рычаги, траверсы, шарнирные соединения, тормозные колодки и др.), производится в соответствии с Едиными правилами безопасности периодически с использованием визуального, ультразвукового, магнитопорошкового и электромагнитного методов (в период наладки и ревизии подъема).

К регулярно контролируемому механическому элементу тормозной системы подъемной установки следует отнести фрикционные накладки, предельная величина износа которых может контролироваться устройствами ВИК, ЭВД-1.

При визуальном осмотре рычажно-шарнирного механизма выявляются сильно выраженные дефекты: сколы, глубокие вмятины, крупные трещины и др., а также оценивается величина зазоров в шарнирных соединениях. Величину зазора шарнирных соединений определяют путем индикации при взаимном

перемещении соединяемых деталей или разборкой шарнира и их обмером. Состояние приводных пружин рабочего и предохранительного тормоза оценивается также визуально, хотя их целостность может контролироваться устройством, применяемым для контроля работы приводной пружины парашюта. В связи с невысокой надежностью визуального метода выявление скрытых дефектов механических элементов тормозной системы производится инструментальным путем.

Ультразвуковой метод контроля применяется для выявления накапливающихся внутренних усталостных дефектов в массивных элементах подъемной машины. Элементы тормозной системы, представляющие литые, сварные, угловые и сложной конфигурации конструкции, обладают слабой дефектологической технологичностью для ультразвукового метода контроля. Тем не менее, отдельные элементы тормозной системы или участки этих элементов (балки, тяги, рычаги и др.) подвергаются ультразвуковой дефектоскопии с использованием промышленных дефектоскопов ДУК-66П, УДМ-3, УДМ-1М. Для оценки состояния элементов тормозной системы с неудовлетворительной ультразвуковой дефектологической технологичностью применяется магнитопорошковый метод. Его используют для выявления дефектов приповерхностной зоны элементов. Контроль проводится путем намагничивания элемента и одновременной обработкой его магнитной суспензией. Для дефектоскопии магнитопорошковым методом можно использовать серийные дефектоскопы ПМД-70 или ПМД-3М. Для контроля состояния резьбовых участков тяг тормозной системы используют электромагнитный метод, разработанный ВНИИГМ им. М.М. Федорова. Электромагнитный прибор МД-40К позволяет выявить усталостные трещины во впадинах резьбовых участков тормозных тяг. Необходимо указать, что выявление дефектов элементов тормозной системы подъемных машин вышеуказанными методами предполагает разборку и вычленение контролируемого элемента, что связано с высокой трудоемкостью и длительным простоем подъема. При ревизии копровых шкивов контролируемыми параметрами определяются правильность их установки к оси ствола и проводникам,

горизонтальность осей вращения и вертикальность средней плоскости желобов, что осуществляется маркшейдерской проверкой; отсутствие трещин, погнутостей, вмятин и других дефектов на спицах, оболочках, реборах, состояние футеровки, обода, реборд и величина их износа. Состояние указанных механических элементов копровых шкивов контролируется визуально и согласно ПБ ежедневно. Инструментальному контролю с помощью промышленной ультразвуковой аппаратуры (типа ДУК-66П, УДМ-3, УДМ-1М) подвергаются оси копровых шкивов. Дефектоскопия осей копровых шкивов производится с целью выявления дефектов (усталостных трещин) в сечениях оси по галтели шейки подшипника. Сами же подшипники контролируются визуально при периодической ревизии и наладке подъемной установки. В коренной части подъемной установки оценку состояния механических элементов производят визуальным методом и с использованием метрических инструментов, щупов и индикаторов для величин коррозионного и абразивного износа валов и подшипников, соосности, горизонтальности и осевых зазоров валов. Ревизию подшипников, коренных валов редуктора и барабана производят, как правило, со вскрытием крышек во время капитального ремонта подшипника. В межремонтный период о состоянии подшипника и его работоспособности судят по зазорам, измеренным щупами с торца вала, а также по результатам применения виброакустического метода контроля. В качестве информационных данных этого метода используют спектрограммы частотных характеристик, вибро смещения, виброускорения и другие параметры с последующим сравнением их с базовыми. В качестве аппаратных средств применяют выпускаемые промышленностью различные виброметры, анализаторы частот, вибропреобразователи и другие устройства. Методики измерения вибрации и правила пользования виброизмерительными приборами, изложенные в инструкциях заводов-изготовителей, предполагают получение информации при рабочем состоянии машин без их разработки. В вышеизложенном разделе рассмотрен практический арсенал методов и средств контроля состояния основных элементов механического оборудования подъемной установки, который широко

используется в настоящее время. Изучение и анализ отобранных в процессе поиска материалов показывает, что эти методы и средства имеют различный уровень методической проработки, качество аппаратного исполнения, применимости и среди них нет общепризнанных способов и технологических средств, обеспечивающих длительную и надежную работоспособность в шахтных условиях. Тем не менее, имеется достаточно много материалов на уровне авторских свидетельств, научно-исследовательских работ и экспериментальных образцов, разработка которых направлена на создание средств контроля состояния ряда механических элементов подъемной установки. По своей сути некоторые из них совершенствуют средства в рамках данного метода контроля и привязаны к какому-либо отдельному элементу подъемной установки (например, по износу подъемных канатов).

В этой связи целесообразным будет рассмотрение и поиск взаимосвязи существующих или привлечение новых методов для формирования системы контроля состояния механических элементов подъемной установки. Это необходимо для выявления перспективных направлений повышения безопасности работы шахтного подъема, надежности и эффективности его эксплуатации, а также для перехода к более прогрессивным методам сбора, обработки и использования информации с применением микропроцессорных устройств и ЭВМ. Современная система оценки состояния механических элементов подъемной установки сформировалась на основе исторического опыта эксплуатации механических устройств и определена однозначными требованиями ПБ, главным методом этой системы является визуальная оценка с использованием инструментальных средств, обладающих более высокой возможностью получения информации, чем органы чувств человека. По существу, все технические средства контроля несут вспомогательные функции при главенстве традиционного визуального метода. Причиной такого положения служит довольно много факторов, преобладающими из которых являются недостаточная надежность созданных средств и их неудобство в эксплуатации, а также известный консерватизм в принятии решений, связанных с обеспечением безопасности людей

и социально-экономическими последствиями. Но, с другой стороны, системного подхода к решению этого вопроса, ставящего на принципиальную методическую и инструментальную основу контроль состояния механических систем и машин, до настоящего времени не создано. Регламентированный Едиными правилами безопасности контроль состояния элементов подъемной установки предусматривает обязательное выделение времени на проведение этих мероприятий, что снижает эффективность работы подъема, требует прекращения спускоподъемных операций и привлечения людей на этот период. Учитывая низкую производительность визуального контроля (например, при глубине ствола 1000 м на осмотр каната при скорости не более 0,3 м/с по Единым правилам безопасности потребуется не менее 56 мин), на контрольные осмотры необходимо выделять довольно продолжительное время, либо привлекать многочисленный квалифицированный технический персонал, чтобы уложиться в выделенные временные рамки. На практике пренебрежение этой логической необходимостью приводит к снижению качества контроля или невыполнению контрольных действий над отдельными элементами. Периодическое проведение контроля состояния механических элементов предполагает выявление признаков, отображающих последствия протекавших в них процессов, т. е. констатация факта изменения в самом элементе без представления количественных значений и характера изменения действующих факторов. Например, по оборванным проволокам каната (в пределах требований Единых правил безопасности) можно заключить, что эти проволоки подверглись разрушению, предположим, в результате превышения предела их прочности растягивающими нагрузками. Но этот факт не позволяет установить величину действующего осевого усилия на канат в целом и, вследствие этого, возможную потерю запаса прочности и продолжительность его дальнейшей эксплуатации или прогнозировать порывы других проволок при первом же (даже в пределах расчетного) нагружении каната. Практика регистрации в журналах и активирования состояния элементов подъемной установки, по существу, мало информативна, так как фиксирует результат последствия, а не первопричину. В связи

с этим корректирующие действия на режим работы подъема будут уже не своевременны и не смогут улучшить состояние механических элементов.

Контроль режимов работы подъемной установки заключается в измерении кинематических параметров (местоположение сосуда, скорость его движения и др.) и регламентируется Едиными правилами безопасности. Контроль функциональных параметров работы подъемной установки и оценка состояния ее основных механических элементов разобщены по времени, но взаимоувязка реальных функциональных параметров с состоянием механических элементов на практике не производится и для прогноза состояния элементов или изменения режимов работы подъема не используется. Очевидно, создание системы контроля, измеряющей и регистрирующей функциональные параметры работы подъема и состояние его механических элементов в едином масштабе времени, это неиспользуемые резервы повышения безопасности и эффективности эксплуатации шахтного подъема. Работоспособное состояние любого элемента механической системы и безопасные условия ее эксплуатации могут обеспечивать сохранение заданных геометрических параметров (диаметр и длина каната, толщина тормозных накладок, зазор в шарнирах и т.д.) и прочностных характеристик этих элементов (предел прочности каната на растяжение и изгиб и др.). Механические элементы шахтной подъемной установки изменяют геометрические параметры в двух формах: первая – по запланированному пути, с циклическим изменением геометрических величин в определенном диапазоне значений (увеличение длины свеса каната в ствол при спуске сосуда и его уменьшении при подъеме сосуда); вторая – связана с абразивным и коррозионным износом, а также с воздействием нагрузок, вызывающих нарушение конструктивной целостности элемента. В данном случае целесообразно обратить внимание на такие показатели, как скорость изменения геометрического параметра и важность элемента, в котором этот параметр измеряется. Скорость коррозионного или абразивного износа и скорость перемещения сосуда (скорость изменения длины каната) существенно различны. Но, с другой стороны, при

абразивном износе вала барабана и шарниров тормозной системы подъемной машины большее внимание будет уделено шарнирам, так как потеря работоспособности у них более вероятна и последствия из-за этого могут быть более существенные. Из этого следует необходимость ранжирования наиболее важных механических элементов подъемной установки с целью установления приоритетов контролируемых деталей и целесообразности применения непрерывного контроля их параметров. Прочностные характеристики элементов механических установок неразрывно связаны с их геометрическими параметрами, которые закладываются при проектировании и изготовлении этих систем. При этом предполагаются определенный диапазон силовых воздействий на элементы при работе системы и снижение способности элемента нести нагрузки из-за усталостных в нем изменений. Практика эксплуатации шахтных подъемов показывает, что запроектированные показатели зачастую не соответствуют действительности, что проявляется в преждевременном обрыве проволок канатов, образовании усталостных трещин в тормозных тягах, вытяжке и утонении каната, и других изменениях геометрических параметров механических элементов. Очевидной причиной этих проявлений служит превышение фактических силовых воздействий над запроектированными, что вызывает либо скоротечное разрушение элемента, либо сокращение времени его работы из-за более быстрого накопления условных изменений. Таким образом, для оценки прочностных характеристик механических элементов необходим контроль величины силовых воздействий на него, частоты следования и продолжительности этих воздействий на элементы подъемной установки, которые имеют целью выявление величины усилий в определенных фазах нагружения или состояния подъема (ослабление каната при зависании сосуда, натяжение канатов на многоканатном подъеме для равномерности их нагружения и др.). При этом отсутствие системы сбора и фиксации статистической информации по ходу эксплуатации подъема приводит к потере весьма ценных фактических данных об уровне нагрузок и продолжительности их создания. Все это принуждает в оценке состояния элементов подъемной установки опираться на

закрепленную Едиными правилами безопасности «историческую систему», использующую усредненные значения статических нагрузок и устанавливающую время службы элементов.

Все элементы механической системы подъемной установки воспринимают статические и динамические нагрузки, вызываемые массой самих элементов и полезного груза. Статические нагрузки на систему ограничиваются заданным запасом прочности элементов. Величины динамических нагрузок (которые, кстати, определяются расчетным путем или натурными измерениями только при постановке специальных исследований) ограничиваются предельными значениями кинематических параметров. Независимо от вида движения подъемной установки (при холостом прогоне или спускоподъемных операциях с полезным грузом) статические и динамические нагрузки воспринимаются и определяются от элемента к элементу от основного источника – концевого груза.

Статические нагрузки от концевого груза передаются на другие элементы подъемной установки с аддитивной составляющей масс (статических нагрузок) предшествующих элементов (клеть воспринимает силу тяжести вагонетки с полезным ископаемым; прицепное устройство – силу тяжести полезного груза, клетки, подвесного устройства; канат – все вышеуказанные плюс собственную силу тяжести опускающейся ветви и т.д.). Динамические нагрузки также передаются от элемента к элементу, но их величина в каждом последующем элементе зависит от более широкого спектра (массы самого элемента, упругих и диссипативных характеристик и т.д.), включая и кинематические параметры. Тем не менее, в кинематической цепи подъемной установки можно выделить один или несколько динамических элементов, измерение силовых и кинематических параметров, что позволит со всей определенностью говорить о величине и характере изменения этих параметров во всех остальных элементах системы. По-нашему мнению, измерение усилия натяжения каната и перемещения сосуда в реальном масштабе времени будет иметь весьма высокую информативность. Для исключения потери информации эти параметры необходимо измерять непрерывно во

всех режимах работы подъема. Эти данные позволяют с использованием ЭВМ определить силовые, кинематические параметры и другие величины в остальных элементах подъемной установки. Из этого следует, что задачи управления подъемной установкой и проблемы контроля состояния элементов механической системы подъема могут быть объединены и решаться на основе одной и той же совокупности измеряемых параметров. Здесь необходимо подчеркнуть, что практическая реализация этого заключения может произойти только при использовании современных компьютеров и микропроцессорной техники.

В механической системе оборудования шахтного подъема, кроме функциональных элементов, силовых и кинематических характеристик, которые напрямую связаны с перемещением концевого груза, существуют парашюты и тормозные системы, выполняющие защитные и управляющие функции. Не ставя под сомнение приоритетность оценки состояния элементов этих защитных средств по сравнению с функциональными элементами всей подъемной установки, мы считаем, что необходимость организации непрерывного контроля за состоянием рычажно-шарнирного механизма, фрикционных колодок тормоза, барабана, шкива и др., вероятно, нецелесообразна. Обеспечение работоспособности с заданными функциональными параметрами этих механизмов может быть достигнуто периодической их проверкой с помощью датчиков в определенные периоды, например, перед пуском подъемной машины.

Измерительные процедуры с применением аппаратурных средств, во-первых, исключают субъективность результатов измерения, во-вторых, не требуют значительных затрат времени (по сравнению с визуальной оценкой), в-третьих, результат измерения может быть использован для оценки состояния как самого элемента, так и, в сочетании с другими данными, для определения состояния смежных элементов.

Вопросы применения тех или иных методов и аппаратурных средств измерения силовых, геометрических и кинематических параметров для оценки состояния механических элементов шахтного подъема сами по себе являются предметом специальных

исследований. По некоторым направлениям есть приемлемые для практики разработки, по другим – отсутствуют даже принципиальные решения. Поэтому предлагаемые ниже методы и средства измерения следует рассматривать как возможные варианты оснащения системы контроля состояния элементов механического оборудования измерительными и датчиковыми устройствами.

Формирование системы контроля состояния элементов механической части оборудования подъемной установки, на основе регламентов ревизии и наладки по требованиям ПБ, можно осуществлять, приняв за критерии ранжирования обеспечения безопасности технико-экономические показатели поддержания работоспособности подъемной установки, временные затраты на обследование и замену приходящего в негодность элемента, возможность использования измеряемого параметра и управления режимом работы машины и др.

Ранжирование механических элементов подъемной установки по критерию «обеспечение безопасности» заложено в Единых правилах безопасности, устанавливающих требования к перечню контролируемых параметров и их предельным значениям. Взяв за основу критерий «обеспечение безопасности» и находясь в рамках требований Единых правил безопасности, мы разработали ранжированную схему для формирования системы контроля клетьевого подъема (таблица 3). Во второй колонке таблицы 3 «Занимаемый ранг» первая цифра означает очередность измерительных действий независимо от состояния подъема (неподвижное, спускоподъемные операции, загрузка или разгрузка и т.д.); вторая цифра – приоритет измерительных действий при работе элемента в соответствии с функциональным назначением (цифра ноль означает безразличие к приоритету измерительных действий). В шестой колонке таблицы 3 методы и средства измерения, отмеченные звездочкой, требуют создания специальных условий для их применения (например, спуск в инспекторском режиме – не более 0,3 м/с; вычленение элемента из механизма и др.), или возможность их использования в автоматизированных системах контроля еще не выяснена.

В механических системах измерение силовых, кинематических и геометрических параметров элементов с помощью универсальных средств, позволяющих при разовых измерительных действиях получать данные о величинах различной физической природы, создает весомые преимущества как с точки зрения унификации устройств измерительной системы, так и с точки зрения сбора преобразования, передачи и обработки необходимой информации.

Проведенные нами исследования позволяют предложить для некоторого перечня элементов подъемной установки ультразвуковой метод измерения. Ультразвуковой метод измерения и разработанная УЗ-аппаратура уже применяются на практике для дефектоскопии механических элементов. В наших исследованиях делается попытка использования УЗ-метода как универсального применительно к ряду элементов подъемной установки, основным из которых выбран подъемный канат.

11.1 Способы обнаружения возникновения аварийного ослабления натяжения подъемного каната

Разработке систем контроля напуска каната, целостности пружины парашюта, блокировочного устройства положения вагонетки в клетки и другим проблемам уделяется большое внимание. Это подтверждается многочисленными разработками различной по принципу действия аппаратуры как в странах СНГ, так и за рубежом. Несмотря на это ни одна из разработок не получила достаточно широкого промышленного применения, так как не отвечает в полной мере предъявляемым требованиям (см. таблицу 3).

Нами предлагается более универсальная система контроля исполнительного устройства – подъемного сосуда в комплексе, с передачей информации на поверхность при приближении аварии (т. е. предупреждение возникновения аварийной ситуации).

В связи с этим на шахтных подъемных установках применяются различные датчики, а на их основе различные устройства и системы контроля предупреждения аварийных ситуаций.

Таблица 3 – Схема ранжирования механических элементов клетевой подъемной установки в системе контроля их параметров

Узлы и элементы	Занимаемый ранг	Оцениваемые показатели	Измеряемая величина	Характер измерения (непрерывный, периодический, фазы или периоды измерения)	Методы и средства измерения в автоматизированной системе контроля
1	2	3	4	5	6
Парашют	I		Число рабочих витков пружины	Периодический; перед началом движения сосуда	Датчик положения
- пружина	I.1	Целостность			Датчик положения витков
- шарнирно-рычажный механизм	I.3	Фиксированные размеры; зазоры в шарнирах; прочность рычагов	Количество циклов срабатывания;	Периодический при наладке и ревизии;	
- тормозные канаты	I.2	Геометрические параметры	Уменьшение диаметра каната; потеря сечения металла проволоки; число обрывов проволоки	Периодический; через определенное число циклов спуск-подъем сосуда; после срабатывания парашюта	УЗ-контроля; Электромагнитный (ИИСК)

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6
Тормозное устройство	II				
- тяги, рычаги, балки	II.1	Прочность	Наличие установленных проявлений; число циклов работы рабочих	Периодический; через определенное число циклов торможения; после экстренных торможений	УЗ-контроль; непосредственное счетчиком циклов
-пружинный привод	II.2	Целостность	Число рабочих витков	То же	Датчик положения
	II.3		Расстояние от тормозной балки до обода барабана	Периодический; через определенное число циклов торможения; после экстренных торможений	Датчик положения
- шарниры	II.4	Геометрические параметры	Величина зазора	Периодический; через определенное число циклов торможения; после экстренных торможений	УЗ-контроль
Подъемный канат	III				

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6
	<p>III.1</p>	<p>Геометрические параметры</p>	<p>Уменьшение диаметра каната; обрыв проволок</p>	<p>Периодический; при превышении осевых статических и динамических нагрузок заданных значений, через определенное число циклов спуска-подъема сосуда; после определенного времени эксплуатации</p>	<p>Электромагнитный (ИИСК, ДСК)</p>
	<p>III.2</p>	<p>Кинематические параметры</p>	<p>Длина свеса каната в ствол шахты (перемещение сосуда)</p>	<p>Непрерывно</p>	<p>Непосредственное измерение длины каната («Радуга»)</p>
			<p>Время движения и количество циклов</p>	<p>Непрерывно</p>	<p>Непосредственное измерение в реальном масштабе времени</p>

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6
			Скорость перемещения сосуда и барабана определяется по перемещению и времени движения	Непрерывно	Непосредственное измерение (скоросте-меры); машинным расчетом
			Ускорение перемещения сосуда и барабана определяется по перемещению и времени движения	Непрерывно	Машинным расчетом.
	П.3	Силловые статические и динамические нагрузки	Осевое растягивающее усилие	Непрерывно	а) статические нагрузки непосредственным измерением (рессорные, пружинные и др. датчики у подъемного сосуда); б) динамические

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6
			<p>Нагрузки определяются по статическим усилиям, длина свеса каната и ускорение перемещения сосуда и барабана,</p>		<p>Нагрузки – непосредственное измерение машинным расчетом</p>
			<p>Крутящий момент в канате (определяется по осевому растягивающему усилию, крутильной жесткости и длине свеса каната)</p>	<p>Непрерывно</p>	<p>Прямое измерение машинным расчетом</p>
			<p>Время действия силовой нагрузки</p>	<p>Непрерывно</p>	<p>Непосредственное измерение в реальном масштабе времени</p>

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6
<p>Прицепное устройство</p>	<p>IV</p>		<p>Изгибающие нагрузки (определяются по осевому растягивающему усилию и числу циклов изгиба на шкиве и барабане)</p>	<p>Непрерывно</p>	<p>Непосредственное измерение осевого усилия с фиксации числа циклов намотки-размотки каната на барабан и шкив</p>
<p>- канат в зоне крепления к устройству</p>	<p>IV.1</p>	<p>Геометрические параметры</p>	<p>Потеря сечения металла проволок; число обрывов проволок</p>	<p>Периодический; при превышении осевых статических и динамических нагрузок заданных значений; через определенное число циклов ска-подъема сосуда; после определенного времени эксплуатации</p>	

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6
Валы и подшипники	V				
- шейки вала	V.I	Геометрические параметры	Уменьшение диаметра; наличие усталостных проявлений металла	Периодический; через определенное число циклов спуск-подъем; при превышении силовых нагрузок заданных; после определенного времени эксплуатации	УЗ-контроль
- подшипники	V.II	Геометрические параметры	Величина зазора между валом и подшипником	То же	УЗ-контроль
Подъемный сосуд	VI				
- местоположение	VI.I	Кинематические параметры	Перемещение сосуда	Непрерывно	Датчик положения «Радуга»
- вагонетка в сосуде	VI.II	Кинематические параметры	Фиксация в стопорах	Периодический; в момент установки вагонетки в клеть на горизонтах	Датчик положения

Одним из перспективных направлений в области создания аппаратуры контроля напуска каната является способ обнаружения возникновения аварийного ослабления каната непосредственно у зависшего подъемного сосуда. В общем случае системы контроля напуска каната при зависании подъемного сосуда содержат:

- датчик, предназначенный для измерения физической величины, отражающей состояние подъемного каната и преобразования результата измерения в электрический сигнал;
- усилительно-преобразующее устройство, предназначенное для приведения результата измерения к величине, удобной для дальнейшей его передачи или использования;
- канал связи для передачи результата измерения;
- информационные устройства, служащие для наглядного представления результатов измерения оператору, и исполнительные механизмы, выполняющие защитные функции.

Для оценки существующих устройств контроля состояния элементов и узлов ШПУ и выявления направления создания более совершенных устройств необходимы систематизация и анализ имеющихся разработок. Все проводимые ранее работы, посвященные вопросам контроля напуска каната, были направлены на выявление лишь отдельных положительных и отрицательных особенностей рассматриваемой аппаратуры.

Необходимо отметить, что в настоящее время нет единой системы научно обоснованных, обобщенных требований, сформированных на основе положений Единых правил безопасности, Правил технической эксплуатации подъемных установок и опыта их эксплуатации, в соответствии с которыми можно было бы оценивать любые системы контроля и защиты шахтного подъема от аварий. Поэтому на основе известных требований по оценке существующих устройств не представляется возможным определить область целесообразного применения той или иной разработки, а также прогнозирования качественных показателей использования этих устройств для предполагаемых условий эксплуатации.

Учитывая, что одним из основных элементов любой системы контроля и защиты является датчик, в изложенном ниже обзоре

предлагаются несколько признаков, которые позволяют систематизировать существующие разработки и дать обобщенную качественную оценку датчиков каждой группы. В качестве этих признаков приняты:

- **месторасположение датчика.** Данный признак определяет место установки средств контроля в системе подъема. Известные датчики располагаются в различных точках подъемной установки, а по мнению многих исследователей, от места их расположения существенно зависит эффективность контроля напуска каната;
- **измеряемая величина.** Группировка датчиков контроля напуска каната по физической сущности измеряемой величины (усилие в канате, перемещение барабана, перемещение сосуда, стопоров и др.);
- **принцип действия.** Применительно к шахтному подъему классификация по принципу действия позволяет оценить сложность устройств контроля напуска каната различных групп; избирательность, т.е. способность реагировать только на сигнал, связанный с напуском каната при зависании сосуда; по виду выходного сигнала определить необходимость использования и тип усилительно-преобразующего устройства. Известны системы контроля, установленные на подъемной машине, контролирующие струну каната, на копре, у подъемного сосуда, на подъемном сосуде. Основным элементом любой системы контроля является датчик напуска каната, определяющий основные свойства и характеристики системы контроля и в дальнейшем защиту подъемной установки от обрыва каната. На основе датчика (устройства) строится и вся элементная база системы контроля и защиты.

Таким образом, выбор датчика, оценка его местоположения в системе подъема, определение его основных параметров являются необходимыми и важными этапами при создании системы контроля и защиты.

11.2 Классификационная схема систем контроля и защиты подъемных установок от аварий

Известны различные типы устройств контроля, разработанные в странах СНГ и дальнем зарубежье. Однако опытные образцы таких устройств в системе контроля не удовлетворяют всей совокупности предъявляемых к ним требований.

На основании обобщения опыта создания устройств для контроля натяжения каната, контроля положения стопоров в клетке, целостности пружины парашюта разработана классификационная схема (рисунок 48), которая позволила заключить, что наиболее приемлемым в настоящее время направлением исследований является создание датчиков, установка (месторасположение) которых производится у сосуда или на подъемном сосуде, а в качестве измеряемой величины должно быть усилие в канате или величина перемещения сосуда, вагонетки, пружины парашюта. Электрический сигнал, который формируется датчиком, может быть дискретным с возможностью передачи дискретного сигнала по каналу связи «подъемный сосуд – машинный зал».

В полной мере указанному направлению удовлетворяют трехпорные датчики, принцип действия которых основан на измерении поперечного прогиба каната при изменении действующих осевых нагрузок.

Чувствительным элементом этих датчиков служит упругий элемент (цилиндрическая пружина или рессора), создающий поперечный изгиб каната в пределах базы датчика. При определенной величине поперечного прогиба каната (снижение осевой нагрузки в нем) срабатывает магнитоуправляемый контакт; сигнал его срабатывания по специальному каналу связи передается в машинное отделение. Существенной отличительной особенностью этих датчиков является, во-первых, отсутствие у них механических связей с подъемным сосудом, кроме подъемного каната, на котором они устанавливаются, во-вторых, универсальность и применимость практически на любых подъемных установках (клетевых, скиповых, многоканатных лифтовых, строительных и др.). Установка датчика контроля натяжения в непосредственной

Устройство контроля запуска каната					
Место положения	На подъемной машине	На струне	На канале	У сосуда	На сосуде
Измеряемая величина	Скорость вращения барабана, перемещение барабана, ток двигателя, усилие в канате	Усилие в канате	Усилие Перемещение сосуда	Усилие в канате	Перемещение сосуда Ускорение сосуда
Тип устройства контроля	Тахогенератор, сельсиндтатчик токовое реле, пружинный динамометр	Подканатная рейка	Магнито-упорный датчик, электромагниты, оптический квантовый генератор, ролик с грузовым приводом	Динамометр прямого и непрямого действия, опорное устройство на канате	Индикатор магнитных меток, индукционный Датчик с сердечником
Выходная величина устройства	Электрическое напряжение, деформация	Поперечное перемещение струны	Электрическое напряжение, поперечное перемещение каната	Деформация регистрирующего элемента, изгибная деформация каната	Импульс электрического напряжения
Средство контроля	Выключатель в электрической цепи		Магнитоуправляемый контакт		

Рисунок 48 – Классификационная схема системы контроля запуска каната

близости от сосуда позволяет до минимума сократить время срабатывания контролирующей системы в целом (рисунок 48).

11.3 Функциональные схемы систем контроля

Используя опыт применения индуктивной связи в различных областях промышленности, на кафедре «Электрификация и автоматизация горных работ» Фрунзенского политехнического института разработана аппаратура контроля напуска каната в ствол с одноканальной индуктивной связью для одноконцевых подъемных установок. Применение индуктивной связи между подъемными сосудами и машинным залом позволило решить задачу непосредственного контроля зависания сосуда в ствол, что весьма важно для повышения безопасности и эффективности эксплуатации современных подъемных установок.

В комплект аппаратуры входят следующие основные элементы, установленные в различных местах подъемной установки:

- на подъемном сосуде – датчик контроля натяжения каната А (рисунок 49), в качестве которого используется серийно выпускаемый датчик положения типа ДПУ 2-100, передающее устройство Б, состоящее из собственного передатчика 1 с индивидуальным блоком питания и направленной рамочной антенной 2;
- на поверхности – приемное устройство В, в состав которого входят приемник 3, исполнительный блок 4 и блок индикации 5;
- в стволе шахты – петлевая антенна 6, включенная на вход приемника 3.

Для контроля напуска каната магнит 7 датчика ДПУ 2-100 укреплен на подъемном канате 8, а геркон 9 – в герметичном корпусе на крыше клетки 10 с помощью кронштейна 11.

С целью выявления зоны действия такого датчика в лабораторных условиях были проведены исследования с серией датчиков типа ДПУ 2-100. Оказалось, что зона действия такого датчика расположена по сфере (рисунок 50) и момент срабатывания и отпускания геркона находится на одних и тех же расстояниях

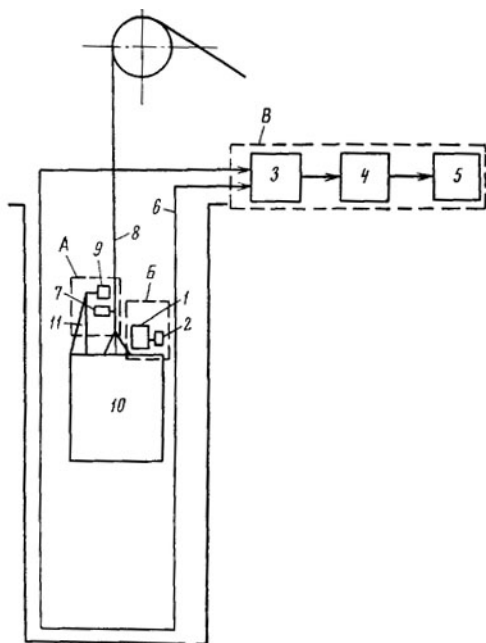


Рисунок 49 – Функциональная схема размещения аппаратуры

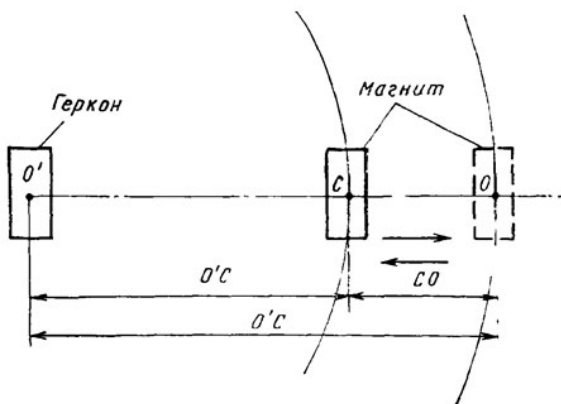


Рисунок 50 – Зона действия датчика ДПУ 2-100

от начала перемещения магнита. При этом справедливо следующее соотношение:

$$O^1O = O^1C + CO,$$

где O^1O – расстояние от начала перемещения (точка O^1) до момента отпускания геркона (точка O); CO – расстояние от точки C до точки O или зона нечувствительности геркона от момента срабатывания до момента отпускания.

Средние значения величин, входящих в выражение, по данным измерений составляют $O^1O = 150$ мм, $O^1C = 115$ мм и $CO = 35$ мм.

Следовательно, диапазон контролируемой величины напуска каната находится в пределах $35 \text{ мм} \leq \Delta L_{\text{н}} \leq 115 \text{ мм}$.

При этом магнит по отношению к геркону должен устанавливаться на расстоянии, не превышающем 115 мм.

В схеме использованного передатчика применена частотная модуляция (ЧМ), а в схеме приемника – частотный детектор с ограничителем. Указанные особенности приемопередатчика позволили значительно снизить уровень амплитудных помех, характерных для большинства шахт. Так, при ЧМ оказалось вполне достаточным превышение амплитуды информационного сигнала над уровнем помех на 6–10 Дб, тогда как при АМ необходимое превышение составляет 20 Дб.

Применение рамочной направленной антенны на выходе передатчика позволило сконцентрировать высокочастотную энергию последнего в сторону ближайшего провода петлевой антенны приемника. Передающая антенна, как правило, многовитковая и небольших размеров. Петлевая антенна приемника выполнена из двух изолированных проводов типа ТАШ 1×2, проложенных по стволу вдоль пути движения клетки и замкнутых между собой в конце ствола. Применение подобной петли более целесообразно по сравнению с так называемыми индуктивными шлейфами, в которых в качестве второго проводника используется проводимость Земли. Это связано с тем, что с глубиной шахты на качество связи сказывается не только километрическое затухание сигнала (на шахтах глубиной более 1000 м), но и значительные ЭДС

помех, наводимые в шлейфе. Предложенная аппаратура контроля работает следующим образом (рисунок 51).

В случае зависания подъемного сосуда постоянный магнит вместе с канатом, продолжающим движение по инерции, отходит вниз и приводит к размыканию магнитных контактов геркона. Это влечет к исчезновению модуляции передатчика и, как следствие, переходу быстродействующего триггера исполнительного блока в другое устойчивое состояние с сигнализацией «напуск каната» в блоке индикации.

Рассмотренная аппаратура контроля напуска каната была внедрена на одноклетевом подъеме (без противовеса) шахты «Вентиляционная» Хайдарканского ртутного комбината. Длительная эксплуатация подтвердила результаты лабораторных исследований и позволила установить, что контролируемый напуск находится в пределах 100 мм и практически не зависит от глубины ствола; при наличии значительных помех со стороны шахтной селекторной связи качество связи аппаратуры остается вполне удовлетворительным.

Способ контроля напуска каната по принципу расположения датчика на копре реализован в аппаратуре, разработанной

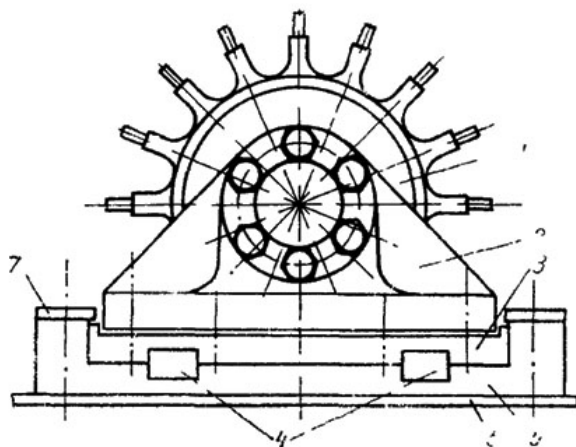


Рисунок 51 – Устройство контроля напуска каната с датчиком, расположенным под копровыми шкивами

в МАКНИИ и Институте автоматики (Украина). Концевая нагрузка на канате контролируется по реакции в опорах подшипников копровых шкивов. С целью контроля концевых нагрузок применены магнитоупругие датчики дроссельного типа, устанавливавшиеся под подшипниками копровых шкивов. Изменение концевых нагрузок вызывало соответствующее изменение давления на датчик, что, в свою очередь, приводило к изменению их сопротивления переменному току. Величина тока датчиков контролируется специальной схемой, которая обеспечивает срабатывание выходного реле при достижении усилием заданного значения. Под каждый из шкивов устанавливалось по два датчика. Схема, к которой подключался один из датчиков, настраивалась на усилие, меньшее минимального усилия в нормальном режиме. Вторая часть схемы настраивалась на усилие, большее максимального допустимого.

Промышленные испытания устройства подтвердили возможность контроля концевой нагрузки вдоль ствола и даже возможность использования данного принципа для проверки состояния направляющих по характеру нагрузок на канат при движении сосуда в стволе.

Несколько позже аналогичный принцип был также реализован Гипронисэлектрошахтом. Для контроля усилия в этом случае использованы магнитоупругие датчики типа пресс-дуктор, которые ставились не под подшипник копрового шкива, а встраивались непосредственно в него с передачей усилия на датчик от вала копрового шкива. Промышленные испытания данного устройства показали, что такое конструктивное выполнение датчиков и устройств для их установки также обеспечивает работоспособность системы защиты.

Принципиальным недостатком системы является необходимость замены существующих подшипников новыми, изготовленными с расчетом на встраивание в них магнитоупругих датчиков усилия. Переоборудование всех копровых шкивов новыми подшипниками потребовало бы больших затрат, особенно учитывая многообразие типоразмеров применяемых копровых шкивов.

Способ установки датчиков усилия – один из важнейших моментов, определяющих работоспособность системы контроля. В первых конструкциях аппарата Института автоматики, получивших название АКП-1 и АЗСП-1, датчик ставился под подшипник, стоящий на специальной подставке.

В центре подставки было отверстие, через которое датчик упирался в нижнюю плоскость подшипника и в таком положении расклинивался. Здесь практически все усилие передавалось на опоры, и лишь незначительная его часть прилагалась к датчику.

В результате уровень полезного сигнала датчика оказывался низким и соизмеримым с уровнем помех (температурные деформации, колебания напряжения и т.п.). Устройство защиты работало недостаточно устойчиво и не обеспечивало надежной защиты. Хорошая работоспособность устройства возможна лишь при условии приложения к датчику всего усилия, воспринимаемого подшипником, или же определенной части усилия. Способ установки подшипника, обеспечивавший выполнение этого условия, разработан МАКНИИ в содружестве с Институтом автоматики (рисунок 51).

Концевая нагрузка, воспринимаемая копровым шкивом 1, передается через подшипник 2 и верхнюю плиту 3 (к которой крепится подшипник 2) к датчику 4. От смещения в горизонтальной плоскости плита 3 удерживается выступами, входящими в пазы плиты 5, а также шпонкой; от смещения в вертикальной плоскости плита 3 удерживается накладкой 7, которая вместе с нижней плитой 5 крепится общим болтом к копровой площадке 6.

Все усилие передается на датчик 4, поскольку между плитами 3 и 5 есть зазор, не превышающий 2 мм. Между накладкой 7 и плитой 3 также есть зазор, исключаяющий нагружение датчиков усилием от затягиваемых болтов. Поскольку деформации датчиков в процессе работы очень малы (не превышают единиц микрон), зазоры также малы и не снижают надежность установки подшипника.

Аппарат АЗСП-2 имеет четыре блока. Два блока используются для защиты от зависания левого и правого сосудов, а два других – для защиты от перегрузки.

Опытная промышленная эксплуатация аппарата проведена на шахте № 1 им. Челюскинцев.

Основными недостатками устройств контроля напуска каната, устанавливаемых на копре, являются ложные срабатывания и низкое быстродействие, связанное с использованием косвенного метода контроля.

Один из возможных способов контроля напуска каната может быть реализован измерением перемещения подъемного сосуда от копра. Известно устройство для контроля зависания подъемного сосуда в шахте, основанное на подсчете, с учетом направления движения путевых импульсов, формируемых при перемещении подъемного сосуда, источником которых является магнитная запись, предварительно нанесенная на один из головных канатов. Однако это устройство имеет ограниченную зону работы в районе копра и устья ствола шахты. При значительной длине в стволе канат собственным весом обеспечивает себе движение в ствол с прежней скоростью даже при зависшем сосуде. В случае подъемной установки с головным и уравнивающими канатами может быть использовано устройство, взаимодействующее с нанесенными на канатах магнитными метками, одна из которых установлена параллельно одной из ветвей уравнивающего каната, и блок сравнения, входы которого соединены с датчиком, а выход – с исполнительным блоком. В этом устройстве датчики считывают метки у одного из головных канатов и одной из ветвей уравнивающего каната при движении подъемного сосуда. Эти метки преобразуются в последовательность импульсов с последующим изменением времени между импульсами от одноименных меток.

В случае зависания опускающегося сосуда нарушается одновременность прихода указанных импульсов и подается команда на отключение привода. Недостатком данного устройства является то, что в случае зависания второго сосуда не обеспечивается надежность контроля напуска каната. В момент зависания второго сосуда первый сосуд движется с нормальной скоростью за счет длины петли уравнивающего каната в нижней части ствола. Вместе с первым сосудом нормальную скорость движения имеет

как головной канат, так и одна ветвь уравнивающего каната. Следовательно, пока не выбрана петля уравнивающего каната, пока последний не затянется в канатных проемах перекрытия нижней части ствола, одноименные импульсы от обоих канатов (головного и уравнивающего) идут синхронно, и команда на отключение привода не подается. Это приводит к тому, что уравнивающий канат деформируется, второй сосуд сдернут с места зависания, первый сосуд получает удар через уравнивающий канат, сила которого может вывести из строя и головной канат.

Избежать подобной ситуации можно при установке датчика параллельно другой ветви уравнивающего каната. На рисунке 52 подъемные сосуды 1 и 2 подвешены к головным канатам 3 и 4. Уравнивающий канат 5 представляет собой петлю, состоящую из двух ветвей 6 и 7, вдоль каждой из которых установлены датчики 8 и 9 скорости (пути) перемещения канатов. На уравнивающий канат 5 нанесены магнитные метки (не показаны). Блок 10 сравнения предназначен для обнаружения разности сигналов с датчиков 8 и 9 и соединен с усилительно-преобразовательным блоком 11, позволяющим усилить разность этих сигналов, преобразовать ее и подать в исполнительный блок (схему управления) подъемной установки.

В эксплуатационном режиме работы подъемной

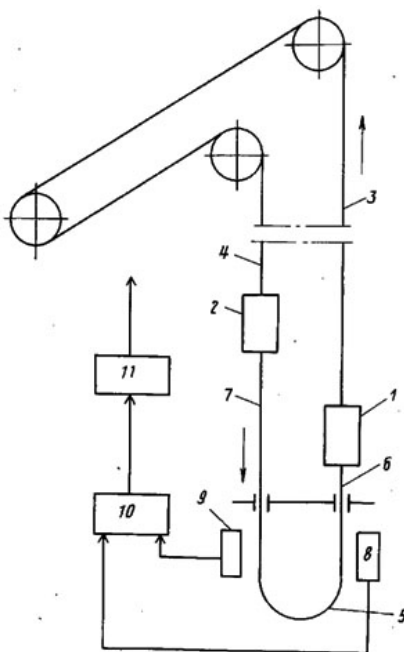


Рисунок 52 – Устройство для контроля зависания сосудов подъемной установки с головными и уравнивающими канатами

установки сигналы от датчиков 8 и 9 равны, и исполнительный сигнал на выходе блока 11 не формируется. В случае аварии, например, зависания сосуда 2, сигнал от датчика 9 равняется нулю, так как скорость движения ветви 7 уравнивающего каната равна нулю. Однако привод подъемной машины продолжает работать, поднимая сосуд 1 и одновременно петлю каната 5. Следовательно, сигнал от датчика 8 продолжает поступать в блок сравнения 10, в результате чего формируется сигнал на выходе блока 10 и 11. В схему управления при этом поступает сигнал об экстренной остановке подъемной машины.

Работа устройства основана на том, что при остановке, т.е. зависании сосуда в стволе, сразу же останавливается и прикрепленный к нему снизу уравнивающий канат, тогда как головной канат сматывается с барабана и продолжает движение в стволе. Четкость работы устройства зависит от глубины места зависания в стволе, а быстродействие аппаратуры в 2–5 раз выше известных устройств (большое значение относится к тем случаям зависания, которые имеют место в нижней части ствола).

Установка обоих датчиков вдоль вертикальных ветвей уравнивающего каната позволяет надежно фиксировать любые несинхронности (вызванные застреванием сосуда или обрывом хвостового каната) при движении подъемных сосудов в стволе за счет регистрации нарушенного равенства скоростей движения отдельных ветвей уравнивающего каната.

В научно-производственном объединении «Сибцветметавтоматика» (Норильское управление) разработано устройство защиты от напуска каната УЗН-1. Область применения – подъемные установки всех типов. Глубина контроля зависания сосуда – 2000 м, уставка срабатывания – 0,4 м. Устройство УЗН-1 состоит из передающей станции с антенной и приемной станции с антенной. Передающая станция устанавливается на крыше сосуда подъемной машины в непосредственной близости от направляющего или тормозного каната, на котором предварительно нанесена равномерная магнитная запись с шагом 0,5 м. Передающая антенна закрепляется на грузовом канате.

Приемная станция устанавливается в машинном отделении в непосредственной близости от тахогенератора, на валу которого закреплен предварительно намагниченный стальной диск.

Действие устройства основано на сравнении скорости сосуда и навивочной поверхности барабана во всем диапазоне скоростей и по всей глубине ствола. Датчик перемещения сосуда – приемная станция – содержит магнито-модуляционный датчик, считывающий при движении сосуда магнитные метки, и высокочастотный блок, входом соединенный с магнито-модуляционным датчиком, а выходом – с передающей антенной.

В состав передающей станции входят:

- магнито-модуляционный датчик;
- высокочастотный генератор;
- передающая антенна;
- блок питания.

Приемная станция состоит из следующих функциональных блоков:

- приемная антенна;
- усилитель высокой частоты;
- счетчик;
- выходные устройства;
- стабилизатор.

Приемная станция, в качестве которой применена штатная приемная антенна аппаратуры «Сигнал-5», установлена в подшивном пространстве таким образом, что грузовой канат проходит сквозь ее проем, не касаясь корпуса антенны.

Разработанное устройство защиты от напуска каната обладает следующими преимуществами:

- бесконтактный метод считывания и обработки информации;
- отсутствие движущихся узлов и деталей;
- возможность контроля по всей глубине ствола;
- возможность уставки срабатывания от скорости движения сосуда;
- возможность регулирования уставки срабатывания;
- низкое энергопотребление;
- компактность.

К основному недостатку аппаратуры УЗН-1 следует отнести невозможность сокращения расстояния между магнитными метками из-за их взаимовлияния, тем самым снижается быстродействие системы, а это одно из основных требований к аппаратуре контроля напуска каната.

Известна система АКПР для защиты напуска каната с использованием кабельного квантователя путевой информации. Испытание аппаратуры проводилось на клетьевом подъеме Никитовского ргутного комбината (Украина). Для исключения механических повреждений кабеля в процессе эксплуатации его прокладка была выполнена внутри швеллера, проложенного вдоль ствола. Рабочее расстояние между генератором, установленным на клетке, и кабелем находилось в пределах 150–200 мм.

В результате экспериментальной проверки аппарата защиты от напуска каната с кабельным квантователем путевой информации отмечены следующие недостатки:

- большая трудоемкость и металлоемкость при прокладке кабеля в стволе действующей подъемной установки;
- возможность влияния помех;
- необходимость тщательной прокладки кабеля с отклонением не более ± 30 мм от заданного рабочего расстояния (1500 мм);
- необходимость периодической смены источника питания генератора (1 раз в день).

Рудники цветной металлургии, в основном, оборудованы аппаратурой «Сигнал-5А» и «Сигнал-5», имеющей в своем составе высокочастотные каналы связи, работающие по подъемным канатам, которые после соответствующей доработки могут быть использованы для передачи сигналов напуска из клетки в машинное отделение. В научно-производственном объединении «Союзцветметавтоматика», Северо-Кавказском филиале Всесоюзного научно-исследовательского и конструкторского института «Цветметавтоматика» (СКФ ВНИКИ ЦМА) была разработана аппаратура «Сигнал-16», предназначенная для формирования и передачи сигналов о напуске каната из клетки и с противовеса, рабочей, аварийной сигнализации и управления из клетки ствольными решетками, громкоговорящей связи между машинистом подъема

и сигналистом подъема и сигналистами, находящимися в клетке и на основном горизонте.

Принцип действия аппаратуры, входящей в разработанный комплекс, основан на использовании дуплексных индуктивных каналов связи, работающих по подъемным канатам, с модуляцией несущих частот тональными частотами. Для формирования сигналов наличия клетки на горизонте использован магнито-модуляционный принцип. Формирование сигналов о возникновении напуска каната в ствол основано на контроле натяжения подъемных канатов клетки и противовеса.

Клетевые подъемные установки, оборудованные пружинным приводом ловителей клетки, могут быть оборудованы защитой от напуска каната с использованием в качестве элемента, реагирующего на ослабление натяжения каната, пружины привода парашюта. Достаточно большой ход пружины дает возможность включать контакт в момент ослабления натяжения каната. Основная проблема в осуществлении этого способа – передача информации «сосуд–поверхность». В то же время контроль состояния пружины парашюта обеспечивает и контроль ее целостности, что является немаловажным.

В качестве канала связи может быть использована индуктивная связь с прокладкой кабеля (троса) в стволе шахты, а также приемо-передающий комплект аппарата контроля положения рамок АКПР-1М разработки института ВНИОМШС и ЦНИИПодземмаша, выпускаемые заводом «Красный металлист». Указанный комплект состоит из установленных на подъемном сосуде передатчика, передающей антенны, источника питания, расположенных на подшивной площадке приемной антенны и антенного усилителя, установленных в здании подъемной установки приемного устройства, исполнительного устройства и зарядного устройства (рисунок 53).

Технические данные канала связи аппаратуры АКПР-1М:

- Линия связи – один из тормозных канатов.
- Максимальная глубина ствола от подшивной площадки – 1600 м.
- Мощность передатчика 0,3–1,0 Вт.

- Реальная чувствительность по входу антенного усилителя – 40 Мкв.
- Излучаемый сигнал передатчика – непрерывная амплитудная модуляция.
- Ширина полосы частот передатчика не более 16 кГц.
- Фиксированные рабочие частоты 800 кГц, 950 кГц, 1000 кГц.

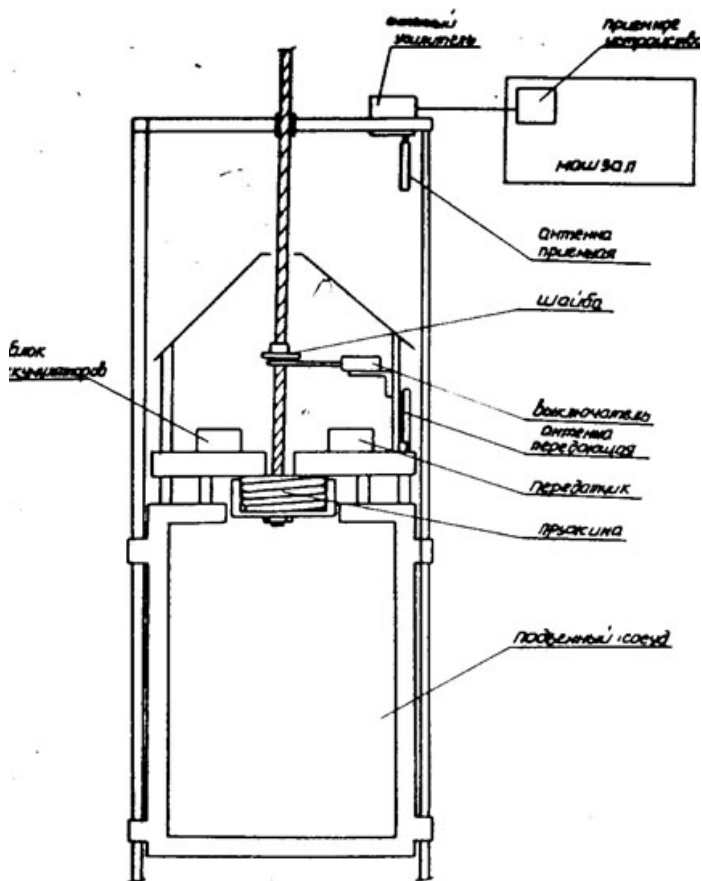


Рисунок 53 – Расположение аппаратуры АКПР на клетѣ

- Избирательность по соседнему каналу приемного устройства при расстройке ± 10 кГц не хуже 20 дБ.
- Напряжение питания: передатчика – 12 В; приемного блока – 220 В, 127 В.

Элементы канала связи, устанавливаемые в стволе, имеют взрывобезопасное исполнение РО-И и могут применяться на шахтах, опасных по газу и пыли.

В качестве датчика начала ослабления натяжения подъемного каната на клетки укрепляется выключатель, например, типа КСЛ-2 (используется для контроля схода ленты конвейера), выполненный на базе геркона, размещенного в специальном корпусе.

Срабатывание геркона происходит при приложении усилия к выходному рычагу выключателя, вызывающего его смещение на 100 мм. В качестве привода используется специальная шайба, укрепленная на канате. Шайба имеет возможность перемещаться вдоль каната для регулировки момента срабатывания. Контакты геркона вводят в цепь управления работой передатчика. Таким образом, любые ослабления натяжения каната, приводящие к разжатию пружин привода парашюта, будут зафиксированы и переданы на поверхность.

Проблемой освоения аппаратуры АКПР с кабельным квантователем информации является имеющее место в настоящее время отсутствие шахтных кабелей такого типа (рисунок 53).

Во Фрунзенском политехническом институте разработано устройство для контроля напуска каната и целостности приводной пружины парашюта шахтной клетки. Устройство по авторскому свидетельству № 1456352 (рисунок 54) содержит шпильку парашюта 1, охватываемую пружиной 2, размещенной в стакане 4, постоянный магнит 5, закрепленный на пружине 2, и геркон 6, установленный на внутренней стенке стакана 4 с возможностью регулирования винтом 7. При нахождении клетки подъемника на посадочных кулаках геркон 6 замкнут, так как находится в зоне действия магнита 5.

При поломке пружины 2, ослаблении канатов или поломке шпильки 1 парашюта магнит 5 перемещается, что приводит

к размыканию геркона 6 и подаче аварийного сигнала в схему управления подъемником, блокирующего его работу.

При нормальном режиме работы подъемной установки в процессе движения клетки пружина 2 сжата шпилькой 1, которая удерживается подъемным канатом. Постоянный магнит 5 смещается совместно с витками пружины 2 вверх и не воздействует на геркон 6.

При напуске каната или обрыве шпильки 1 пружина 2 разжимается и виток с магнитом 5 перемещается вниз, воздействуя на геркон 6, подающий сигнал об аварии.

При нахождении клетки 3 на посадочных кулаках горизонта воздействие головного каната на шпильку 1 ослабляется, пружина 2 находится в разжатом состоянии. При этом витки пружины 2 занимают заданное положение, магнит 5 воздействует на геркон 6, замкнутые контакты которого свидетельствуют о целостности

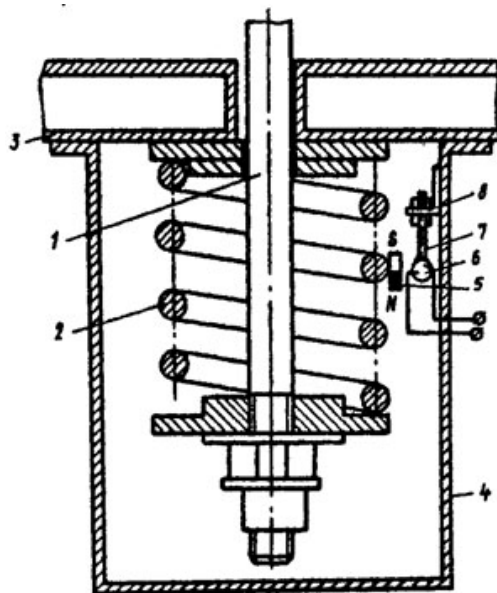


Рисунок 54 – Устройство для контроля напуска каната и целостности приводной пружины парашюта шахтной клетки

пружины 2. В случае поломки пружины 2 ее витки занимают положение, отличное от заданного. Магнит 5 находится выше или ниже заданного положения, что определяется местом поломки пружины – выше или ниже места крепления магнита 5 и не вызывает замыкания контактов геркона 6, в результате чего в схему управления подъемной установки подается аварийный сигнал, блокирующий ее дальнейшую работу.

Известны способ и устройство экстренной сигнализации из клетки в ствол (патент Чехословакии № 91184, кл. 74С,10), включающее источник направленного света, аккумуляторную батарею, выключатель, ротационную заслонку с двигателем, размещенных в клетке, и приемник с исполнительным элементом на поверхности шахты.

Световой луч, посылаемый с поверхности, проходит через отверстие в заслонке и попадает на фотоприемник. В аварийном режиме зависания подъемного сосуда луч света прерывается при отключении в этом случае прицепного устройства от нормального положения, что приводит к срабатыванию тормозной системы шахтной подъемной установки.

Подобная схема имеет ряд недостатков: во-первых, прицепное устройство может остаться в рабочем вертикальном положении, во-вторых, наличие передатчика на движущемся сосуде и ротационной заслонки с двигателем требуют мощного автономного источника питания в клетке, в-третьих, слабая проходимость рассеянного светового луча в рудничной атмосфере ствола шахты, а также копеж могут приводить систему контроля к постоянным ложным срабатываниям.

В ФРГ запатентовано устройство для измерения растягивающего усилия (патент № 1648350, фирма GHH). Принцип действия данного устройства основан на взвешивании подъемного сосуда пружинным динамометром. Встраивание динамометров в подвесное устройство усложняет их конструкцию, увеличивает габариты сосудов, приводит к усложнению в настройке, требует разработки дополнительного крепления (разрыв системы «канат-сосуд»), а значит, и дополнительного контроля за местом крепления.

Широкое применение в горнодобывающей промышленности нашли системы контроля, в которых для определения напуска каната используют провисание струны каната на участке от барабана подъемной машины до копрового шкива (по классификации – местоположение устройства контроля на струне). Устройство, выполненное на принципе контроля провисания струны каната, получило достаточно полное освещение с указанием всех его положительных и отрицательных качеств. Из наиболее характерных качеств приведены следующие: невысокая эффективность работы из-за малой надежности выявления сигнала о напуске каната; существенное влияние поперечных колебаний струны, приводящее к ложному срабатыванию устройства защиты; ограниченный диапазон работы (до глубины ствола – 200 м); большое запаздывание вследствие того, что копровый шкив под действием собственного момента инерции и массы вертикальной ветви струны продолжает вращаться, не давая возможности к увеличению провисания каната.

Несмотря на существенные недостатки, присущие системе измерения напуска каната по величине поперечного перемещения струны, эти устройства контроля наиболее широко применяются на практике. Объяснить это можно простотой способа, обеспечивающего двухзвеньевую форму измерений: «колебание струны – выходная величина».

Довольно большую группу составляют устройства контроля напуска каната, местом установки которых является копер. По физической сущности измеряемой величины они могут быть сгруппированы в устройства, измеряющие:

- силы, действующие в опускающей ветви каната (наиболее многочисленная группа);
- расстояние до сосуда и скорость его движения;
- параметры колебательных процессов в проводниках;
- прямолинейность траектории движения сосуда.

Устройства, измеряющие силы, действующие в опускающейся ветви каната, определяют его напуск косвенным путем, так как рассогласование перемещения сосуда и барабана подъемной машины при зависании приводит к перераспределению нагрузки

от сосуда на препятствии при одновременном снижении осевого усилия в канате. В данном случае реализуется двухзвенная форма косвенного измерения: «усилие в канате – напуск каната».

Для определения напуска каната применяют устройства, основанные на принудительном отклонении вертикальной ветви каната. При постоянных значениях усилия отклонения величина горизонтального перемещения каната зависит от значений его осевых усилий. Для создания отклоняющих усилий обычно используют электромагниты, пружины, контргрузы. По два электромагнита располагаются на площадке копровых шкивов. Между каждой парой электромагнитов устанавливают концевой выключатель. При ослаблении натяжения каната электромагниты притягивают канат, который нажимает на рычаг соответствующего концевого выключателя, управляющего тормозом подъемной машины.

Для определения напуска по изменению действующих в канате осевых нагрузок используют и ранее рассмотренную аппаратуру контроля с магнитоупругими силоизмерительными датчиками. Расположение устройства контроля у копрового шкива приводит к реализации трехзвенной формы косвенного измерения: «усилие в канате – деформация – выходная величина».

Эффективность использования устройств контроля, установленных на копре, в основном будет определяться количественным соотношением между массой сосуда и массой каната. Следует отметить, что на результат измерения будут оказывать влияние динамические составляющие усилий в канате, возникающие при зависании подъемного сосуда. Быстродействие системы контроля будет зависеть не только от собственного времени запаздывания, но и, в большей мере, от инерционности подвижных элементов подъемной установки.

В Англии разработана схема защиты от напуска каната, которая обеспечивает полную защиту по всей зоне движения подъемного сосуда по стволу. Принцип работы устройства основан на том, что любое движение барабана сравнивают с движением подъемного сосуда и рассогласование между ними вызывает срабатывание выходного реле. Схема защиты отключает питание двигателя

шахтной подъемной машины и приводит в действие тормозную систему, а также обеспечивает индикацию при напуске, когда другой сосуд расположен на верхней приемной площадке.

Системы, предназначенные для непрерывного контроля напуска каната по измерению расстояния от копрового шкива до сосуда и скорости его движения, располагают на подшкивной площадке. В качестве устройства контроля применяют оптические квантовые генераторы с небольшой мощностью излучения: фазовые дальномеры и измерители скорости движения сосуда, использующие эффект Допплера. Оптические квантовые дальномеры производят непосредственное измерение параметров движения сосуда – величины скорости его перемещения.

В ЮАР известно применение квантовых оптических генераторов в наклонных стволах для контроля траектории прямолинейности движения сосуда. Луч света от источника, установленного в устье, проходит по стволу до приемника. На подъемном сосуде установлена непрозрачная пластина с отверстием, через которое проходит луч. В случае схода подъемного сосуда с рельсов световой луч выходит за пределы отверстия и прерывается непрозрачной пластиной. Приемник формирует аварийный сигнал, поступающий в цепь управления подъемной машины.

Возможность применения этого способа в вертикальных стволах сомнительна, так как аварийная ситуация – зависание сосуда – не всегда связана с его выходом за пределы проводников.

Применение оптических квантовых генераторов для контроля положения подъемного сосуда в стволе шахты с целью контроля напуска каната связано с ложным срабатыванием. Луч лазера в любой момент времени может быть прерван либо выпавшим из сосуда куском породы или руды, либо копежом в стволе.

Приведены данные о методе контроля состояния и местонахождения подъемных сосудов в шахтном стволе по вынужденным колебаниям проводников, возникающим при движении сосуда во время работы подъемной установки. Этот метод обеспечивает трехзвенную форму косвенного измерения: «выходное напряжение – амплитуда вынужденных колебаний проводника – местонахождение сосуда». Как отмечают сами авторы, практическое

применение этого метода требует детальных исследований несмотря на то, что принципиальная работоспособность его была подтверждена опытной апробацией.

Системы контроля напуска каната, устанавливаемые на копре, имеют низкое быстродействие. Однако они нашли практическое применение для шахт небольшой глубины. Применение их на этих стволах оправдано тем, что:

- устройство контроля устанавливается на дневной поверхности, в местах, удобных для его обслуживания;
- для управляющего воздействия на подъемную машину нет необходимости использования специальных каналов связи.

В основу работы устройства контроля напуска каната, устанавливаемых в непосредственной близости от подъемного сосуда, положено измерение силового взаимодействия подъемного каната с сосудом.

Система контроля напуска каната с определением момента зависания сосуда по натяжению головного каната у прицепного устройства клетки предложена институтом «Автоматуглерудпром» (г. Конотоп). На подъемном канате в точке, удаленной на 0,5 м от верхнего жимка, закреплен кронштейн, связанный с помощью тросика с устройством, преобразующим механическое перемещение каната в электрический сигнал. В качестве задающего элемента приемо-передающего устройства выбран магнитоуправляемый контакт (геркон) с постоянным магнитом. Возникающее при зависании сосуда ослабление подъемного каната передают через тросик на шток с экраном, который разрывает магнитную связь между герконом и магнитом.

Основными недостатками данного устройства являются его значительные габариты и низкое быстродействие.

Итак, на основе анализа классификационной схемы, функциональных схем известных систем и устройств контроля установлено, что основными признаками при разработке системы контроля являются местоположение измерительного элемента (датчика) в системе подъема и время срабатывания системы контроля в целом.

12. РАЗРАБОТКА, ВЫБОР И РАСЧЕТ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ НАТЯЖЕНИЯ КАНАТА

12.1 Натяжение каната у подъемного сосуда при различных режимах работы подъемной установки

Основой для реализации идеи контроля натяжения каната с размещением датчика первичной информации у прицепного устройства подъемной установки было рассмотрение осевых нагрузок на канат при выполнении тахограммы подъема.

Ослабление натяжения подъемного каната приводит к потере кинематической связи между подъемной машиной и сосудом. Зависание опускающегося подъемного сосуда в стволе шахты или разгрузочных кривых – одна из причин образования ослабления натяжения каната, приводящая к аварийной ситуации.

Диапазон изменения статического натяжения каната рассмотрен в трех наиболее характерных и рекомендуемых для организации контроля точках опускающейся ветви каната (рисунок 55):

в точке № 1 – крепления подъемного сосуда к канату;

в точке № 2 – схода вертикальной ветви каната с копрового шкива;

в точке № 3 – схода подъемного каната с органа навивки.

Задача рассматривалась на примере действующей по пяти-периодной диаграмме скорости скиповой подъемной установки, являющейся наиболее распространенным видом грузового подъема.

Натяжение опускающейся ветви каната в рассматриваемых точках № 1, № 2, № 3 при нормальном ходе скипа соответственно описывается уравнениями академика М.М. Федорова:

$$S_1 = \gamma_{ck} G_{ck} - K_{on} Q_{on} + p(l_c \sin \phi - D_{ш} - h_{н.н.} - x) \pm m_1 a, \quad (5)$$

$$S_2 = \gamma_{ck} G_{ck} - K_{on} Q_{on} + p(l_c \sin \phi - D_{ш} - h_{н.н.} - x) \pm m_2 a, \quad (6)$$

$$S_3 = \gamma_{ск} G_{ск} - K_{он} Q_{он} + p(D_{ш} + h_{н.п.} + x - l_c \sin \phi) \pm m_3 a, \quad (7)$$

где $G_{ск}$ – собственная масса скипа, т; $\gamma_{ск}$ – коэффициент, показывающий, какая часть веса скипа действует на канат. На пути движения в кривых $\gamma_{ск}$ изменяется в пределах $1 \geq \gamma_{ск} \geq \gamma_{ск \min}$; $K_{он}$ – коэффициент, учитывающий силы трения покоя сопротивления, возникающие при работе подъема и действующие на опускающуюся ветвь ($K_{он} \approx 0,4$ при спуске скипа); $Q_{н}$ – масса полезного груза, т; p – масса 1 метра каната, кг; $h_{н.п.}$ – высота переподъема, м; ϕ – угол наклона струны каната, град; $D_{ш}$ – диаметр копрового шкива, м; x – текущее значение координаты положения скипа в стволе, отсчитываемое от верхней крайней точки прицепного устройства; l_c – длина струны каната, м; a – ускорение (замедление) скипа, м/с²; m_1 – масса движущихся частей подъемной установки, влияющая на натяжение каната в точке № 1;

$$m_1 = G_{ск} / g, \text{ т;}$$

m_2 – масса движущихся частей подъемной установки, влияющая на натяжение каната в точке № 2,

$$m_2 = 1 / g [G_{ск} + p(x - D_{ш} - h_{н.п.})], \text{ т;}$$

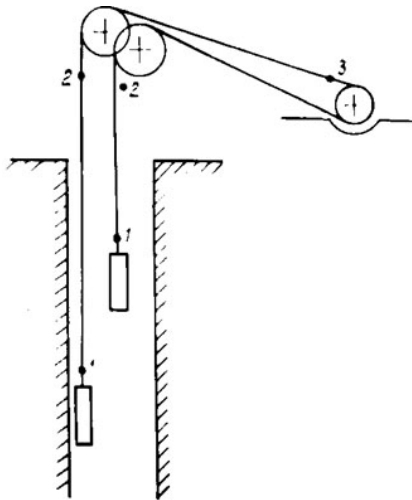


Рисунок 55 – Характерные точки контроля

m_3 – масса движущихся частей подъемной установки, влияющая на натяжение каната в точке № 3,

$$m_3 = 1 / g [G_{\text{ск}} + p(x + l_c + D_{\text{ш}} + h_m)], \text{ т};$$

g – ускорение свободного падения, м/с².

Современные скиповые подъемные установки, как правило, не оснащаются опрокидными скипами, поэтому коэффициент $\gamma_{\text{ск}}$ принят равным 1. При контроле напуска каната с точек № 1 и № 2 вредные сопротивления будут обусловлены сопротивлением воздуха и башмаков направляющего устройства движущегося скипа, поэтому $K_{\text{оп}} \approx 0,4$; при контроле напуска каната с точки № 3 необходимо учитывать также коэффициент сопротивления вращению вала копрового шкива, с учетом которого $K_{\text{оп}} \approx 0,45$.

В уравнениях (5–7) величина $pl_c \sin \phi$ отражает вертикальную составляющую массы струны каната, которая не превышает 7–8 % собственной массы скипа и влияет на натяжение каната только в пределах копра, т.е. когда $pl_c \sin \phi \geq p(D_{\text{ш}} + h_{\text{н.н.}} + x)$. Поэтому при условии, когда $pl_c \sin \phi < p(D_{\text{ш}} + h_{\text{н.н.}} + x)$, уравнение можно представить как

$$S_1 = G_{\text{ск}} - K_{\text{он}} Q_n \pm m_1 a .$$

На рисунке 56 приведен график усилий $S_1 = f(H)$, построенный для реального скипового подъема шахты № 10 СУБРа.

Изменение усилий при предусмотренных Едиными правилами безопасности ускорениях и замедлениях не превышает 10 % осевой нагрузки каната. Нагрузка на канат в точке № 1 не зависит от высоты подъема, а ее наибольшее значение может быть определено через собственную массу подъемного сосуда.

Так, на примере шахты № 10 СУБРа

$$S_{1\text{max}} = 1,076 Q_0,$$

где Q_0 – масса порожнего сосуда, т.

Графики усилий $S_2 = f(H)$ и $S_3 = f(H)$, построенные для контрольных точек № 2 и № 3, идентичны по форме и практически равны по величине. Имеющаяся разница относится к началу цикла спуска, т.е. к периоду движения скипа с ускорением, когда значения усилия S_3 снижаются на 5 % и менее значений усилия

S_2 . С удалением скипа от разгрузочных кривых эта разница для инженерных расчетов становится несущественной, но усилия в обеих контрольных точках возрастают. Крутизна их зависит от величины pH и когда угол наклона может достигать до 45° , pH становится равным массе скипа $G_{ск}$. Следует заметить, что изменения усилий S_3 несколько больше, чем изменения S_1 и S_2 , и составляют 12–13 % усилия в начале равномерного хода. Это обусловлено увеличением приведенной массы движущихся частей подъемной установки за счет инерционности копрового шкива.

При расчетах устройств контроля напуска каната достаточно принять наибольшее статическое натяжение каната равным $1,06(G_{ск} + pH)$ при контроле как в точке № 2, так и в точке № 3. Следовательно, на глубоких шахтах, где масса каната сопоставима с массой скипа, усилия S_{2max} и S_{3max} в канате могут быть равными $2S_{1max}$ или $2,14G$, а для приводимого примера – $1,46G$.

Для расчетов, необходимых при конструировании устройств контроля, в качестве исходных данных необходимо знать наименьшее значение усилия натяжения в канате при нормальной работе подъемной установки. В случае применения опрокидных скипов

$$S_{1min} \approx S_{2min} = 0,6G; \quad S_{3min} \approx 0,55G,$$

а в случае применения неопрокидных скипов

$$S_{1min} \approx S_{2min} = 0,85G; \quad S_{3min} \approx 0,82G.$$

Анализ результатов расчета, полученных при оценке натяжения подъемного каната в различных точках контроля, позволил установить, что диапазон изменения осевого усилия в канате при контроле в точках № 1 и № 2 существенно различен, а именно: в точке № 1 – $S_1 = 28560 \div 50190$ Н, а в точке № 2 – $S_2 = 15600 \div 66380$ Н.

Таким образом, при расположении точки контроля у копрового шкива (точка № 2) необходимо создать устройство, обеспечивающее изменение усилия в канате, равное

$$S_2 = 66380 - 15600 = 50780 \text{ Н,}$$

а при контроле натяжения в точке № 1, т.е. у подъемного сосуда

$$S_1 = 50190 - 28560 = 21630 \text{ Н.}$$

Значение статического натяжения каната в точке № 1 меньше в 2 раза по сравнению с точкой № 2, а это значит, что по металлоемкости устройство контроля, расположенное у подъемного сосуда, будет значительно ниже, чем при контроле натяжения каната у копрового шкива.

12.2. Оценка натяжения и устройства контроля состояния подъемного каната

Интересен характер изменения натяжения каната непосредственно у подъемного сосуда. На современных скиповых подъемах часто пользуются пятипериодной диаграммой скорости, которая является весьма характерной и для данного анализа. При этом будем считать, что скип является опрокидным. При таком скипе рассмотрим следующие режимы работы подъема.

А. Режим подъема скипа. Общее уравнение натяжения каната в точке его подвески при подъеме скипа с грузом имеет вид:

$$S = \beta_{ep} Q_n + \beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} \pm a/g [\beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck}] = \\ = \kappa_{ep} Q_n - \beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} \pm a/g [\beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck}],$$

где κ_{ep} – коэффициент шахтных сопротивлений грузенной ветви $\kappa_{гр} = 1 + \beta_{ep}$; β_{ep} – коэффициент, учитывающий уменьшение веса полезного груза; γ_{ck} – коэффициент статической неуравновешенности мертвых весов сосудов; Q_n – вес полезного ископаемого, т; G_{ck} – собственный вес скипа, т; a – ускорение (замедление) подъемной машины, м/с²; g – ускорение свободного падения, м/с²;

а) для случая ускорения грузенного скипа при отходе от дозаторной натяжение каната составит:

$$S_0 = \beta_{ep} Q_n + (Q_n + G_{ck}) \pm 0,03(Q_n + G_{ck}) = \beta_{ep} Q_n + 1,03(Q_n + G_{ck}).$$

Обозначив

$$Q_0 = (Q_n + G_{ck})$$

и выражая Q_0 через

$$Q_n \left(Q_0 \beta_{ep} \kappa_{\kappa} = Q_0 \beta_{ep} \frac{Q_n}{Q_0} \right), \text{ получим}$$

$$S_0 = Q_0 (\beta_{ep} \kappa_{\kappa} + 1,03);$$

б) при ускорении скипа в стволе шахты

$$S_1 = \beta_{ep} Q_n + 1,102(Q_n + G_{ck}) = Q_0 (\beta_{ep} \kappa_{\kappa} + 1,102);$$

в) для периода равномерного движения скипа

$$S_2 = 1,05Q_0;$$

г) при замедлении скипа в стволе шахты

$$S_3 = \beta_{ep} Q_n + (Q_n + G_{ck}) - 1,102(Q_n + G_{ck}) = Q_0 (\beta_{ep} \kappa_{\kappa} + 0,898);$$

д) при замедлении скипа в разгрузочных кривых

$$\begin{aligned} S_a &= \beta_{ep} Q_n + \beta_{ck} Q_n + (1 + \gamma_{ck}) G_{ck} \pm a/g [\beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck}] = \\ &= 1,03 [\beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck}] + \beta_{ep} Q_n = \beta_{ep} Q_n + \\ &+ 1,03 [\beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck}] = \\ &= Q_0 [1,03 \kappa_{\kappa} \beta_{ck} + 1,03 \kappa_c (1 - \gamma_{ck}) + \beta_{ep} \kappa_{\kappa}]. \end{aligned}$$

Таким образом, при движении скипа вверх получены следующие зависимости:

$$S_0 = Q_0 (\beta_{ep} \kappa_{\kappa} + 1,03); \quad S_1 = Q_0 (\beta_{ep} \kappa_{\kappa} + 1,102);$$

$$S_2 = 1,05Q_0; \quad S_3 = Q_0 (\beta_{ep} \kappa_{\kappa} + 0,898);$$

$$S_a = Q_a [1,03 \kappa_{\kappa} \beta_{ck} + 1,03 \kappa_c (1 - \gamma_{ck}) + \beta_{ep} \kappa_{\kappa}].$$

Б. Натяжение каната при наложении предохранительного тормоза (скип вверх). Общее уравнение имеет вид:

$$S_T = \beta_{ep} Q_n + \beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} \pm a/g [\beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck}] - a_T/g [\beta_{ep} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck}] ;$$

а) наложение предохранительного тормоза при отходе грузенного скипа от дозаторной

$$\begin{aligned} S_0 &= \beta_{ep} Q_n + (Q_n + G_{ck}) + 0,03(Q_n + G_{ck}) - a_T/g(Q_n + G_{ck}) = \\ &= \beta_{ep} Q_n + 1,03(Q_n + G_{ck}) - a_T/g(Q_n + G_{ck}) = \\ &= Q_0 \beta_{ep} K_K + 1,03 Q_0 - 0,51 Q_0 = Q_0 (\beta_{ep} K_K + 1,03 - 0,51) = \\ &= Q_0 (0,053 + 1,03 - 0,51) = 0,573 Q_0. \end{aligned}$$

Замедление при предохранительном торможении не должно превышать по Единым правилам безопасности $a_T \leq 5 \text{ м/с}^2$. Принимая $a_T = 5 \text{ м/с}^2$ и отношение $a_T/g = 0,51$, получим для случая:

б) ускорение скипа в стволе и наложение ТП

$$\begin{aligned} S_1 &= \beta_{ep} Q_n + 1,102(Q_n + G_{ck}) - 0,51(Q_n + G_{ck}) = \\ &= Q_0 \beta_{ep} K_K + 1,102 Q_0 - 0,51 Q_0 = Q_0 (\beta_{ep} K_K + 1,102 - 0,51) = \\ &= Q_0 (0,053 + 1,102 - 0,51) = 0,646 Q_0 ; \end{aligned}$$

в) для периода равномерного хода и наложения ТП

$$\begin{aligned} S_2 &= \beta_{ep} Q_n + (Q_n + G_{ck}) - a_T/g(Q_n + G_{ck}) = \\ &= Q_0 \beta_{ep} K_K + Q_0 - 0,51 Q_0 = Q_0 (0,053 + 1 - 0,51) = 0,543 Q_0 ; \end{aligned}$$

г) наложение ТП при замедлении скипа в стволе шахты

$$\begin{aligned} S_3 &= \beta_{ep} Q_n + (Q_n + G_{ck}) - 0,102(Q_n + G_{ck}) - 0,51 Q_0 = \\ &= Q_0 (0,053 + 1 - 0,102 - 0,51) = 0,441 Q_0. \end{aligned}$$

Таким образом, при наложении ТП в различных периодах подъема получены следующие зависимости:

$$S_0^{III} = 0,573Q_0 ;$$

$$S_1^{III} = 0,646Q_0 ;$$

$$S_2^{III} = 0,543Q_0 ;$$

$$S_3^{III} = 0,441Q_0 ;$$

$$S_a^{III} = 0,18Q_0 ;$$

где

$$\begin{aligned} S_a^{III} &= \beta_{ep} Q_n + \beta_{ck} Q_n + (1 + \gamma_{ck}) G_{ck} - 0,51 [\beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck}] - \\ &- 0,03 [\beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck}] = \beta_{ep} Q_n + \beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} - \\ &- 0,51 \beta_{ck} Q_n - 0,51 (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} - 0,03 \beta_{ck} Q_n - 0,03 (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} = \\ &= \beta_{ep} Q_n + \beta_{ck} Q_n (1 - 0,51 - 0,003) + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} (1 - 0,51 - 0,03) = \\ &= \beta_{ep} Q_n + 0,46 \beta_{ck} Q_n + 0,46 (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} = \beta_{ep} Q_n + \\ &+ 0,46 [\beta_{ck} Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck}] = \\ &= Q_0 [\beta_{ep} \kappa_{\kappa} + 0,46 \beta_{ck} \kappa_{\kappa} + 0,46 \kappa_c (1 - \gamma_{ck})], \end{aligned}$$

при подстановке значений коэффициентов получим

$$S_a^{III} = Q_0 [0,09 \cdot 0,5 + 0,46 \cdot 0,4 \cdot 0,5 + 0,46 \cdot 0,52 (1 - 0,8)] = 0,18Q_0 .$$

В. Перегон порожних скипов. Общее уравнение имеет вид:

$$S_n = \beta_n Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} \pm a/g (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} ;$$

а) ускорение скипа при отходе от дозаторной

$$S_n = \beta_n Q_n + G_{ck} + 0,03G_{ck} = S_n = \beta_n Q_n + G_{ck} (1 + 0,03) = \\ = Q_0 (\beta_n \kappa_\kappa + 1,03\kappa_c) = Q_0 (0,06 \cdot 0,5 + 1,03 \cdot 0,52) = 0,565Q_0;$$

б) ускорение скипа в стволе шахты

$$S_1 = \beta_n Q_n + 1,102G_{ck} + G_{ck} = Q_0 (\beta_n \kappa_\kappa + 2,102\kappa_c) = \\ = Q_0 (0,06 \cdot 0,5 + 2,102 \cdot 0,52) = Q_0 (0,03 + 1,09) = 1,12Q_0;$$

в) период равномерного хода скипа

$$S_2 = \beta_n Q_n + G_{ck} = Q_0 (\beta_n \kappa_\kappa + \kappa_c) = \\ = Q_0 (0,03 \cdot 0,5 + 0,52) = 0,535Q_0;$$

г) замедление скипа в стволе шахты

$$S_3 = \beta_n Q_n + G_{ck} - 0,102G_{ck} = Q_0 (\beta_n \kappa_\kappa + 0,898\kappa_c) = \\ = Q_0 (0,06 \cdot 0,5 + 0,898 \cdot 0,52) = 0,497Q_0;$$

д) замедление скипа в разгрузочных кривых

$$S_1 = \beta_n Q_n + (1 - \gamma_{ck})G_{ck} - a/g(1 - \gamma_{ck})G_{ck} = \beta_n Q_n + (1 - \gamma_{ck})G_{ck} - \\ - 0,03(1 - \gamma_{ck})G_{ck} = \beta_n Q_n + (1 - \gamma_{ck})G_{ck} (1 - 0,03) = \\ = \beta_n Q_n + 0,97(1 - \gamma_{ck})G_{ck} = Q_0 [\beta_n \kappa_\kappa + 0,97(1 - \gamma_{ck})\kappa_c] = \\ = Q_0 [0,06 \cdot 0,5 + 0,97(1 - 0,8) \cdot 0,52] = 0,13Q_0.$$

При перегоне порожних скипов натяжение каната в нижней точке для различных периодов движения определяется следующими выражениями:

$$S_0^{III} = 0,565Q_0 ;$$

$$S_1^{III} = 1,12Q_0 ;$$

$$S_2^{III} = 0,535Q_0 ;$$

$$S_3^{III} = 0,497Q_0 ;$$

$$S_a^{III} = 0,13Q_0 .$$

Г. **Движение порожнего скипа вниз.** Общее уравнение движения имеет вид:

$$S_1 = \beta_n Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} \pm a/g(1 - \gamma_{ck}) G_{ck} ;$$

а) движение в разгрузочных кривых

$$\begin{aligned} S_0 &= \beta_n Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} - a/g(1 - \gamma_{ck}) G_{ck} = \\ &= \beta_n Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} - 0,03(1 - \gamma_{ck}) G_{ck} = \\ &= \beta_n Q_n + (1 - \gamma_{ck}) G_{ck} (1 - 0,03) = \\ &= Q_0 [\beta_n \kappa_n + 0,97(1 - \gamma_{ck}) \kappa_c] = \\ &= Q_0 [0,06 \cdot 0,5 + 0,97(1 - 0,8) \cdot 0,52] = 0,13Q_0 ; \end{aligned}$$

б) ускорение скипа в стволе шахты

$$S_1 = \beta_n Q_n + 1,102G_{ck} + G_{ck} = Q_0 (\beta_n \kappa_n + 2,102\kappa_c) = 1,12Q_0 ;$$

в) период равномерного хода скипа

$$\begin{aligned} S_2 &= \beta_n Q_n + G_{ck} = Q_0 (\beta_n \kappa_n + \kappa_c) = \\ &= Q_0 (0,03 \cdot 0,5 + 0,52) = 0,535Q_0 ; \end{aligned}$$

г) замедление скипа в стволе шахты

$$S_3 = \beta_n Q_n + G_{ск} + 0,102G_{ск} = Q_0 (\beta_n \kappa_n + 1,102\kappa_c) =$$

$$= Q_0 (0,06 \cdot 0,5 + 1,102 \cdot 0,52) = 0,603Q_0 .$$

При движении порожнего скипа вниз получены следующие выражения значения натяжения каната у сосуда:

$$S_0 = 0,13Q_0 ;$$

$$S_1 = 1,12Q_0 ;$$

$$S_2 = 0,535Q_0 ;$$

$$S_3 = 0,603Q_0 .$$

Анализируя результаты оценки натяжения каната у сосуда, следует отметить, что наименьшее значение S каната имеет место при движении скипа вниз в разгрузочных кривых. Статическое натяжение каната составляет $0,13Q_0$. Следовательно, при расчете датчика необходимо учитывать полученные параметры. Эти данные позволяют:

- определить основные параметры устройств контроля натяжения каната;
- выполнить правильный расчет основных конструктивных параметров датчиков с учетом минимальных осевых усилий в канате.

12.3. Расчетные схемы устройства контроля натяжения подъемного каната

Одним из перспективных способов контроля напуска каната является контроль натяжения подъемного каната датчиком первичной информации, расположенным непосредственно у сосуда, с последующей передачей информационного сигнала по каналу связи в машинный зал. Аппаратура, основанная на этом принципе, может обеспечить надежный контроль напуска каната практически с постоянной чувствительностью датчика и с одинаковым

высоким быстродействием защиты в целом по всей высоте ствола шахты.

Очевидно датчик контроля напуска каната при данном способе должен быть универсальным, т.е. применим как на скиповых, так и на клетьевых (с противовесом и без него) подъемных установках. Анализ контролируемых параметров показал, что главными параметрами являются ход сосуда и натяжение подъемного каната.

Одно из возможных решений задачи контроля напуска каната реализовано в аппаратуре АПИК-2 (будет рассмотрено в следующей главе), основанной на контроле натяжения каната с передачей сигнала по каналу радиосвязи, работающей в зоне индукции, а в качестве датчика первичной информации использован специальный датчик ДКН (рисунок 57). Этот датчик представляет собой трехопорную конструкцию с силовым приводом и регистрирующим устройством.

Силовым приводом является подпружиненный толкатель 1, установленный в цилиндрическом корпусе 3. Для крепления датчика к подъемному канату 4 штока подпружиненного толкателя имеется зажим 3. С целью улучшения работы ДКН крайние опоры 5 выполнены скользящими (влияние условий закрепления ДКН на усилие изгиба каната будет рассмотрено в следующем параграфе). Расстояние между этими опорами составляет базу датчика ($AC = L_0$), являющуюся одним из его основных конструктивных параметров. Регистрирующим устройством в ДКН приняты герметизированные магнитоуправляемые контакты 6 (например, типа КЭМ-1А) в паре с постоянным кольцевым магнитом 7. Постоянный магнит установлен на подвижном штоке подпружиненного толкателя, а геркон предварительно помещен в предохранительную гильзу и вместе с ней ввернут в крышку корпуса. Такая конструкция крепления геркона позволяет регулировать его положение относительно магнита и установить чувствительность датчика. Принцип действия ДКН заключается в следующем. При нормальной работе подъемной установки натяжение каната в базе датчика определяется растягивающим осевым усилием S , создаваемым концевой нагрузкой. Под действием этого усилия канат

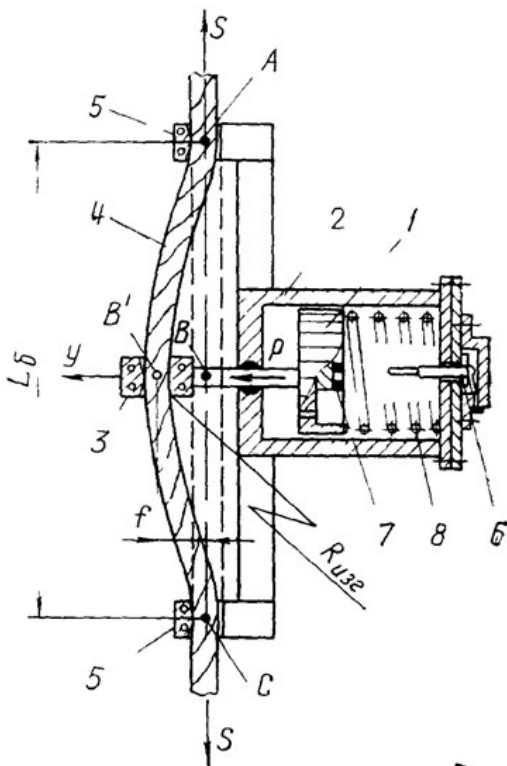


Рисунок 57 – Датчик контроля напуска каната

занимает положение ABC , что соответствует замкнутому состоянию контактов геркона и выдаче датчиком сигнала об отсутствии напуска каната. При зависании подъемного сосуда происходит ослабление натяжения каната, пружина 8 при этом перемещает толкатель 1 настолько, что шток с магнитом удаляется от геркона и приводит к размыканию его контактов, сигнализируя о появлении напуска каната (положение AB^1C).

С целью определения основных конструктивных параметров датчика и учета влияния динамики каната на работу ДКН необходимо выполнить следующие требования.

Радиус изгиба $R_{изг}$ каната в базе датчика при ослаблении натяжения каната должен соответствовать требованию Единых правил безопасности. Он определяется из неравенства $D_{ш}/d_{к} \geq 79$, где $d_{к}$ – диаметр каната; $D_{ш}$ – диаметр шкива и барабана. Отсюда

$$R_{изг} \geq 39,5d_{к}. \quad (8)$$

Кривизна упругой линии на определенном участке

$$\frac{1}{R_{изг}} = \frac{8f}{L_{б}^2}, \quad (9)$$

где f – прогиб каната в базе, м; $L_{б}$ – длина базы ДКН, м.

Подставив значение $R_{изг}$ из выражения (9) в неравенство (8), получим, что из условия допустимого радиуса изгиба каната длина базы датчика должна быть

$$L_{б} \geq \sqrt{316d_{к}f}. \quad (10)$$

Величина прогиба каната f определяется зоной срабатывания регистрирующего устройства и конструкций ДКН. В частности, зона срабатывания геркона КЭМ-1А составляет 10 мм. С учетом влияния динамики каната во время разгона и торможения привода подъема при обеспечении необходимой чувствительности датчика при его настройке в условиях шахты «Вспомогательная» Хайдарканского ртутного комбината (Кыргызская Республика) величина прогиба каната принята равной 20 мм.

На рисунке 58 приведена зависимость минимально допустимого значения базы датчика в соответствии с требованиями ПБ для различных диаметров подъемного каната и принятого типа чувствительного элемента. Например, для подъемной установки с диаметром каната 46 мм длина датчика должна быть принята не менее 540 мм.

С целью определения статического усилия $P_{пр}$, создаваемого пружиной датчика, для поперечного изгиба каната рассмотрим уравнение изогнутой оси.

$$y = f \sin \pi xL^{-1} \quad (11)$$

и потенциальную энергию изгиба

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^L (y'')^2 dx = \frac{\pi^4 EI}{4L^3} f^2, \quad (12)$$

где EI – изгибная жесткость каната, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$.

В пределах базы датчика дадим дополнительный прогиб канату, при этом в середине дуги канат получит перемещение, равное df , а потенциальная энергия изгиба увеличится на величину

$$dU = \frac{\pi^4 EI}{2L^3} f df. \quad (13)$$

В соответствии с выражением (11) точка приложения силы P получит добавочное перемещение, равное

$$dy = \sin \frac{\pi L}{2L} df. \quad (14)$$

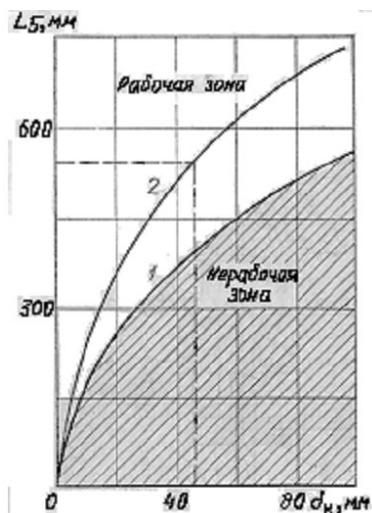


Рисунок 58 – График для определения допустимых значений базы датчика ДКН для канатов различных диаметров:

- 1 – предел чувствительности геркона КЭМ-1А;
- 2 – предел настройки датчика ДКН

Очевидно, сближение концов каната равно разности между длиной изогнутой оси АВС и хорды АВС:

$$\Delta = \int_0^L (ds - dx).$$

Учитывая, что

$$ds = \sqrt{dx^2 + dy^2} = dx \left[1 + (dy/dx)^2 \right]^{0,5},$$

или

$$ds = dx \left[1 + (y')^2 \right],$$

получим

$$\Delta = \int_0^L \left\{ dx \left[1 + 0,5(y')^2 \right] - dx \right\} = 0,5 \int_0^L (y')^2 dx = \frac{\pi^2 f^2}{4L}.$$

Тогда

$$d\Delta = \frac{\pi^2 f}{2L} df. \quad (15)$$

При действии растягивающей нагрузки потенциальная энергия изгиба

$$\Delta U_p = Pd_y - Sd\Delta. \quad (16)$$

Так как $dU = dU_p$, то, подставляя (13)–(15) в выражение (16) и решая его относительно величины P , получим

$$P = \frac{(\pi^4 EI + S\pi^2 L^2)}{2L^3} f. \quad (17)$$

В случае $S = 0$, т.е. если растягивающее усилие в канате отсутствует, из выражения (2.10) имеем:

$$P = \frac{\pi^4 EI}{2L^3} f,$$

назовем его P_0 .

Следовательно, пружина датчика должна быть выбрана таким образом, чтобы она могла легко преодолеть сопротивление

каната изгибу при отсутствии в нем осевого усилия, но в то же время не допускать ложных срабатываний при работе подъемной установки в различных режимах.

Поэтому

$$P_0 < P_{np} < P.$$

Таким образом, расчет датчика производится в такой последовательности. Определяется допустимая величина радиуса изгиба каната; устанавливаются значения зоны срабатывания и необходимого перемещения деталей чувствительного элемента; находится допустимая величина базы ДКН; рассчитывается величина изгибной жесткости подъемного каната; производится расчет усилия пружины для минимальной концевой нагрузки, когда учитывается «мертвый» вес сосуда для клетьевого подъема и часть «мертвого» веса сосуда при нахождении его в разгрузочных кривых для скиповых и клетьевых подъемов с опрокидными клетями.

12.4 Влияние условий закрепления датчика контроля напуска каната на усилие изгиба

Условием надежной работы датчика контроля напуска каната (ДКН), закрепленного на канате в непосредственной близости от прицепного устройства подъемного сосуда, является правильный выбор его основных конструктивных параметров, в частности приводной пружины, величина усилия P_{np} которой выбирается согласно требованиям.

$$P_s < P_{np} < P_0,$$

где P_0 – поперечное усилие изгиба каната при отсутствии растягивающей нагрузки, Н; P_s – усилие изгиба при действии максимальной растягивающей нагрузки, Н.

В свою очередь, данное условие зависит от способа закрепления датчика на подъемном канате. Датчик ДКН, в принцип действия которого заложено измерение величины осевого

натяжения каната, может быть закреплен на канате по одной из следующих схем:

- шарнирное закрепление обоих концов датчика с жестким креплением в месте действия изгиба;
- шарнирное закрепление одного конца датчика и места действия усилия изгиба с жестким креплением другого конца датчика;
- жесткое крепление обоих концов датчика.

С целью уточнения зоны действия усилий изгиба необходимо исследовать каждую схему закрепления.

А. Расчет схемы при шарнирном закреплении концов датчика ДКН на канате (рисунок 59, а)

Предположим, что поперечное усилие изгиба распределено на участке каната длиной 2ξ , тогда величина распределенной нагрузки $P' = 2(\xi)^{-1}$. В этом случае кинетическая энергия от действия распределенной нагрузки

$$U_p = \int_0^e (P/2\xi) y(x) \cdot dx ,$$

где $y(x)$ – уравнение изогнутой оси каната; x – текущая координата.

Известно, что в фиксированный момент времени для упругой системы соблюдается равенство потенциальной энергии, определяемой внутренними силами упругости и кинетической энергии, характеризуемой внешними силовыми воздействиями

$$U = U_s - U_p , \tag{18}$$

где U – потенциальная энергия упругой системы; U_s , U_p – кинетические энергии от воздействия растягивающей и поперечной нагрузки на канате.

Уравнение (18) преобразуется к виду:

$$\int_0^e EI [y''(x)]^2 dx = \int_0^e S [y'(x)]^2 dx - \int_0^e [P/2\xi] y(x) dx . \tag{19}$$

Для решения уравнения (19) необходимо определить $y(x)$. Представим уравнение изогнутой оси каната в виде степенного ряда:

$$y(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + a_4x^4. \quad (20)$$

Граничные условия при шарнирном закреплении:

$$y(0) = 0; \quad y''(0) = 0; \quad (21)$$

$$y(l) = 0; \quad y''(l) = 0.$$

С использованием (20) система (21) примет вид

$$a_0 = 0;$$

$$a_1l + a_2l^2 + a_3l^3 + a_4l^4 = 0;$$

$$2a_2 + 6a_3l + 12a_4l^2 = 0;$$

$$2a_2 = 0.$$

Система после преобразований

$$a_3 + 2a_4l = 0;$$

$$a_1 + a_3l^2 + a_4l^3 = 0. \quad (22)$$

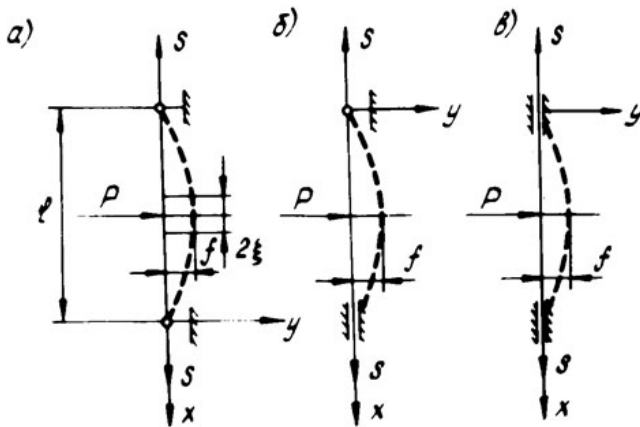


Рисунок 59 – Расчетные схемы закрепления концов базы ДКН на канате: а – шарнирное закрепление; б – шарнирно-жесткое закрепление; в – жесткое закрепление

Отсюда

$$a_3 = -2a_4l;$$

$$a_1 = a_4l^3.$$

Подставив полученные коэффициенты, выраженные через a_4 , в уравнение (20), получим

$$y(x) = a_4(xl^3 - 2lx^3 + x^4).$$

Для определения коэффициента a_4 найдем координату наибольшего прогиба из условия

$$y'(x) = 0.$$

Несложные расчеты показывают, что при $x = l/2$ прогиб каната будет максимальным. Согласно расчетной схеме, при $y(l/2) = f$

$$a_4(xl^3 - 2x^3l + x^4)\Big|_{x=l/2} = f,$$

отсюда

$$a_4 = \frac{16f}{5l^4}.$$

Окончательно уравнение изогнутой оси каната для шарнирного закрепления концов базы датчика ДКН имеет вид

$$y(x) = \frac{16f}{5l^4}(xl^3 - 2lx^3 + x^4). \quad (23)$$

Подставив (23) в (19), получим выражение, связывающее интересующие нас параметры:

$$4,8EI\left(\frac{16f}{5l^4}\right)^2 l^5 = 12,486S\left(\frac{16f}{5l^4}\right)^2 l^7 - Pf,$$

отсюда

$$P = \frac{49,152EI + 127,854Sl^2}{l^3} f, \quad (24)$$

при $S = 0$

$$P_0 = \frac{49,152EI}{l^3} f.$$

Б. Расчет схемы при шарнирном закреплении одного конца датчика ДКН (рисунок 59, б)

В этом случае не имеет особого значения, какой из концов базы будет закреплён жестко (нижний или верхний), так как распределение усилий в том и другом случаях будет одинаковым.

Граничные условия для данного вида закрепления концов базы:

$$y(0) = 0, \quad y(l) = 0;$$

$$y''(0) = 0, \quad y'(l) = 0.$$

Подстановка условий закрепления в выражение (20) позволит получить уравнение изогнутой оси каната для жесткошарнирного варианта закрепления датчика.

После подстановки полученного выражения в уравнение (19) получим

$$1,8EI \left[(7,7f)/l^4 \right]^2 l^5 = S \left[7,7f/l^4 \right]^2 l^7 \cdot 0,0857 - Pf.$$

Отсюда усилие изгиба каната

$$P_s = \left[(106,72EI + 5,08Sl^2) / l^3 \right] f, \quad (25)$$

а при $S = 0$

$$P_0 = \frac{106,72EI}{l^3} f.$$

В. Расчет схемы при жестком закреплении концов базы ДКН на подъемном канате (рисунок 59, в)

Такое закрепление датчика возможно в случае применения конструкции датчика с изменяющейся базой. Следует заметить, что в данном варианте значительное влияние на определение усилия пружины будут оказывать внутренние силы упругости каната, определяемые величиной изгибаемой жесткости $(EI)_s$ при действии растягивающей нагрузки S .

Граничные условия данного закрепления базы датчика:

$$\begin{aligned}y(0) = 0, \quad y'(0) = 0 \\ y(l) = 0, \quad y'(l) = 0\end{aligned}\tag{26}$$

С использованием (26) получим уравнение изогнутой оси каната для данной схемы закрепления методом, описанным выше,

$$y(x) = \left[(256f)/l \right] (l^2x^2 - 2lx^3 + x^4),\tag{27}$$

откуда

$$P_s = \left[(204,8EI + 5,12l^2S) / l^3 \right] f,$$

а при $S = 0$

$$P_0 = \frac{204,8EI}{l^3} f.\tag{28}$$

Таким образом, рассмотренные варианты возможного закрепления датчика ДКН на подъемном канате у сосуда позволили получить взаимосвязь основных параметров датчика контроля напуска каната и представить ее в виде уравнений (24), (25) и (28). Оказалось, что усилие изгиба каната, а следовательно, и поперечное усилие P_{np} , создаваемое пружиной датчика, при $S \neq 0$ и $S = 0$ зависят от числового коэффициента при EI . Очевидно, что этот коэффициент возрастает с переходом от шарнирного закрепления к жесткому. Следовательно, при жестком варианте датчик должен иметь усиленную пружину, а отсюда усиленный корпус и повышенную металлоемкость. Кроме того, жесткое крепление концов датчика требует усложнения конструкции датчика (длина его должна быть изменяющейся).

Для оценки полученных теоретических зависимостей проведены экспериментальные исследования на лабораторном стенде (рисунок 60).

Стенд представляет собой металлическую пирамидальную конструкцию 1 с цапгами 2 для зажима канатов различного диаметра, двух динамометров Д1 и Д2 для измерения действующих

усилий изгиба и растяжения. Расстояние между крайними опорами 3 составляет базу датчика, участок каната между крайними опорами которого подвергается изгибу и может регулироваться в пределах 200–800 мм. В качестве жесткой опоры используется специальный зажим каната 4. Величина прогиба каната измеряется индикатором 5.

Испытание по изгибу каната проводилось в два этапа: первый предусматривал определение усилия изгиба при отсутствии растягивающихся нагрузок на канате, при этом фиксировались такие параметры, как величина базы l , прогиб каната f , значение

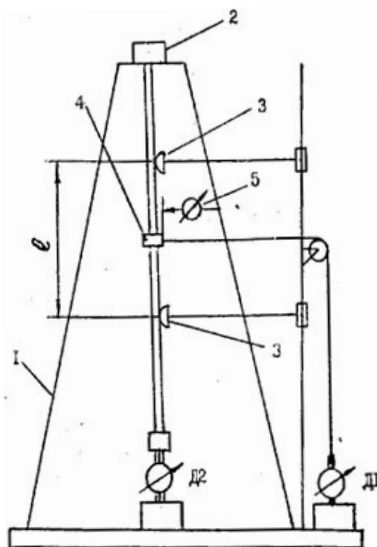


Рисунок 60 – Схема лабораторного стенда

усилия P . В качестве испытываемых образцов канатов были приняты канаты с различными диаметрами, наиболее распространенные на одноканатных рудничных подъемных установках.

Второй этап испытаний позволил определить необходимые значения усилия P при действии растягивающей нагрузки S и изменении при этом величины базы, приближенной к реальным условиям.

В результате испытаний получены экспериментальные данные по усилию изгиба и изгибной жесткости канатов.

13. ПОПЕРЕЧНЫЙ ИЗГИБ ПОДЪЕМНОГО КАНАТА И ОЦЕНКА БЫСТРОДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ

13.1. Изгибная жесткость подъемных канатов

Проволочный канат представляет собой сложную статически-неопределенную систему; отдельные проволоки его, помимо усилий от растяжения и изгиба, испытывают значительные боковые давления. В результате получается сложное напряженное состояние.

Профессор Ф.В. Флоринский заключает:

- проволочный канат должен представлять собой монолитную систему крепко прижатых друг к другу проволок, взаимное перемещение которых исключено, т.е. структура каната в этом отношении должна приближаться к сплошному стержню;
- величина $F_k \gamma$ – вес единицы длины (для каната постоянного сечения) должна быть одинаковой по длине каната;
- канат при растяжении должен подчиняться закону Гука, и модуль упругости его E_k должен быть постоянным по всей длине;
- должна быть справедливой гипотеза плоских сечений.

Многолетние испытания на растяжение проволочных канатов, проводившиеся под руководством А.И. Динника в механических лабораториях Днепропетровских горного и металлургического институтов, показали достаточно точную подчиняемость проволочного каната при статических испытаниях закону Гука.

Теория изгибных напряжений в канате имеет более раннюю историю и исходит из формулы Франца Рело (1861):

$$\sigma_{изг} = E \frac{\sigma}{D},$$

которая определяет изгибные напряжения в несвитой проволоке диаметром σ , изгибаемой на блоке диаметром D . Несколько

позже для учета свивки проволок был введен поправочный коэффициент

$$\sigma_{изг} = \kappa E \frac{\sigma}{D}.$$

Величина поправочного коэффициента κ на протяжении долгих лет является предметом дискуссии. Заслуживающими внимания следует считать формулу Гауэра

$$\kappa = \cos \alpha \cdot \cos \beta,$$

предложенную в 1871 г., и формулу академика М.М. Федорова

$$\kappa = \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta.$$

Обычно для определения $\sigma_{изг}$ пользуются формулой

$$\sigma_{изг} = \beta \frac{E_{np} \delta}{D},$$

где E_{np} – модуль упругости металла проволок; δ – диаметр проволоки; D – диаметр шкива или барабана; β – поправочный коэффициент.

Академик Г.Н. Савин, принимая канат за пучок винтообразных проволок, вывел формулу для определения коэффициента β :

$$\beta = \frac{\cos \varphi}{1 + \nu/2 \sin^2 \varphi} \cdot \frac{1}{1 + d/D},$$

где φ – угол между осью проволоки и осью каната; ν – коэффициент Пуассона для материала проволок; d – диаметр каната; D – диаметр барабана или шкива.

Изгибная жесткость для простоты расчетов обычно принимается величиной постоянной и определяется как сумма жесткостей отдельных проволок с учетом поправочного коэффициента β_i , учитывающего влияние конструктивных особенностей отдельных канатов

$$(EI)_\kappa = \sum_1^n E_i \cdot I_i \cdot \beta_i,$$

где E_i – модуль упругости; I_i – момент инерции сечения i -й проволоки.

Изгибная жесткость и основные характеристики наиболее распространенных конструкций канатов, применяемых на подъемных установках. Так, например, подъемный канат типа ЛК-РО 6×36+1ОС (площадь сечения всех проволок каната 732 мм², разрывное усилие – 1155000 Н) диаметром 42,5 мм имеет жесткость на изгиб $(EI)_к = 3,933 \cdot 10^5$ Н·м². Предел изменения величины изгибной жесткости для канатов различного диаметра находится в пределах: если для $d_к = 25,1$ мм, $(EI)_к = 0,603 \cdot 10^5$ Н·м², то канат с $d_к = 61,0$ мм, $(EI)_к = 6,910 \cdot 10^5$ Н·м² (практически на порядок).

Модуль упругости E для отдельных проволок принимают равным

$$E = 2,1 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2.$$

Следует заметить, что изгибная жесткость каната является переменной величиной. На ее изменение существенное влияние оказывают внутренние силы трения между проволоками, что ставит $(EI)_к$ в большую зависимость от натяжения каната.

Известны опыты П. Стефана со спиральными канатами закрытой и открытой конструкций, эксперименты А.М. Циприна с шестипрядными канатами различных конструкций с органическим сердечником, а также опыты профессора Б.С. Ковальского и др.

Упомянутыми исследованиями установлено, что, за исключением области малых напряжений, изгибная жесткость каната прямо пропорциональна его натяжению. Б.С. Ковальский и А.М. Циприн определили, что в пределах средних растягивающих напряжений в канате, равных $\sigma = (10-30) \cdot 10^3$ Н/м², изгибная жесткость в зависимости от σ изменяется примерно по линейному закону

$$(EI)_к = \xi \cdot \sigma \cdot d^4,$$

где d – диаметр рассматриваемого каната; ξ – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности каната. Для канатов

конструкции $6 \times 19 + 1OC$, $6 \times 37 + 1OC$ он соответственно равен значениям 1,35...1,45; 1,0...1,03.

На лабораторном стенде (рисунок 60) были проведены экспериментальные исследования по определению изгибной жесткости канатов различного типоразмера. Это было вызвано тем, что при расчете основных параметров ДКН необходимо учитывать влияние изгибной жесткости $(EI)_к$ подъемного каната. Ее влияние особо заметно при малых осевых нагрузках на канат, которые появляются в процессе зависания подъемного сосуда.

Расстояние между опорами 3 составляет базу, которая регулируется в зависимости от положения планок и может устанавливаться в диапазоне $L_6 = 200 \dots 800$ мм. В качестве средней опоры используется зажим каната. Поперечное усилие на используемый канат передается через трос диаметром 8 мм, перекинутый через блок и закрепленный зажимами к динамометру растяжения типа ДОРМ-10. Длина образцов каната составляет 3 м. Максимальное усилие продольного растяжения каната равно 100 кН.

Образцы канатов и результаты измерений приведены в таблицах 4–4.8. В таблице 4 приведены значения изгибной жесткости $(EI)_к$ канатов различного типоразмера. Изгибная жесткость определялась для значения растягивающего усилия $S = 0$ (режим образования напуска каната).

Данные экспериментальных исследований позволили определить следующие закономерности: поперечное усилие, воздействующее на участок подъемного каната, находится в прямой пропорциональной зависимости от значений прогибов каната. Следовательно, изгибная жесткость может быть определена через изгибающий момент и кривизну каната на определенном участке по следующей зависимости.

$$(EI)_к = M_{изг} / X,$$

где $M_{изг}$ – изгибающий момент, Н·м; X – кривизна каната на участке изгиба, м.

В свою очередь, изгибающий момент равен.

$$M_{изг} = \frac{PL}{8}$$

а кривизна

$$X = \frac{L^2}{8f}$$

где L – участок изгиба (база ДКН), м; f – прогиб каната, м.

Тогда изгибная жесткость определяется как

$$(EI)_k = \frac{PL^3}{64f}$$

Из таблицы 4 видно, что жесткость испытываемого образца каната в значительной мере зависит от изменения базы, следовательно, при расчетах основных параметров ДКН можно пользоваться средним значением изгибной жесткости. На рисунках 61 и 62 приведены графики зависимости $P = \phi(f)$ и $(EI)_k = \phi(d_k)$.

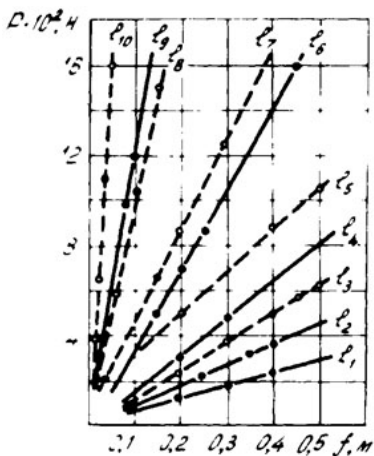


Рисунок 61 – Зависимость усилия поперечного изгиба от прогиба при различных L

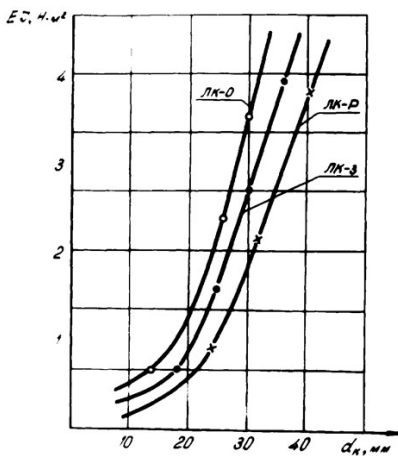


Рисунок 62 – График зависимости изгибной жесткости каната $(EI)_k$ от диаметра и типа каната

Таблица 4 – Зависимость усилия изгиба Р от базы L и прогиба f при диаметре каната $d_k = 22,0$ мм (ЛК-3)

$L, 10^3 \text{ м}$	600		500		450		400		350		300		250		200	
	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$
1	4,5	30	4,5	22	4,5	19	4,5	16	4,5	12	4,5	9	4,5	7	4,5	1
2	6,5	40	8	30	12	30	14	30	13	20	21	20	36	20	28	5
3	9	50	11	40	18	40,5	19	40	21	30	34	30	48	25	49	10
4	10,5	60	14	50	24	50	25	50	28	40	46	40	60	30	68	15
5	12	70	17	60	30	60	30	60	36	50	54	45	71	35	—	—

Таблица 4.1 – Зависимость усилия изгиба Р от базы L и прогиба f при диаметре каната $d_k = 24,0$ мм (ЛК-3)

$L, 10^3 \text{ м}$	600		500		450		400		350		300		250		200	
	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, $10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$
1	3,5	15	3,5	12	3,5	9,5	3,5	10	4,5	7	4,5	5	30	10	31	5
2	8,5	35	6	20	10	20	14	20	22	20	37	20	54	15	49	7,5
3	10	45	9	25	16	30	24	30	35,5	30	60	30	74	20	102	15
4	12	50	24,5	55	20	50	53	60	51	40	81	40	96	25	137	20
5	14	55	35,5	80					66	50	106	50	110	40		
6	20,5	75														

Таблица 4.2 – Зависимость усилия изгиба Р от базы L и прогиба f при диаметре каната $d_k = 27,5$ (ЛК-3)

$L, 10^{-3} \text{ м}$	600		500		450		400		350		300		250		200	
	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$
1	13	20	4,5	11	4,5	10	4,5	8	4,5	7	4,5	6	4,5	4	4,5	2
2	18	30	22	25	21	20	30	20	44	21	50	15	60	10	60	5
3	24	40	31	35	34	30	47	30	68	30	70	20	91	15	98	7,5
4	28	50	35	40	46	40	63	40	80	35	85	25	121	20	120	10
5	34	60	44	50	58	50	70	45	91	40						
6			49	55	63	55	84	55								

Таблица 4.3 – Зависимость усилия изгиба Р от базы L и прогиба f при диаметре каната $d_k = 35,5$ мм (ЛК-3)

$L, 10^{-3} \text{ м}$	600		500		450		400		350		300		250		200	
	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$	$P, 10 \cdot \text{Н}$	$f, 10^{-3} \text{ м}$
1	4,5	3	28	10	35	10	45	10	41	5	60	5	56	2,5	120	2,5
2	20	15	49	20	65	20	86	20	71	10	84	7,5	90	5	178	5
3	27	20	58	25	79	25	105	25	126	20	106	10	134	7,5		
4	32	25	87	40	104	35	124	30			150	15	168	10		
5	38	30	105	50	115	40										
6	57	45														

Таблица 4.4 – Зависимость усилия изгиба Р от базы L и прогиба f при диаметре каната $d_k = 20,0$ мм (ЛК-РО)

$L, 10^{-3} \text{ м}$	600		500		450		400		350		300		250		200	
	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м
1	2,5	15	2,5	20	2,5	15	2,5	13	2,5	8	2,5	12	4,5	8	4,5	6
2	4,5	50	4,5	32	4,5	28	4,5	18	4,5	10	4,5	14	14	11	25	10
3	7,5	65	10	52	13	43	11	30	13	15	10	20	23	15	40	15
4	8,0	70	14	66	15	50	16	40	24	25	17	30	31	20	61	20
5	–	–	14,3	70	18	60	18	45	28	30	20	35	38	25	–	–

Таблица 4.5 – Зависимость усилия изгиба Р от базы L и прогиба f при диаметре каната $d_k = 22,5$ мм (ЛК-РО)

$L, 10^{-3} \text{ м}$	600		500		450		400		350		300		250		200	
	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м	P, кг	f, 10 ⁻³ м	P, 10 ⁻³ Н	f, 10 ⁻³ м
1	2,5	8	4,5	12	4,5	13	4,5	11	4,5	8	4,5	6	4,5	5	21	5
2	4,5	13	14	30	15	25	11	16	22	20	11	8	25	10	34	7,5
3	8	20	20	45	17	30	18	25	28	26	15	10	42	15	51	10
4	10	30	24	51	24	40	31	41	40	35	20	12,5	55	20	70	12,5
5	12	42	27	60	31	50	40	50	46	40	32	20	–	–	–	–
6	18	65	–	–	34	55	–	–	–	–	55	30	–	–	–	–

Таблица 4.6 – Зависимость усилия изгиба Р от базы L и прогиба f при диаметре каната $d_k = 22,0$ мм (ЛК-О)

$L, 10^3 \text{ м}$	600		500		450		400		350		300		250		200	
	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$
1	2,5	14	4,5	21	4,5	20	4,5	14	4,5	10	4,5	7	4,5	4	4,5	1
2	4,5	24	13	30	17	30	15	21	24	20	40	20	40	57	15	10
3	10	35	18,5	40	25	40	25	30	38	30	64	30	77	20	125	15
4	14	50	30	60	32	50	36	40	54	40	85	40	—	—	—	—
5	18	66	34	70	41	61	55	60	67	50	—	—	—	—	—	—
6	20,5	70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 4.7 – Зависимость усилия изгиба Р от базы L и прогиба f при диаметре каната $d_k = 25,5$ мм (ЛК-О)

$L, 10^3 \text{ м}$	600		500		450		400		350		300		250		200	
	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$	P, 10^3 Н	$f, 10^{-3} \text{ м}$
1	4,5	8	4,5	8	4,5	6	4,5	3	4,5	2	4,5	2	4,5	1	42	2,5
2	16	30	17	20	12	10	18	10	25	10	36	10	67	10	66	5
3	21	40	35	40	23	20	31	20	46	20	68	20	98	16	102	7,5
4	28	55	38	45	47	40	40	26	57	25	—	—	—	—	—	—

Таблица 4.8 – Значение изгибной жесткости каната различного типоразмера

ТИП КАНАТА															
ЛКЗ		ЛКЗ		ЛКЗ		ЛКЗ		ЛК-РО		ЛК-РО		ЛК-О		ЛК-О	
$d_r = 22,0$ мм		$d_r = 24,0$ мм		$d_r = 27,5$ мм		$d_r = 35,5$ мм		$d_r = 20,0$ мм		$d_r = 22,5$ мм		$d_r = 22,0$ мм		$d_r = 25,5$ мм	
I_6 (мм)	(EI)	I_6 (мм)	(EI)	I_6 (мм)	(EI)	I_6 (мм)	(EI)	I_6 (мм)	(EI)	I_6 (мм)	(EI)	I_6 (мм)	(EI)	I_6 (мм)	(EI)
600	0,68	600	0,68	600	2,2	600	4,6	600	0,3	600	0,4	600	1,2	600	1,8
500	0,73	500	0,59	500	1,7	500	4,8	500	0,4	500	0,4	500	0,9	500	1,7
450	0,55	450	0,71	450	1,6	450	4,6	450	0,5	450	0,5	450	0,9	450	1,6
400	0,55	400	0,73	400	1,5	400	4,6	400	0,4	400	0,5	400	0,8	400	1,6
350	0,55	350	0,74	350	1,5	350	4,4	350	0,4	350	0,6	350	0,9	350	1,5
300	0,56	300	0,79	300	1,4	300	4,3	300	0,4	300	0,6	300	0,9	300	1,5
250	0,57	250	0,86	250	1,5	250	4,8	250	0,4	250	0,6	250	0,8	250	1,4
200	0,57	200	0,78	200	1,6	200	5,2	200	0,4	200	0,6	200	0,9	200	1,5
$(EI)_{ср}$ 10^4 Н/ M^2	0,65	–	0,73	–	1,6	–	4,6	–	0,4	–	0,6	–	0,9	–	1,6

13.2 Расчет силовых и конструктивных параметров устройства контроля натяжения подъемного каната

Для расчета величины поперечной изгибной жесткости подъемного каната приняты данные каната ГОСТ 7668-69, заводской паспорт № 623824. Величина базы датчика l_0 составит:

$$l_0 \geq \sqrt{316 \cdot d_k} \cdot f \geq \sqrt{316 \cdot 0,0535} \cdot 0,02 \geq 0,582 \text{ м},$$

где $d_k = 0,0535$ м – диаметр каната; $f = 0,02$ м – принятый прогиб каната.

Принятый прогиб каната $f = 0,02$ м ограничен зоной срабатывания магнитоуправляемого контакта КЭМ-1А. Для рассчитываемых условий предварительно принимаем величину базы $l_0 = 0,6$ м.

Поперечное усилие, создаваемое датчиком, которое изгибает канат, определяется выражением (29).

$$P = \frac{\pi^4 E_k I_k + S \pi^2 l^2}{2l^3} f, \quad (29)$$

где P – усилие поперечного изгиба каната, Н; $E_k I_k$ – изгибная жесткость каната, Н·м²; S – осевое усилие в канате, Н; l – величина базы датчика, м; f – максимальный прогиб каната, м.

Для определения усилия поперечного изгиба P в выражении (29) необходимо использовать численные значения изгибной жесткости каната ЛК-РО ГОСТ 7668-69 диаметром 0,0535 м и осевого усилия, действующего в канате в момент образования напуска. Осевое усилие, действующее в канате при образовании напуска, численно равно весу прицепного устройства и усилия поджатия пружины парашюта. Для рассматриваемых условий – $S_0 = 1000$ Н. Теоретически изгибная жесткость каната может быть определена из выражения

$$EI = \frac{Pl^3}{64f}. \quad (30)$$

Однако использовать данную формулу для определения EI затруднительно, так как в (30) отражена взаимосвязь изгибной жесткости и искомого усилия поперечного изгиба каната.

Поэтому величина изгибной жесткости применяемого подъемного каната на шахте «Главная» была определена экспериментально на лабораторном стенде. Экспериментальные исследования проводились по методике с использованием лабораторного стенда, разработанного ранее.

Экспериментальные зависимости усилия поперечного изгиба каната от прогиба при различной величине базы РД приведены на рисунке 63.

Согласно полученным данным, $P = \psi(f)$ вычислено, что для принятой базы ДКН, равной $l_{\sigma} = 600$ мм, величина изгибной жесткости каната составляет:

$$EI = \frac{500 \cdot 0,6}{64 \cdot 0,02} = 84,4 \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$$

Подставляя полученные данные в (29), определяем усилие поперечного изгиба каната:

$$P = \frac{3,14^4 \cdot 84,4 + 10000 \cdot 3,14^2 \cdot 0,6^2}{2 \cdot 0,6^3} \cdot 0,02 = 2023 \text{ Н}.$$

Определяем конструктивные параметры рессоры в соответствии с выражением

$$h_p \epsilon_p^3 = \left(E_{\kappa} I_{\kappa} + \frac{12}{E_p} l_{\sigma}^2 P + \frac{4}{\pi^4} P f l_{\sigma} \right) \frac{2}{\pi^2}, \quad (31)$$

где h_p – толщина рессоры, м; ϵ_p – ширина рессоры, м; E_p – модуль упругости рессоры, Н/м².

Учитывая выпускаемый промышленностью номенклатурный ряд рессор, принимаем подходящий для данных условий тип – ПТ-2, имеющий ширину $\epsilon_p = 0,065$ м и модуль упругости $E_p = 21,6 \cdot 10^{10}$ Н/м². Тогда из (31) необходимая толщина рессоры:

$$h_p = \frac{12}{21,6 \cdot 10^{10} \cdot 0,065^3} \times \left(84,4 + \frac{4}{3,14^4} \cdot 0,6^2 \cdot 2023 + \frac{2}{3,14^2} \cdot 2023 \cdot 0,02 \cdot 0,6 \right) = 0,0071 \text{ м}.$$

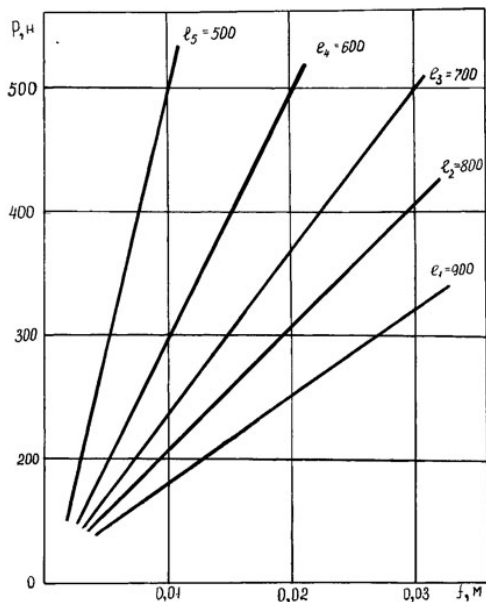


Рисунок 63 – Зависимость прогиба каната от поперечного усилия для различной базы датчика РД

Таким образом, произведенные расчеты позволяют перейти к выбору рессоры из существующего номенклатурного ряда. Наиболее близкими по конструктивным параметрам являются рессоры с габаритными размерами $736 \times 65 \times 8$; $827 \times 65 \times 8$; $995 \times 65 \times 8$. Некоторое превышение длины типовых рессор необходимо для размещения узлов крепления рессоры к канату, с помощью которых и задается величина базы РД (рисунок 63). Для сравнительной оценки результатов расчета силовых характеристик датчика с параметрами реальных рессор было проведено экспериментальное определение жесткостных характеристик принятых типоразмеров рессор.

13.3. Экспериментальное определение силовых параметров устройств контроля натяжения подъемных канатов

Определение силовых параметров рессор типа ПТ-2 производилось на экспериментальном стенде (рисунок 64).

Стенд состоит из нагружающего устройства 1 со станиной 2, приборов П1 – для измерения усилия поперечного прогиба Р рессоры и П2 – для измерения линейного прогиба f . Испытуемый образец рессоры располагается на станине и нагружается поперечным усилием. Заштрихованная зона (рисунок 65) определяет поперечные усилия, соответствующие напуску каната. Ограничивающее заштрихованную зону значение соответствует началу возникновения напуска для рассматриваемых условий и, согласно проведенным расчетам, численно равно 2030 Н. Величина прогиба при данной силе для различных рессор обозначена точками А, Б, В. Из полученных данных видно, что максимальная величина прогиба, обеспечивающая нормальное срабатывание магнитоуправляемого контакта, в момент напуска каната возможна рессорой 736×65×8. При использовании двух других рессор диапазон срабатывания магнитоуправляемого контакта должен быть в 1,5...2,5 раза больше, чем может обеспечить геркон КЭМ-1А. Потому в датчике РД для условий шахты «Главная» была принята рессора 736×65×8. В то же время по наибольшему осевому усилию в канате данная рессора создает необходимое поперечное усилие в пределах рабочей зоны магнитоуправляемого контакта.

С целью оценки работоспособности изготовленных образцов рессорного датчика и определения его быстродействия с канатом ЛК-РО ГОСТ 7668-69 диаметром 53,5 мм были проведены испытания на лабораторном стенде.

На лабораторном стенде был установлен отрезок каната длиной 2,8 м, диаметром 53,5 мм с закрепленным на нем датчиком РД. На свободный конец каната навешивался расцепитель, связанный с натяжным устройством через динамометр. На первом этапе испытаний проверялась работоспособность датчика в целом. Натяжным устройством в канате создавалось осевое усилие, равное

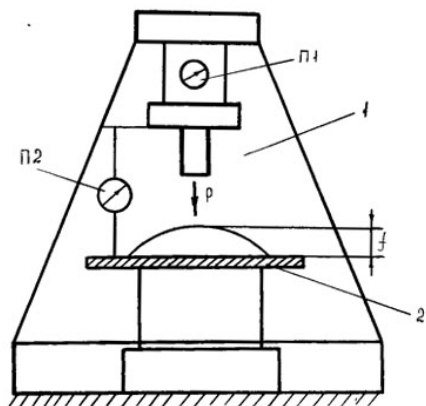


Рисунок 64 – Принципиальная схема стэнда для определения поперечной жесткости рессор

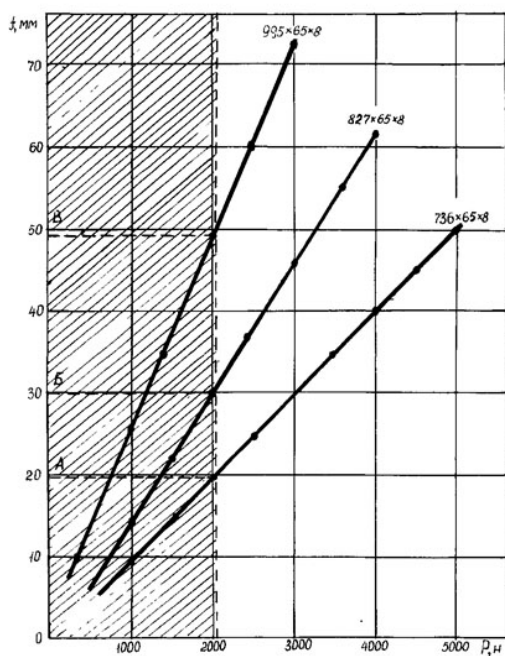


Рисунок 65 – Зависимость прогиба рессор типа ПТ-2 от поперечной нагрузки

10000 Н, которое оказалось достаточным для растяжения рессоры датчика и срабатывания магнитоуправляемого контакта КЭМ-1А.

Величина прогиба рессоры при этом составляет 18 мм. При нагружении каната осевым усилием в 100000 Н величина прогиба составила 50 мм, что соответствует поперечной нагрузке на рессору датчика примерно 5000 Н (таблица 5).

Таким образом, при нормальном режиме работы подъемной установки с суммарным весом клетки с грузом, равным более 100000 Н, поперечная деформация рессоры находится в пределах замкнутого состояния контактов геркона.

Для определения быстродействия датчика была использована методика проведения исследований.

Таблица 5 – Результаты определения быстродействия датчика РД при различных осевых нагрузках в канате

Канат	Осевое усилие	Быстродействие, с
ЛК - РО	10000	0,112
ГОСТ 7668-69	30000	0,095
	50000	0,064
	70000	0,055
	90000	0,042
	100000	0,032

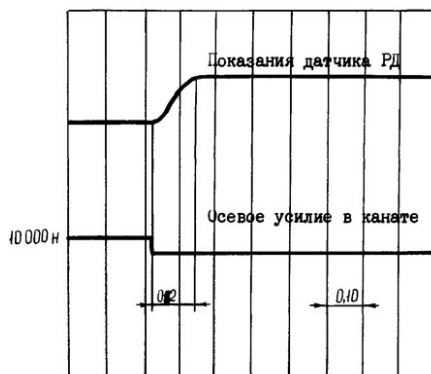


Рисунок 66 – Осциллограмма экспериментального определения быстродействия датчика РД при осевой нагрузке в канате $S = 10000$ Н

На рисунке 66 в качестве примера приведена экспериментальная осциллограмма, полученная при определении быстродействия датчика РД при осевой нагрузке на канат, равной $S = 10000$ Н. Из полученных данных следует, что при возникновении напуска каната в условиях шахты «Главная» разработанный датчик РД обеспечит подачу аварийного сигнала не позже чем через 0,112 с. Учитывая, что скорость спуска сосуда в этих условиях составляет 6,1 м/с, напуск каната в результате запаздывания передачи сигнала на блок индикации и в цепь ТП не должен превышать 0,68.

13.4 Промышленные испытания средств контроля элементов механического оборудования шахтного подъема

Целью данных испытаний является проверка работоспособности аппаратуры АПИК-2М в условиях шахты «Главная» и оценка величины контролируемого напуска каната.

Аппаратура считается работоспособной при функционировании ее элементов и блоков в заданных режимах с обеспечением контроля возникновения напуска каната при любых режимах работы подъема.

Методика проведения приемочных испытаний аппаратуры АПИК-2М в условиях шахты «Главная» базируется на методике промышленных испытаний этой аппаратуры, разработанной в ФПИ в соответствии с ОСТ 48-4-74 и согласованной с головными предприятиями МЦМ СССР.

Методика проведения испытаний

Проверяется работоспособность узлов и аппаратуры в целом после ее монтажа и настройки.

Аппаратура включается в работу и прогревается в течение 30 мин.

Подъемный сосуд устанавливается на расстоянии 0,5–1 м выше посадочных кулаков или перекрытия.

На реборде барабана подъемной машины на радиусе, равном навивке каната, ставятся метки, фиксирующие местоположение

сосуда в подвешенном состоянии и местоположение сосуда в момент касания кулаков. Расстояние между метками измеряется и должно быть равно расстоянию между кулаками и посадочным местом сосуда.

Производится посадка сосуда на кулаки со скоростью, не превышающей требования ПБ. Скорость сосуда в момент касания кулаков определяется по показаниям самописца, подключенного к выходу тахогенератора подъемной машины.

На барабане подъемной машины делается отметка в момент загорания сигнальной лампы «напуск» на блоке индикации.

На барабане делается отметка после останова подъемной машины.

Измеренное расстояние между метками касания сосуда кулаков и момента загорания сигнальной лампы «напуск» соответствует напуску каната, обусловленному запаздыванием аппаратуры. Фактическая величина напуска каната, образовавшаяся с момента посадки сосуда до остановки подъемной машины, измеряется от отметки касания сосуда кулаков до метки, соответствующей остановке подъемной машины.

Имитация «напуск каната» производится не менее 3 раз на верхней приемной площадке, в средней части ствола и на последнем горизонте.

Результаты испытаний

В результате испытаний, проведенных в соответствии с вышеизложенной методикой, были получены данные, приведенные в таблице 6.

Из таблицы 6 следует, что диапазон контролируемого напуска каната, обусловленный запаздыванием аппаратуры, составляет $\pm 0,05$ м при среднем значении 0,5 м, а фактический напуск с учетом реакции машиниста подъемной машины, при среднем значении 0,7 м, $\pm 0,09$ м.

В связи с тем, что срабатывание аппаратуры и соответствующий ему останов машины происходят после полного расжатия пружины парашюта (величина деформации пружины парашюта составляет 0,42 м), действительная величина напуска каната,

Таблица 6 – Результаты испытаний аппаратуры АПИК-2М
в условиях шахты «Главная»

Точка испытаний	№ пп	Расстояние между метками, м			кулак-стоп	обусловленная запаздыванием	Величина напуска, м
		клеть-кулак	кулак-сигнал	кулак-стоп			
Гор. 1	1	0,63	1,14	1,44	0,51	0,81	
	2	0,81	1,29	1,46	0,48	0,65	
	3	0,52	0,99	1,16	0,17	0,64	
	среднее					0,70	
Гор. 2	1	3	4	5	6	7	
	2	0,92	1,41	1,58	0,48	0,65	
	3	0,68	1,18	1,40	0,50	0,72	
	среднее	0,71	1,19	1,50	0,48	0,79	
Гор. 3	1	1,48	1,97	2,15	0,49	0,72	
	2	1,14	1,70	1,91	0,45	0,67	
	3	1,23	1,72	1,93	0,56	0,77	
	среднее				0,49	0,70	
					0,50	0,71	

обусловленная запаздыванием аппаратуры, составляет 0,07...0,08 м, а фактический напуск – 0,21...0,23 м.

Таким образом, данная аппаратура обеспечивает необходимый контроль аварийного напуска каната.

14. СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ОТ ОБРЫВА КАНАТА

14.1 Раздельное торможение подъемного каната

Современный способ защиты рудничных подъемных установок сводится к подаче сигнала аппаратуры контроля напуска каната в цепь защиты схемы управления подъемом для наложения предохранительного тормоза. Длина каната, сматываемого с органа навивки за время остановки подъемной машины предохранительным тормозом, имеет опасную длину и может служить причиной дальнейшего развития аварий на подъеме в случае срыва сосуда с места зависания.

Отсюда напрашивается заключение о том, что существующим способом защитить рудничный подъем от напуска каната невозможно, а чтобы защиту сделать действенной, необходимо:

- а) создать надежную и быстродействующую аппаратуру контроля напуска;
- б) подъемный канат аварийного сосуда тормозить индивидуальным тормозом, т.е. применить на этот случай раздельное торможение подъемной машины и каната.

Подъемная машина останавливается, как и прежде, предохранительным тормозом, а подъемный канат – специальным ловителем.

Рассматриваемый ловитель (рисунок 67, а) состоит из корпуса 1, внутри которого установлен взаимодействующий с канатом 2 подъемной установки клин 3. Пружина 4 привода ловителя соосно смонтирована на возвратно-направляющем стержне 5, соединенном шарнирно с клином 3. Клин 3 выполнен с боковым гнездом «а», а корпус 1 ловителя со сквозным отверстием «б», в которых расположен полый стопор 6 с управляющим элементом. В качестве управляющего элемента использован пиропатрон

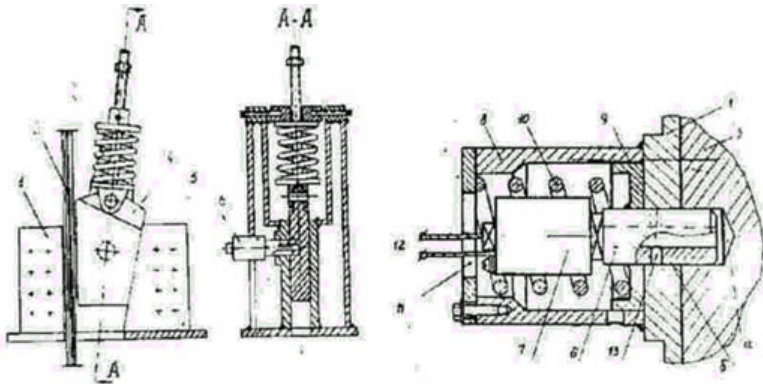


Рисунок 67, а. Ловитель ПКПЗ

Рисунок 67, б. Общий вид стопора пиропатрона

(на рисунке 67, б не показан), фиксируемый в канале стопора 6 с помощью затвора 7, помещенных внутри гильзы 8. К стопору 6 прикреплена тарель 9 так, что возвратная пружина 10, расположенная между ней и торцом гильзы 8 соосно штопору 6, находится в поджатом состоянии.

В торце гильзы 8 имеется отверстие 11, диаметр которого превышает диаметр затвора 7. Выводы 12 служат для подключения пиропатрона к источнику аварийного сигнала. В стопоре 6 ловителя выполнены каналы 13 для отвода в атмосферу пороховых газов.

Устройство работает следующим образом. При подаче аварийного сигнала на нить накала пиропатрона последний взрывается, вызывая резкое увеличение давления пороховых газов в канале «а» клина 3. При этом стопор 6 приходит в движение, освобождает клин 3 и с помощью тарели 9 сжимает пружину 10. По мере сжатия пружины 10 происходит торможение движущегося узла «стопор 6 – затвор 7» до полной остановки его внутри гильзы 8. Освобожденный клин 3 под действием приводной пружины 4 перемещается вниз, вступает в действие с движущимся канатом 2 и помещает боковое гнездо «а» относительно отверстия «б». Газы с остаточным высоким давлением из гнезда «а» и отверстия «б»

постепенно уходят в атмосферу через отверстия 13, не позволяя мгновенно разжаться возвратной пружине 10 и не допуская тем самым преждевременных ударов стопора 6 о стенки клина 3.

При «зарядке» ловителя клин 3 поднимается вверх, и в момент совпадения сечений канала «б» корпуса 1 и гнезда «а» клина 3 стопор 6 с помощью упругих усилий пружины 10 будет дослан в гнездо «а», и клин окажется автоматически зафиксированным в исходном положении.

14.2 Численное моделирование динамики работы ловителя

В данном разделе рассмотрена задача численного моделирования одного из вариантов противонапускного устройства – ловителя каната, выполненного в виде пружинно-клинового предохранительного захвата (ПКПЗ). Целью моделирования является проверка влияния различных конструктивных параметров устройства для последующего определения таких величин параметров, которые позволяют надежно остановить канат при заданном пути торможения. При этом устройство должно быть достаточно простым в изготовлении и эксплуатации, а также не должно повреждать канат при торможении. Модель, включающая в себя нелинейные интегральные и дифференциальные уравнения, составлена применительно к цифровой вычислительной машине. Использование аналоговой вычислительной техники в данном случае затруднительно, так как, с одной стороны, наличие быстротечных процессов при загорании пороха приводит к необходимости уменьшения масштаба времени (с учетом ограничения максимальной частоты конкретной ЭВМ), а с другой стороны, сравнительно большая длительность времени при расчете динамики движения каната не позволяет уменьшить масштаб времени (так как в противном случае ошибка интегрирования вырастает выше допустимой). В качестве исходного для расчета принят вариант ПКПЗ (см. рисунок 67, а). Для составления уравнения динамики системы «стопор – пиропатрон – клин – канат» необходимо знать конечное усилие пружины привода клина. Определим

это усилие, используя условия статического равновесия клина после соприкосновения с губками спинки ПКПЗ.

На рисунке 68 представлены силы, действующие на клин после остановки. Используются следующие обозначения:

P_k – вес клина;

R_n – усилие пружины привода;

N – нормальная реакция станины;

R_r – нормальная реакция губок спинки ПКПЗ;

F – реакция каната;

f_k – коэффициент трения;

α – угол клина.

Силы трения клина об станину и губки не учтены, так как предположено, что клин не движется. Из условий статического равновесия определим баланс сил по оси II:

$$R_n + P_k \cos \alpha - R_r \sin \alpha - F \sin \alpha + F f_k \cos \alpha = 0 \quad (32)$$

Разрешая (32) относительно R_r , получим:

$$R_r = \frac{R_n + P_k \cos \alpha - F(\sin \alpha - f_k \cos \alpha)}{\sin \alpha}. \quad (33)$$

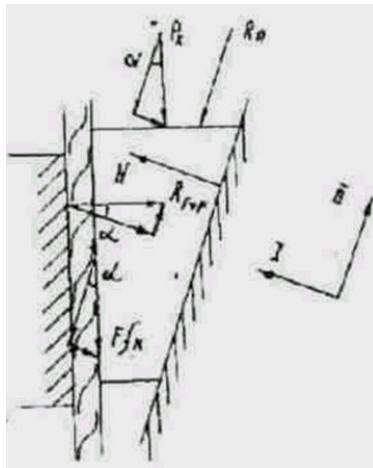


Рисунок 68 – Схема равновесия сил, действующих на клин в момент остановки

Нетрудно убедиться, что клин не выйдет из захвата при выполнении следующего условия:

$$R_r \geq 0 \quad (34)$$

или

$$R_{II} + P_k \cos \alpha - F(\sin \alpha - f_k \cos \alpha) \geq 0 \quad (34')$$

Подставляя в неравенство (34') вместо F и f_k экспериментально определенные зависимости получим:

$$F = 28,47 \cdot 600 \cdot y, \quad (35)$$

$$f = 254(3,93 \cdot y), \quad (36)$$

где, y – величина обжатия каната.

Можно построить зависимость

$$R = f(\alpha, y) \quad (37)$$

в координатах α , R_n , определив таким образом дополнительное усилие пружины, необходимое для надежной работы устройства. Зависимость (37) (см. рисунок 69) представляет собой семейство прямых (для различных величин обжатия), начинающихся с правой полуоси оси абсцисс. Точка пересечения каждой прямой с осью абсцисс определяет так называемый критический угол (α_{kp}), представляющий собой максимально допустимое значение угла α , при котором клин не выйдет из зацепления при отсутствии пружины привода клина. Точно его можно определить из неравенства (34), принимая $R_n = 0$:

$$P_k \cos \alpha - F(\sin \alpha - f \cos \alpha) \geq 0. \quad (38)$$

Получим при переходе неравенства (38) в равенство

$$P_k \cos \alpha_{kp} - F(\sin \alpha_{kp} - f_k \cos \alpha_{kp}) = 0. \quad (39)$$

Разрешим последнее выражение относительно α_{kp} :

$$\alpha_{kp} = \arctg(P_k / F + f_k). \quad (40)$$

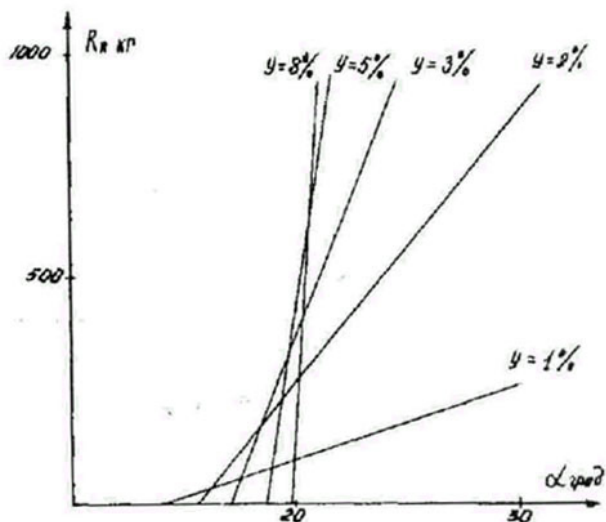


Рисунок 69 – Зависимость необходимого усилия пружины от величины обжатия и угла наклона

Значения F и f_k так же, как и ранее, определяются из зависимостей (35, 36). Зная конструктивные данные клина, по зависимости (38) легко определить необходимое усилие пружины. Оно определяется по соответствующей прямой с заданной величиной обжатия.

Если угол α лежит левее точки пересечения прямой с осью абсцисс, т.е. $\alpha < \alpha_{кр}$, то пружина не требуется (имеется в виду с целью удержания длины в захвате с канатом). Зависимости (36) и (40) для заданных конструктивных параметров клина рассчитаны на компьютере.

Для определения уравнений динамики движения стопора-пиروطрона используются основные уравнения внутренней баллистики. При выводе уравнений приняты следующие допущения:

а) горение пороха происходит по геометрическому закону, т.е. масса пороха однородна как по химической природе, так и по физическим свойствам – структуре и плотности. Зерна, составляющие заряд, строго одинаковы по размерам;

- поверхность всех зерен воспламеняется мгновенно и одновременно;
- горение пороха идет параллельными слоями с одинаковой линейной скоростью во всех направлениях вглубь зерен перпендикулярно горящим поверхностям;
 - б) порох горит при среднем давлении для всего объема;
 - в) скорость горения выражается формулой $U = A_1 P_1$, причем учтено изменение величины коэффициента A_1 от давления P ;
 - г) охлаждение газов на теплоотдачу учитывается увеличением коэффициента θ , равным $\theta = K - 1$, где K – отношение теплоемкостей (показатель адиабаты);
 - д) состав продуктов горения не меняется;
 - е) коэффициент θ принимается средним за весь период моделирования.

Обычно принимаемое во внутренние баллистики допущение, что второстепенные работы, совершаемые снарядом (в нашем случае стопором-пиропатроном), пропорциональны главной работе, для рассматриваемой задачи недопустимо. Потери на второстепенные работы в этом случае значительно большие и, кроме того, они изменяются во времени (например, в момент удара стопора-пиропатрона об ограничение).

Горение пороха для геометрического закона описывается следующей формулой:

$$\Psi = KZ(1 + \alpha Z + MZ^2), \quad (41)$$

где ψ – относительная часть сгоревшего пороха;

$$\Psi = \frac{\omega^1}{\omega} = \frac{\Lambda^1}{\Lambda};$$

ω^1 – вес сгоревшего пороха; ω – начальный вес пороха; Λ – начальный объем пороха; Λ^1 – объем сгоревшего пороха; Z – относительная толщина сгоревшего пороха;

$$Z = \frac{l}{l_1}$$

l, l_1 – половина средней толщины пороха: начальная и при горении соответственно; κ, λ, M – так называемые характеристики формы пороха, определяются по формулам:

$$H = 1 + \alpha + \beta; \quad (42)$$

$$\lambda = \frac{\alpha + \beta + \alpha\beta}{1 + \alpha + \beta}; \quad (43)$$

$$M = \frac{\alpha\beta}{1 + \alpha + \beta}; \quad (44)$$

α – относительное уменьшение ширины за время горения,

$$\alpha = \frac{Zl_1}{Zl};$$

β – относительное уменьшение длины за время горения,

$$\beta = \frac{Zl_1}{Zl}.$$

Для охотничьего пороха марки «Сокол» геометрическая форма – прямоугольная. В большинстве случаев характеристика формы пороха M мала, и член MZ^2 практически не влияет на изменение ψ .

Поэтому для упрощения выражения (41) применяют двучленную зависимость. Влияние последнего члена компенсируют небольшим изменением характеристик H и λ так чтобы двучленная зависимость как можно ближе аппроксимировала кривую при трехчленной зависимости. Вид зависимости в этом случае

$$\Psi = H_1 Z(1 + \lambda_1 Z). \quad (45)$$

Если потребовать точного совпадения зависимостей (41) и (45) при $Z = 1$ и $Z = 5$, не считая совпадения при $Z = 0$, то можно получить

$$H = 1 + \alpha + \beta - \frac{\alpha\beta}{Z};$$

$$\lambda_1 = \frac{1}{H_1} - 1.$$

Для принятого пороха

$$H_1 = 1,175461;$$

$$H_1 \lambda_1 = -,1757461;$$

принимая, что закон скорости горения пороха описывается формулой:

$$U = \frac{dl}{df} = A_1 P, \quad (46)$$

где A_1 – константа горения; P – давление в объеме горения;

Известно, что A_1 изменяется в зависимости от давления. Аппроксимируем эту зависимость следующим выражением:

$$A_1 = ,12-,05 \exp\left(-\frac{10000}{P-99}\right). \quad (47)$$

Из (46) можно получить

$$e = A_1 \int_0^t p dt = A_1 I, \quad (48)$$

где $I = \int_0^t p d^0 t$ – импульс давления газов за время горения t .

При полном сгорании пороха

$$e_1 = A_1 \int_0^{t_k} \rho dt = A_1 I_k \quad (49)$$

где I_k – полный импульс давления газов за время сгорания пороха t_k .

Из (49) можно получить

$$I_k = \int_0^{t_k} \rho dt = \frac{e_1}{A_1} = const \quad (50)$$

и

$$A_1 = \frac{e_1}{\int_0^{ik} \rho dt}. \quad (51)$$

Подставим в уравнение, определяющее Z , выражение для e из

$$Z = \frac{A_1}{e_1} \int_0^{ik} \rho dt. \quad (52)$$

Подставляя (52) в (45), получим окончательное выражение для определения относительной части сгоревшего пороха

$$\Psi = \frac{H}{e_1} A_1 \int_0^i \rho dt = \frac{\lambda_1 H_1}{e_1^2} A_1^2 \left(\int_0^i \rho dt \right)^2. \quad (53)$$

Уравнение преобразования энергии можно записать в следующем виде:

$$P = \frac{fw\Psi}{W_0 - \frac{w}{\dot{a}}(1 - \Psi) - w\alpha\Psi}, \quad (54)$$

где f – сила пороха, под ней понимается работа, которую могли бы совершить газообразные продукты горения определенного заряда пороха, расширяясь при атмосферном давлении при нагревании их от 0°C до температуры горения; W_0 – объем сгорания пороховых газов; w – вес заряда; \dot{a} – плотность пороха; α – коволюм, под которым понимается объем, пропорциональный объему молекул газов, образовавшихся при сгорании определенного заряда пороха. В общем случае коволюм зависит от давления.

Однако эта зависимость незначительна и начинает проявляться только при достаточно больших давлениях. Поэтому принимаем допущение, что в условиях решаемой задачи коволюм является постоянной величиной.

Для более точного определения величины давления необходимо уточнить уравнение (54). Учтем дополнительно следующие эффекты, приводящие к уменьшению давления:

- утечка части пороховых газов через затворы;
- потеря энергии на сообщение кинетической энергии стопору-пиропатрону;
- потери энергии на трения стопора-пиропатрона с клином и станиной, а также потери энергии при ударе об ограничение;
- изменение объема горения газов, вследствие движения стопора-пиропатрона.

С учетом вышесказанного уравнение (54) примет вид:

$$P = \frac{fw(\Psi - \eta) - \frac{\theta q}{2g} V^2 - R}{W^0 - Sx - \frac{w}{\dot{a}}(1 - \Psi) - \alpha w(\Psi - \eta)}, \quad (55)$$

где θ – показатель политроны; q – вес стопора-пиропатрона; g – условие свободного падения; $V = \frac{dx}{dt}$ – скорость стопора-пиропатрона;

x – перемещение стопора-пиропатрона; R – потери на трение; η – количество пороха, истекшего через зазоры; S – площадь воздействия газов на стопор-пиропатрон;

Потери на трение можно определить по следующей формуле:

$$R = \int_0^T x f_{TP} R_1 dt + R_y, \quad (56)$$

где f_{TP} – коэффициент трения; R_1 – сила, прижимающая стопор-пиропатрон к поверхности трения. До выхода стопора-пиропатрона из клина.

$$R_1 = R_{\text{пр.к}} + q_{\text{кл}} + q$$

и после выхода

$$R_1 = q;$$

$R_{\text{пр}}$ – сила давления пружины привода клина; $q_{\text{кл}}$ – вес клина; R_y – составляющая, учитывающая потери энергии при ударе стопора-пиропатрона об ограничения. Ограничениями являются стена коробки при движении стопора от клина и тело клина при движении в обратную сторону.

Величина потерь определяется по следующим выражениям:

$$R_y = \begin{cases} K_v V, & \text{в момент удара} \\ 0, & \text{в любой другой момент} \end{cases}$$

где K_v – коэффициент пропорциональности потерь на удар и скорости движения.

Точное определение величины истекших к определенному моменту времени газов с учетом влияния сложной формы зазоров, а также движения стенок зазора относительно друг друга приводит к необходимости решения системы нелинейных дифференциальных уравнений, по сложности сравнимой с решением задачи моделирования движения стопора-пиропатрона. Кроме того, этот метод предполагает использование различного рода эмпирических коэффициентов, которые могут быть даны с достаточной точностью только для специфических условий артиллерийских систем и пороховых ракет. Поэтому использовано более простое выражение, которое с достаточной точностью позволяет учесть величину утечки

$$\eta = \frac{Y_z A F_{\min} I}{\varpi}, \quad (57)$$

где Y_z – коэффициент расхода для согласования расчетных и экспериментальных значений утечки; F_{\min} – минимальное сечение зазора; A – коэффициент Трофимова, его можно определить, как

$$A = \frac{K_0}{\sqrt{f \tau_{cp}}}, \quad (58)$$

K_0 – коэффициент, определяемый по формуле

$$K_0 = \sqrt{2g \left(\frac{K}{K+1} \right) \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{2}{K-1}}};$$

K – показатель адиабаты,

$$K = 1 + \theta;$$

τ_{cp} – средняя относительная температура горения пороха. Ее можно определить по формуле, предложенной П.Н. Шкворниковым:

$$\tau_{ch} = \frac{1}{1 + \theta \eta_k}. \quad (59)$$

Так как величина θ обычно невелика, ее примерно принимают $\theta \leq 0,2$, а пределом для η_k являются 1, то можно без особого ущерба для точности формулу (58) переписать в виде

$$A = \frac{K_0}{\sqrt{f}}. \quad (60)$$

При расчете учитывалось, что при выходе стопора-пиропатрона из клина изменялось минимальное сечение зазора F_{min} . Сопротивление воздуха при движении не учитывалось, так как эта величина на порядок меньше остальных действующих усилий.

По аналогии с уравнением движения снаряда, используемым во внутренней баллистике, можно записать

$$\phi m \frac{d^2 X}{dt^2} = Sp, \quad (61)$$

где $m = \frac{q}{g}$ – масса стопора-пиропатрона; ϕ – коэффициент учета второстепенных работ.

Принятый во внутренней баллистике подобный учет второстепенных работ предполагает их пропорциональность главной работе (движение снаряда) и, кроме того, их небольшую величину. Например, для обычных орудий в зависимости от условий заряжения колеблется в пределах от 1,05 до 1,3. Совершенно иная ситуация в рассматриваемом случае: силы трения при движении стопора-пиропатрона на несколько порядков превышают силы трения при движении в стволе, так как дополнительно на пиропатроны действуют вес клина и пружина привода клина. Кроме того, движению стопора–пиропатрона от клина препятствует ограничительная пружина, упругая сила сопротивления которой возрастает по мере удаления стопора от клина. Поэтому заменим

коэффициент ϕ в формуле (61) выражением, включающим в себя наиболее значительные силы, действующие во время движения:

$$\frac{d^2 X}{dt^2} = (Sp - Cx - f_{mp} \cdot R_1 \cdot \text{sign}(v)) \frac{g}{q}, \quad (62)$$

где C – жесткость пружины стопора-пиропатрона.

Здесь не учитывалось сопротивление движению воздуха по причинам, аналогичным предыдущему случаю.

Рассмотрим предварительно движение клина до момента его соприкосновения с канатом на наклонном пути. При этом дифференциальное уравнение движения клина, исходя из баланса действующих сил, будет иметь вид

$$\frac{d^2 X_k}{dt^2} = g \cos \alpha + \frac{R_{np.k}}{m_k} - f_{mp} g \sin \alpha - \frac{R_p}{m_k}, \quad (63)$$

где X_k – перемещение клина; α – угол наклона станины к канату; m_k – масса клина; $R_{np.k}$ – величина усиления приводной пружины клина; R_p – сила трения клина о направляющие, возникающая вследствие давления газов в объеме сгорания стопора пиропатрона.

Величину усилия приводной пружины можно определить из выражения

$$R_{np.k} = R_0 - C_k X_k \quad (64)$$

где R_0 – начальное усилие пружины привода клина; C_k – жесткость пружины привода клина.

Силу трения можно представить, как

$$R_p = pSf_{mp}. \quad (65)$$

При соприкосновении клина с канатом и до конца движения клина дифференциальное уравнение примет вид

$$\begin{aligned} \frac{d^2 X_k}{dt^2} = \frac{1}{m_k} (m_k g \cos \alpha + R_0 - C_k X_k - f_{mp} \cdot m_k g \sin \alpha - pSf_{mp} - \\ - f_k F_k \cos \alpha - f_{mp} \cdot f_k F_k \sin \alpha - F_k \sin \alpha). \end{aligned} \quad (66)$$

Величины F, f_k определяются из выражений (35) и (36), это внедрение находим как

$$j = \sin \alpha \times X_k. \quad (67)$$

Для определения уравнения движения каната можно использовать метод компенсации кинетической энергии.

Кинетическая энергия каната к началу момента торможения:

$$I_k = \frac{m_{кан} V_0^2}{2}, \quad (68)$$

где $m_{кан}$ – масса каната; V_0 – начальная скорость каната.

Эта энергия должна быть полностью скомпенсирована работой торможения клиновым ловителем

$$I_T = K_{тр} \int_0^H (T - m_{кан} g) dh, \quad (69)$$

где $K_{тр}$ – число поверхностей трения; H – тормозной путь, проходимый канатом до момента остановки; h – перемещение каната; $T = F_k f_k$ – сила торможения.

Примем, что масса каната не меняется с момента начала торможения, так как тормозной путь каната H пренебрежимо мал по сравнению с длиной каната, находящегося ниже ловителя. Тогда текущая скорость каната определится как

$$V_T = \sqrt{V_0^2 - 2K_{тр} \int_0^P (T(m_{кан} - g) dh)}. \quad (70)$$

Интегрируя последнее выражение, можно определить перемещение каната в любой момент времени. При вычислении необходимо учитывать, что если разница под интегралом в выражении (70) отрицательна, то скорость каната не может превышать начальной скорости V_0 определяемой подъемной машины. Практическая проверка описанного подхода показала затруднительность его реализации, так как интеграл в выражении (70) берется не по времени, а по пути. Поэтому составляется дифференциальное уравнение аналогично ранее рассмотренной схеме

$$\frac{d^2 h}{dt^2} = (1 - 2Ff_k / P_{кан})g, \quad (71)$$

где $P_{кан}$ – вес каната, находящегося ниже ловителя.

Исследования по работе данного ловителя необходимо продолжить как в лабораторных условиях, так и на объекте с целью оценки работоспособности.

Для повышения надежности в работе нами в ловителе (рисунок 70) предусмотрен корпус 1, состоящий из двух частей, соединенных болтами 2, с конусным отверстием 3, переходящим в цилиндрическое, укрепленным на основании 4. С-образные скобы 5, соединенные шарниром 6, охватывают канат 7, пластинчатые вкладыши 8. Последние жестко соединены между собой, причем один из них, контактирующий с канатом, выполнен из более мягкого материала, чем другой. Вкладыши 8 удерживаются на прижимных скобах 5 шпильками 9, работающими на срез. На

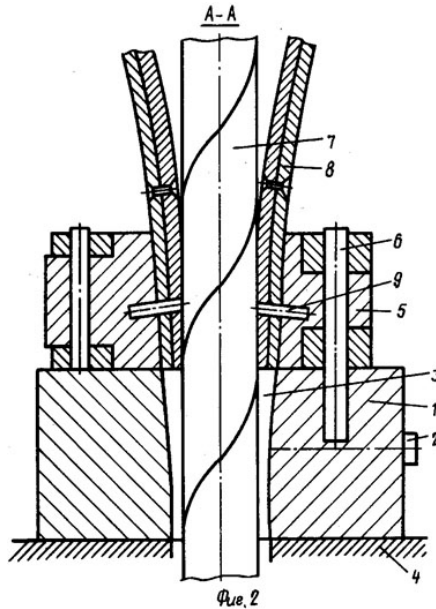


Рисунок 70 – Ловитель

противоположных относительно шарниров 6 концах скоб располагается зажим 10, выполненный в виде поршня 11 с корпусом 12, и пиропатрон 13.

Ловитель работает следующим образом.

В нормальном режиме работы подъемной установки скобы 5 разжаты и закрепленные на них вкладыши 8 не соприкасаются с подъемным канатом 7. Внутренние вкладыши 8 вдавливаются в свивки каната, происходят срез шпилек 9 и совместное перемещение вкладышей 8 с канатом в конусное отверстие 3 корпуса 1.

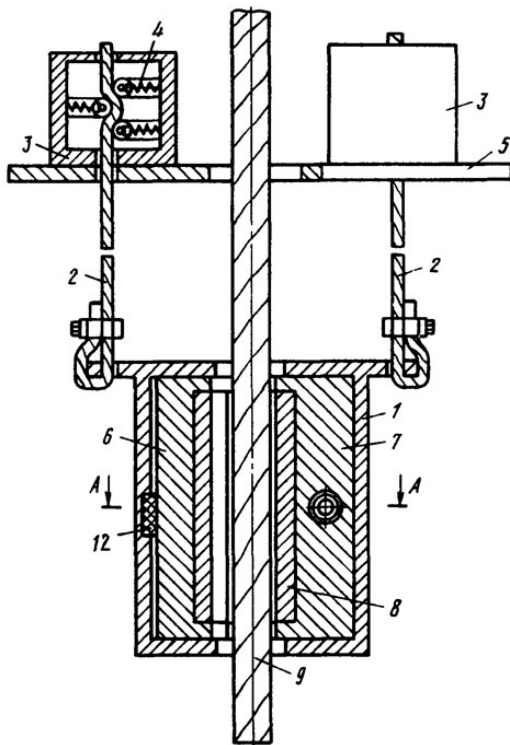
Таким образом, данный ловитель позволяет не допустить трения каната об элементы ловителя благодаря наличию тормозных пластин и тем самым исключить возможность повреждения каната, кроме того, обеспечивает плавное торможение за счет обжатия каната на большом участке равномерного распределения сил трения, а плавное торможение не допускает чрезмерного перегрева каната, а значит, повышает надежность торможения и срок службы каната.

14.3 Ступенчатый ловитель

Принципиальное отличие ступенчатого ловителя от описанных ранее заключается в том, что энергия торможения движущегося каната расходуется на натяжение тормозных канатов и работу амортизаторов. На рисунке 71 показан ступенчатый ловитель, содержащий подвижный корпус 1, подвешенный на тормозных канатах 2, канатно-винтовой амортизатор 3 с подпружиненными толкателями 4, установленными на площадке 5, прижимные элементы 6 и 7 с прокладкой 8 из мягкого металла для захвата каната 9 и замковый механизм. Замковый механизм включает в себя горизонтальный палец 10, установленный на подвижном элементе 6, и подпружиненные штыри 11, установленные на элементах 7 и 12 и расположенные на корпусе 1. На свободном конце пальца 10 выполнена кольцевая канавка α .

Устройство работает следующим образом.

При подаче аварийного сигнала срабатывает пиропатрон 12 и под действием пороховых газов происходит прижатие элементов



Фиг. 1

Рисунок 71 – Ступенчатый ловитель

6 и 7 к канату 9. Прижатие элементов 6 и 7 происходит до внедрения прокладки 8 в канат 9, тем самым обеспечивая надежное их сцепление. После сцепления каната 9 с прижимами 6 и 7 срабатывает замковый механизм, и палец 10 в районе канавки α входит в зацепление с подпружиненными штырями 11. Дальнейшее перемещение каната 9 происходит совместно с ловителем.

14.4 Ловитель каната у подъемного сосуда

Ловитель каната у подъемного сосуда (рисунок 72) содержит клиновой элемент 1, смонтированный внутри опоры 2 и контактирующий с канатом 3, датчик 4 в виде гибкой пластины и измеритель 5 осевого усилия в канате 3. Опора 2 шарнирно связана через тяги 6 и рычаги 7 шарнирно-рычажного механизма с клиньями 8, взаимодействующими с направляющими 9.

Пружина 10 оперта на клиновой элемент 1 и удерживает его в опоре 2. Один конец датчика 4 соединен шарниром 11 с корпусом 12 ловителя, а другой конец установлен с возможностью поступательного перемещения по пазу в корпусе 12. Канат 3 прижат к датчику 4 хомутами 13. Корпус 12 ловителя удерживается упором 14, жестко связанным с канатом 3. На корпусе 12 ловителя установлен измеритель 5 осевого усилия в канате 3, движок 15 которого соединен с датчиком 4. Канат 3 соединен с концевым грузом 16. На корпусе 12 ловителя установлены втулки 17, обхватывающие направляющие 9.

Ловитель работает следующим образом.

В режиме нормальной эксплуатации подъемной установки канат 3, натянутый концевым грузом 16, вызывает распрямление датчика 4. Опора 2 с клиновым элементом, поджимающим канат 3, перемещаясь вместе с датчиком 4 через тяги 6 и рычаги 7, освобождает клинья 8, обеспечивая свободное перемещение ловителя на втулках 17 по направляющим 9 вместе с концевым грузом 16 в стволе шахты.

При остановке концевого груза в момент зависания одновременно происходит и остановка ловителя. При этом осевое усилие в канате 3, в результате напуска, снижается, вызывая поперечный прогиб датчика 4 вместе с канатом 3 и одновременное перемещение влево опоры 2 с клиновым элементом 1 тяг 6, поворот рычагов 7 и схватывание клиньями 8 направляющих 9.

В этот момент измеритель 5 осевого усилия выдает аварийный сигнал на торможение подъемной машины.

В случае срыва концевого груза 16 с места зависания в канате 3 ниже ловителя возникает динамическая осевая нагрузка.

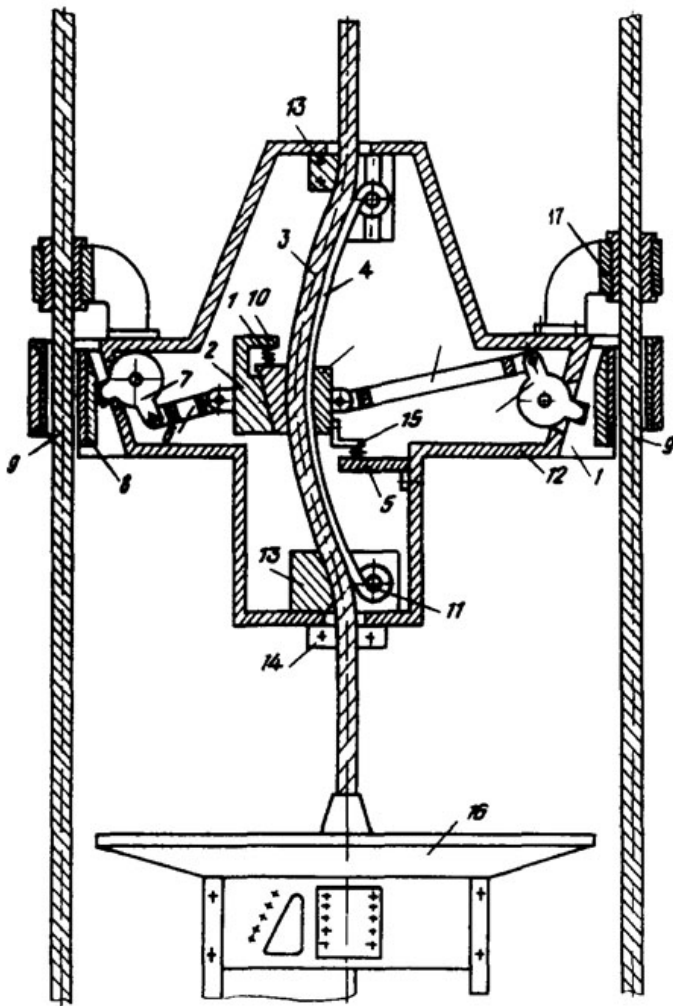


Рисунок 72 – Ловитель каната у подъемного сосуда

В результате действия сил трения между клиновым элементом 1 и канатом 3 происходит передача этой динамической нагрузки части датчика 4 между опорой 2 и шарниром 11, вызывая увеличение поперечной упругой деформации датчика 4 и соответственно большее усилие схватывания клиньев 8 направляющих 9. Одновременно с поперечной деформацией этот участок датчика 4 испытывает и продольную упругую деформацию, демпфирующую осевое динамическое нагружение каната 3 от точки защемления его клиновым элементом 1 до концевого груза 16. Величина продольной деформации датчика 4 ограничивается зазором между опорой 2 и корпусом 12.

Таким образом, ловитель, снабженный устройством для контроля напуска каната и размещенный у прицепного устройства подъемного сосуда, обеспечит высокое быстродействие и надежность в работе.

14.5 Ловитель струны каната подъемной установки

Ловитель струны каната (рисунок 73) содержит датчик 1 напуска каната 2, огибающего шкив 3, закрепленный на раме 4 копра. Сигнал об аварии поступает с датчика 1 на блок управления, включающий в себя электромагнит 5 и шарнирно-рычажную систему, которая содержит приводную тягу 6, двуплечий рычаг 7 и шток 8. Тормозной башмак 9 шарнирно закреплен на концах штока 8 и упругого элемента 10. Другой конец упругого элемента закреплен на раме 4 копра. В тормозном башмаке выполнен конусно-сходящийся вырез 11 в направлении движения каната.

Устройство работает следующим образом.

При поступлении аварийного сигнала от датчика 1 на блок управления электромагнит перемещает левое плечо двуплечевого рычага 7 вниз. При этом шток 8, на конце которого закреплен тормозной башмак, также перемещается вниз под действием упругого элемента 10, что приводит к попаданию каната в конический вырез башмака и создает постепенно нарастающую силу трения. Кроме того, тормозной башмак наружной фрикционной поверхности взаимодействует с поверхностью шкива. Поджатие каната

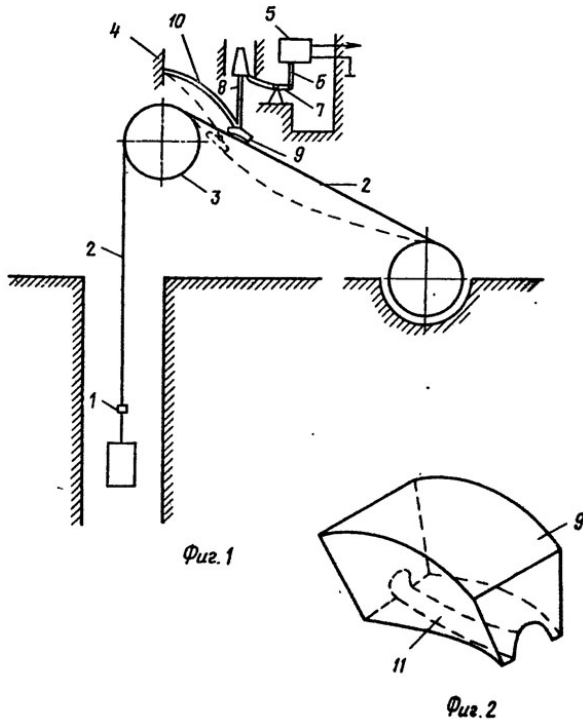


Рисунок 73 – Устройство для защиты подъемной установки от напуска каната

2 упругим элементом 10 увеличивает угол огибания шкива 3 канатом 2, что обеспечивает увеличение тормозного усилия каната 2 на шкив 3.

Данное устройство обеспечит аварийное торможение каната при зависании подъемного сосуда в любой точке ствола шахты.

15. РАЗРАБОТКА, ИСПЫТАНИЕ И РЕАЛИЗАЦИЯ НОВЫХ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ

15.1 Новые устройства контроля состояния подъемного каната

Основой для совершенствования устройств контроля напуска каната у сосудов послужили трехопорные датчики ДКН (а.с. № 861265), нашедшие применение в аппаратуре АПИК-2 (аппаратура противонапускного индуктивного контроля).

Недостатком ДКН является то, что силовой привод в нем выполнен в виде поршневой пары, подверженной влиянию агрессивной среды ствола шахты, высокой влажности, что может привести к заклиниванию поршня в цилиндре.

Устройство (рисунок 74) состоит из корпуса, содержащего основной стакан 1 и выдвижной элемент в виде стакана 2, расположенные один в другом. Стакан 2 жестко закреплен на скобе 3, имеющей скользящие проушины 4 и 5, через которые пропущен канат 6. Стаканы 1 и 2 связаны пружиной 8, которая в нормальном состоянии поджата. Внутри стаканов 1 и 2 установлен постоянный магнит 9, взаимодействующий с герконом 10, который закреплен на дне стакана 2 с возможностью регулировки.

Устройство работает следующим образом.

В режиме нормальной эксплуатации шахтной подъемной установки сосуд висит в стволе, а подъемный канат 6 находится в натянутом состоянии. Стакан 1 под действием усилия натяжения каната 6 сжимает пружину 8 и, наезжая на стакан 2, занимает правое крайнее положение.

При этом постоянный магнит 9 максимально приближается к геркону 10, который замкнут.

В аварийном режиме, когда натяжение каната 6 ослаблено, стакан 1 под действием пружины 8 начинает перемещаться

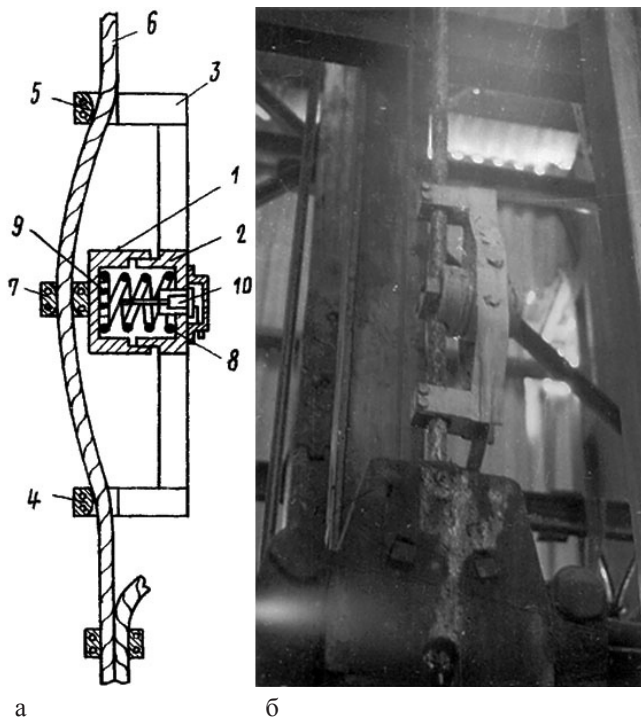


Рисунок 74 – Устройство контроля натяжения каната у подъемного сосуда: а) принципиальная схема; б) образец датчика на подъемном канате

влево, прогибая канат 6, при этом расстояние между постоянным магнитом 9 и герконом 10 увеличивается, контакт размыкается, и по каналу связи выдается сигнал о наличии напуска каната 6 в цепь управления подъема, после чего перемещение сосуда прекращается.

Устройство обеспечивает эффективное использование герметизированных магнитоуправляемых контактов, позволяет повысить надежность и срок службы, так как практически исключаются факторы среды ствола шахты, а также влияние изменяющейся длины подъемного каната при спуске сосуда.

Оригинальное решение принято при разработке рессорного датчика контроля натяжения каната.

Устройство содержит (рисунок 74 а, б) корпус 1, который жестко соединен со скобой 2 и зажимом 3 и прикреплен к подъемному канату 4. Привод выполнен в виде рессоры 5, один конец которой жестко закреплен в скобе 2, а второй расположен в направляющей 6 с возможностью свободного перемещения. Внутри корпуса 1 установлен магнитоуправляемый контакт 7, расположенный с возможностью взаимодействия с постоянным магнитом 8, который жестко закреплен на свободном конце рессоры 5. Рессора 5 опирается на канат 4. Контакт 7 закреплен на нижней крышке 9 корпуса 1. В нижней части корпуса 1 расположены направляющие каната 10, между которыми свободно пропущен канат 4.

Устройство работает следующим образом.

В эксплуатационном режиме подъемный канат 4 находится в натянутом состоянии. Рессора 5 под действием усилия натяжения каната 4 скользит свободным концом по направляющей 6 и, занимая левое крайнее положение, находится в рабочем упругом состоянии. Перемещение вместе с рессорой 5 постоянного магнита 8 приводит к срабатыванию контакта 7. В случае экстренного ослабления каната 4 у сосуда (на рисунке 74 не показан) рессора 5 перемещается по направляющей 6, изгибая канат 4, а смещение соответственно магнита 8 приводит к размыканию магнитоуправляемого контакта.

Датчик освобожден от влияния среды ствола, так как закрепленный внутри выключатель не подвержен выходу из строя при ударах кусками породы. Простота конструкции (рисунок 75, б) позволяет увеличить надежность, а значит и повысить безопасность эксплуатации подъемной установки.

Устройство для контроля натяжения каната (а.с. № 1695611) (рисунок 76) содержит рессору 1, жестко прикрепленную скобой 2 к канату 3, а концы ее связаны с канатом 3 узлами крепления в виде хомутов 4 и 5. К хомуту 5 шарнирно прикреплен корпус 6 датчика линейного перемещения, например, потенциометрического, подпружиненный шток 7, который гибкой нитью 8 связан

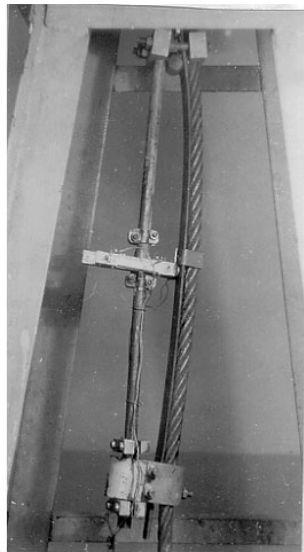
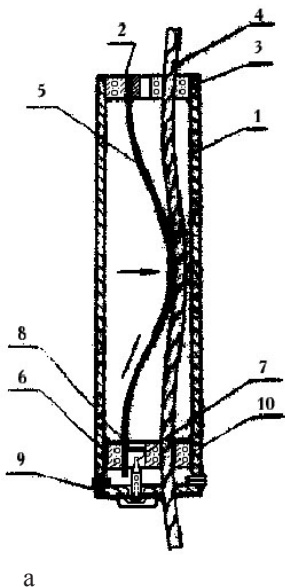


Рисунок 75 – Устройство контроля натяжения канатов типа РД:
 а) принципиальная схема; б) датчик РД на подъемном канате

с хомутом 4. Гибкая нить 8 свободно пропущена через втулку 9 на кронштейне 10, который жестко прикреплен к скобе.

В свободном состоянии подъемного каната 3 рессора 1 имеет прогиб, величина которого равна длине кронштейна 10, при этом гибкая нить 8, шток 7 и корпус 6 датчика находятся на прямой линии, связывающей хомуты 4 и 5.

В эксплуатационном режиме подъемный канат 3 находится в натянутом состоянии. Рессора 1 под действием усилия натяжения каната 3 выпрямляется (элементы устройства перемещаются в направлении стрелок), кронштейн 10 через втулку 9 прогибает гибкую нить 8 влево, которая вытягивает при этом шток 7 из корпуса 6 датчика. Величина перемещения штока 7 пропорциональна изменению расстояния между концами рессоры 1 (между хомутами 4 и 5) и поперечному прогибу рессоры.

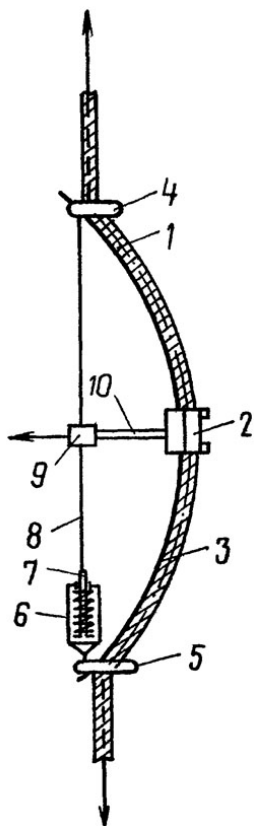


Рисунок 76 –
Устройство для
контроля натяжения
каната

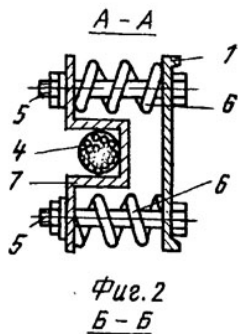
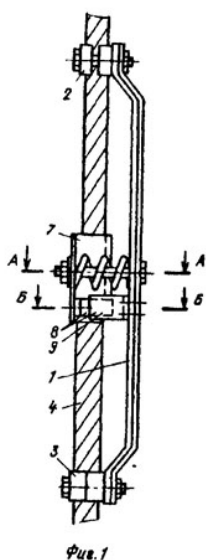
Устройство для контроля натяжения гибкого тягового органа подъемника (рисунок 77) имеет существенное преимущество – расположение каната в центре массы корпуса обеспечивает меньшие габариты по сравнению с другими трехопорными устройствами. Кроме того, один конец распорки может быть жестко прикреплен к гибкому тяговому органу.

Устройство состоит из распорки 1, которая посредством опор 2 и 3, расположенных на противоположных концах распорки 1, связана с гибким тяговым органом 4. Причем опора 2 является зажимной, а опора 3 – скользящей. В средней части распорки 1, симметрично относительно осевой линии натянутого гибкого тягового органа 4, жестко закреплены ограничители хода 5, на которые опираются обе пружины 6, закрытые фигурной скобой 7, из которой выпуклая сторона обращена к распорке 1 и направлена вдоль оси тягового органа 4. Вогнутая сторона фигурной скобы 7 является направляющей гибкой тягового органа 4. К фигурной скобе 7 жестко прикреплен магнит 8 с возможностью взаимодействия с герконом 9, закрепленным на распорке 1.

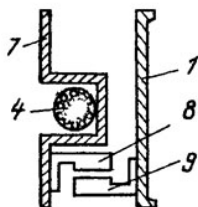
Пара «магнит 8 – геркон 9» выполнена с возможностью изменения расстояния между ними с помощью настроечного элемента (не показан).

В нерабочем положении пружины 6 находятся в сжатом положении, при котором геркон 9 взаимодействует с полем постоянного магнита 8 и свои контакты держит в замкнутом состоянии.

Устройство работает следующим образом.



Фиг. 2
Б-Б



Фиг. 3

Рисунок 77 – Устройство для контроля натяжения гибкого тягового органа подъемника

Подъемный сосуд при движении в стволе шахты под действием своего веса поддерживает гибкий тяговый орган 4 в натянутом состоянии. Фигурная скоба 7 под действием силы натяжения каната 4, преодолевая упругое усилие пружин 6, перемещается в крайнее положение, близкое к распорке 1. Постоянный магнит 8 двигается вместе с фигурной скобой 7. Геркон 9 настроен так, что при движении фигурной скобы 7 с магнитом 8 в указанное крайнее положение он замыкает свои контакты, сигнализируя о натянутом положении тягового органа 4. При ослаблении натяжения тягового органа 4 усилие, действующее на фигурную скобу 7 со стороны гибкого тягового органа 4, уменьшается. Под действием силы упругости пружин 6 фигурная скоба 7 с магнитом 8 перемещается в обратном направлении и изгибает тяговый орган 4 в поперечном сечении, при этом геркон 9 оказывается вне

поля действия магнита 8 и его контакты размыкаются, сигнализируя об аварии (образование напуска или обрыв тягового органа).

После устранения аварии при натяжении гибкого тягового органа 4 устройство контроля возвращается в исходное положение.

Устройство для контроля натяжения тягового органа позволяет более надежно зафиксировать возникновение напуска гибкого тягового органа, так как выполнено с применением пружин, смещенных от оси гибкого тягового органа фигурной скобой, опирающейся на указанные пружины и имеющей углубление вогнутой части для укладки в ней подъемного каната. Применение изобретения позволяет отказаться от применения подвижных сопрягаемых по размерам деталей, существенно уменьшить поперечные размеры устройства и ликвидировать недопустимо большое смещение центра тяжести устройства и приблизить его к канату. Клетьевые подъемные установки как на одноканатных, так и многоканатных установках оборудуются подвесными устройствами типа ККБ и КРГ.

Система контроля натяжения тягового органа подъемной установки предназначена именно для таких видов подъема. Так, устройство контроля натяжения органа подъемной установки (рисунок 78) содержит корпус 1, который жестко соединен с коушем 2 и к которому одним концом жестко прикреплена упругая пластина 3, выполняющая роль привода датчика, а другим концом жестко закреплена через кронштейн 4 к участку каната, находящемуся в непосредственной близости от места соединения коуша 2 и каната 5. Крепление упругой пластины 3 к канату производится с предварительной изгибной деформацией. На упругой пластине 3 установлен датчик усилий 6, в качестве которого использован тензометрический датчик. Выход последнего соединен с модуляторами 7 передатчика 8, соединенного посредством линии связи 9 с приемником 10, выход последнего соединен с исполнительным реле 11, контакты которого введены в цепь предохранительного тормоза подъемной установки.

Устройство работает следующим образом. В нормальном режиме работы подъемной установки канат натянут. Расстояние между коушем 2 и кронштейном 4 уменьшается за счет вытяжки

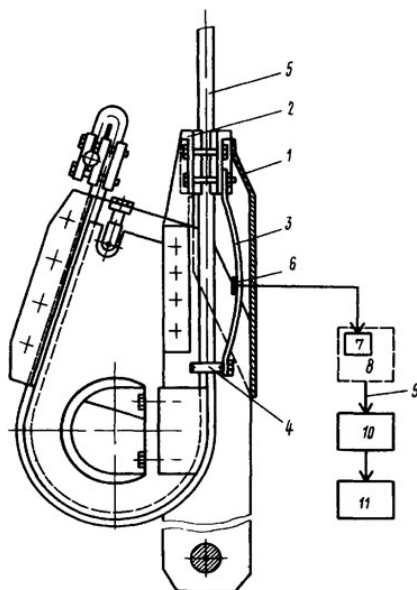


Рисунок 78 – Устройство для контроля натяжения тягового органа подъемной установки

каната 5, следовательно, упругая пластина 3, имеющая предварительную изгибную деформацию, дополнительно изгибается, и уровень сигнала от тензодатчика 6, соответствующий нормальному режиму натяжения каната, поступает на вход модулятора 7 передатчика 8. Сигнал, преобразованный в передатчике 8, поступает в линию связи 9 и далее – на вход приемника 10, выход которого подключен к исполнительному реле 11, настроенному на данный уровень сигнала.

В момент зависания сосуда (или ослабления несущей ветви каната на многоканатном подъеме, что приводит также к аварии от проскальзывания каната на шкиве) образуется ослабление натяжения каната у прицепного устройства. При этом упругая пластина 3 выпрямляется, так как расстояние между коушем 2 и кронштейном 4 увеличивается.

Датчик 6 реагирует на деформацию упругой пластины 3 и изменяет уровень сигнала, что приводит к срыву модуляции.

Передачик 8 выдает на вход линии связи 9 только несущую частоту, которая принимается на вход приемника 10, аварийный сигнал преобразуется в нем и поступает на вход исполнительного реле 11, которое включается, так как оно настроено на нормальный уровень сигнала, и его контакты размыкают цепь предохранительного тормоза подъемной установки.

Таким образом, устройство для контроля натяжения тягового органа позволяет более точно зафиксировать возникновение напуска каната, поскольку введено непосредственно в коуш, где производится контроль лишь продольной растягивающей нагрузки, и освобождено от влияния поперечных колебаний каната в режиме нормальной эксплуатации подъемной установки. Кроме того, уменьшена возможность ложных срабатываний устройства защиты в целом.

Одной из систем контроля напуска каната с индуктивным каналом связи и датчиком контроля натяжения каната является следующее устройство (а.с. № 1167136). Устройство (рисунок 79) содержит передачик 1 (расположенный на поверхности шахты), выход которого соединен на петлевую антенну 2, проложенную по стволу шахты, приемник 3, вход которого соединен с петлевой антенной 2, а выход включен в цепь блока 4 индикации, имеющего выход предохранительного тормоза подъемной машины. На подъемном сосуде установлен приемо-передающий блок 5, выполненный в виде двух резонансных LC-контуров 6 и 7, резонансные частоты которых не равны между собой ($f_1 \neq f_2$), соединен параллельно между собой через преобразователь, например, датчик 8 усилий натяжения каната и диод 9.

Устройство контроля натяжения каната работает следующим образом.

В режиме нормальной эксплуатации подъемной установки передачик 1 посылает сигналы в петлевую антенну 2 с частотой f_1 . Сигнал, посылаемый в антенну 2, наводит ЭДС в резонансном контуре L_1C_1 через замкнутые контакты датчика усилий 8. Колебательный контур L_2C_2 , настроенный на резонансную частоту f_2 , получая энергию через контур L_1C_1 и диод 8, в свою очередь, наводит ЭДС в антенне 2. Сигнал с частотой f_2 принимается через

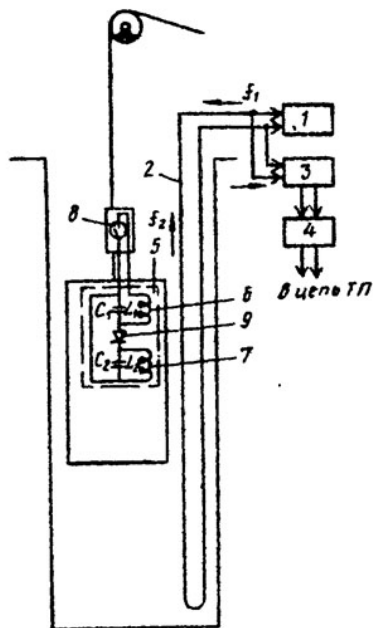


Рисунок 79 – Устройство для контроля натяжения каната подъемного сосуда

антенну 2 приемника 3, преобразовывается и передается на блок 4 индикации, сигнализируя о нормальном режиме работы подъемной установки.

В случае возникновения аварийной ситуации, вызванной либо зависанием движущегося вниз подъемного сосуда, либо заклиниванием поднимающегося вверх сосуда, сигнал от датчика 8 (усилие натяжения каната) размыкает цепь контура L_1C_1 , тем самым разрывая цепь питания контура L_2C_2 . При этом сигнал с контура L_2C_2 в приемник 3 не поступает.

Так как приемник 3 настроен на частоту f_2 , то отсутствие сигнала сигнализирует об аварийном изменении натяжения в канате, и эта информация отображается на блоке 4 индикации с последующим воздействием на цепь предохранительного тормоза подъемной машины.

Таким образом, устройство контроля натяжения каната, во-первых, обеспечивает самоконтроль работы по сигналу с частотой f_2 , во-вторых, не требует автономного источника питания на подъемном сосуде.

Выполнение приемно-передающего блока в виде двух резонансных LC-контуров, соединенных параллельно между собой, позволяет повысить надежность контроля натяжения каната благодаря тому, что при его состояниях появляется возможность получить информационный сигнал.

15.1.1 Блокировочные устройства контроля положения вагонетки и стопоров в клет

Контроль положения вагонетки в клет и ее стопорение после обмена необходимы для решения ответственной задачи по обеспечению безаварийной эксплуатации клетевых подъемов, допускающей включение подъемной машины в работу с застопоренной вагонеткой.

Отсутствие подобного контроля допускает эксплуатацию клетевых подъемов с определенными нарушениями ЕПБ, заключающимися во включении подъемной установки в работу, когда клет еще находится не в транспортном состоянии, выражающимися в следующем:

- вагонетка установлена в клет правильно, но не зафиксирована стопорным механизмом;
- вагонетка установлена неверно и стопорный механизм остался не закрытым;
- стопорный механизм выведен из строя и не закрывается и т.д.

Эксплуатация подъемной установки в таких ситуациях сопровождается крупными авариями в результате падения вагонетки в ствол или заклинивания ее клетью к арматуре ствола. При этом ствол не работает и требует для восстановления больших материальных и трудовых затрат.

Контроль положения вагонетки в клет можно осуществить на горизонте после обмена блокировочным устройством БСУ-С.

В основу устройства положен датчик типа ДПУ-2-100. Поперечный вал стопорного механизма СА (клетевые подъемные установки в настоящее время оборудованы стопорными механизмами типа СА института «Гипроникель» г. Санкт-Петербург) удлинён, и на его конце снаружи клетки жестко закреплен сектор, шунтирующий магнитное поле постоянного магнита, расположенного под клетью на специальном месте. На уровне постоянного магнита на каждом рабочем горизонте ствола закреплены герконы, своими выходами включенные в схему контроля положения кулаков стопора клетки.

Блокировочное устройство работает следующим образом. При прибытии клетки на горизонт автоматически открываются замковые кулачки стопорного механизма СА, а сектор, связанный с ним одним поперечным валом, тоже поворачивается на определенный угол, шунтируя магнитное поле постоянного магнита. В этом случае контакты геркона незамкнутые, а значит, нет сигнальной информации на выходе устройства. После обмена вагонеток в клетки стопорный механизм удерживает входящую вагонетку, а стопорные кулаки фиксируются замковыми кулачками в замкнутом положении, при этом сектор возвращается в исходное положение, а контакты геркона включаются. Подается информация от блокировочного устройства о закрытии стопорного механизма.

Блокировочное устройство БСУ-С доведено до стадии реализации и эксплуатируется на шахте «Новая» Хайдарканского ртутного комбината.

Наиболее универсальным блокировочным устройством контроля положения вагонетки в клетки является устройство блокировки стопорного механизма шахтной клетки на горизонтах (рисунок 80), которое состоит из бесконтактного датчика 1, контроля положения запирающего элемента 2, кулака 3, стопорного механизма клетки 4, электромагнита 5, блока питания 6 и геркона-включателя 7 на горизонте. Причем бесконтактный датчик 1, выполненный в виде «геркон – подвижный экран – магнит», состоит из геркона 8 и постоянного магнита 9, расположенных по разные

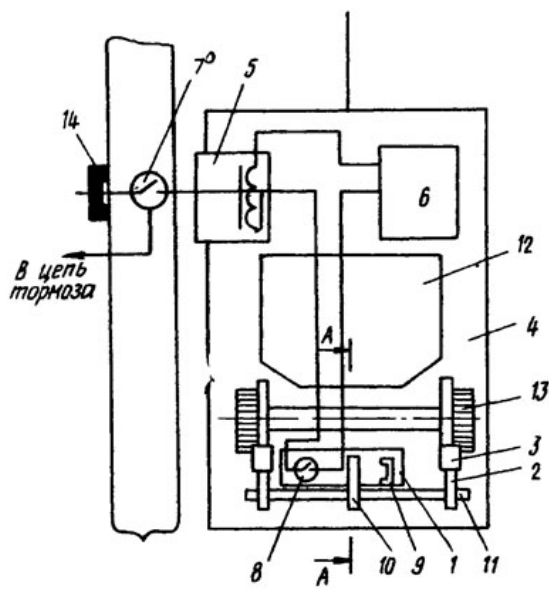


Рис. 1

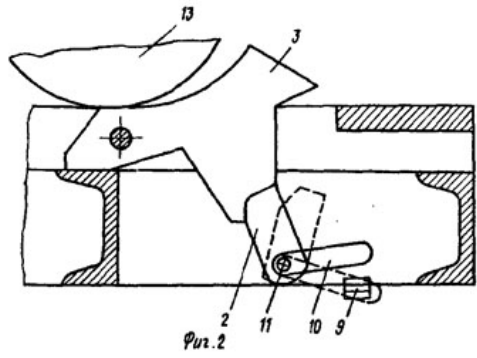


Рис. 2

Рисунок 80 – Блокировочное устройство стопорного механизма клетки шахтной подъемной установки

стороны подвижного экрана – рычага 10, жестко соединенного с поперечным валом 11.

Выход геркона-выключателя 7 введен как в цепь предохранительного тормоза управления, так и в схему сигнализации подъемной машины (на рисунке 80 не показан). Вагонетки 12 в клетки 4 стопорятся за колеса 13 с помощью кулака 3 стопорного механизма. Расстояние между электромагнитом 5 и геркон-выключателем 7 должно удовлетворять требованиям Единых правил безопасности, в противном случае может резко уменьшиться воздействие магнитного поля на выключатель, и поэтому устройство дополнено подмагничивающими магнитами 14, закрепленными в стволе на горизонте с герконом-выключателем 7.

Устройство работает следующим образом. При вкатывании вагонетки 12 в клетку 4 и правильной установке положение вагонетки фиксируется с помощью кулака 3, который, в свою очередь, закрывается запирающим элементом 2, вращающимся вместе с валом 11. Вместе с последним на определенный угол поворачивается жестко посаженный на него рычаг 10, прекратив тем самым экранирующее воздействие на геркон 8 магнитного поля магнита, т.е. на датчик 1. Геркон 8 при этом замыкает свои контакты и обеспечивает цепь электромагнита 5 с блоком питания 6. Управляющее поле электромагнита 5 воздействует на геркон-выключатель 7. Последний замыкает свои контакты и подает сигнал в схему управления и сигнализации подъемной машины.

Если же при вкатывании вагонетки 12 в клетку 4 она установлена неправильно и не фиксировалась кулаком 3 стопорного механизма, так как не закрылся запирающий элемент 2, последний остается в положении, показанном на разрезе А-А штриховыми линиями, а рычаг 10 – между герконом 8 и магнитом 9, оказывая экранирующее воздействие на датчик 1. В результате геркон-выключатель 7 также будет разомкнутым, так как действие поля только подмагничивающего магнита недостаточно для срабатывания этого геркона.

Подъемная машина остается заторможенной и не включается в работу. При этом сигнал, поступающий в схему сигнализации, указывает причину невключения схемы управления. Только после

правильной установки вагонетки в клеть и закрытия стопорного механизма блокировка в цепи предохранительного тормоза подъемной машины будет снята, на что также указывает соответствующая сигнализация. При этом подъемная машина может быть включена в работу.

Применение электромагнита 5 позволяет измерить величину магнитного поля управления с помощью бесконтактного датчика 1 и построить устройство блокировки без каких-либо дополнительных подвижных механических деталей с трущимися узлами соединения, что очень важно в условиях повышенной влажности ствола шахты. Такое решение резко снижает различного рода отказы устройства блокировки и повышает его надежность.

В целях улучшения эксплуатационных характеристик блокировочного устройства путем снижения расхода электроэнергии источника питания разработано блокировочное устройство для клетки (рисунок 81), которое состоит из датчика 1, контроля положения запирающего элемента 2, стопорного кулака 3, геркона 4, стопорного механизма клетки 5, источника питания 6, соединенного через геркон 7 с электромагнитом 8, и постоянного подмагничивающего магнита 9. На горизонте расположен блок питания 10 с электромагнитом 11 и сигнальной лампой 12, геркон 13 с подмагничивающим постоянным магнитом 14 и сигнальной лампой 15. Причем при расположении клетки 5 на посадочных клетках 16 электромагнит 8 располагается напротив геркона 13, электромагнит 11 – напротив геркона 7, вагонетка 17 – на стопорных кулаках 3. Устройство работает следующим образом. В рабочем режиме электромагнит 11 получает питание (о чем сигнализирует лампа 12) и формирует электромагнитное поле. При посадке клетки 5 на кулаки 16 геркон 7 становится напротив электромагнита 11 и под действием электромагнитного поля замыкает свои контакты, подготавливая к работе цепь: «минус» источника питания 6, геркон 7, электромагнит 8, геркон 4, плюс» источника питания 6. При вкатывании вагонетки 17 в клеть 5 и ее стопорении кулаком 3 через запирающий элемент 2 включается геркон 4 датчика 1 и на электромагнит 8 подается питание.

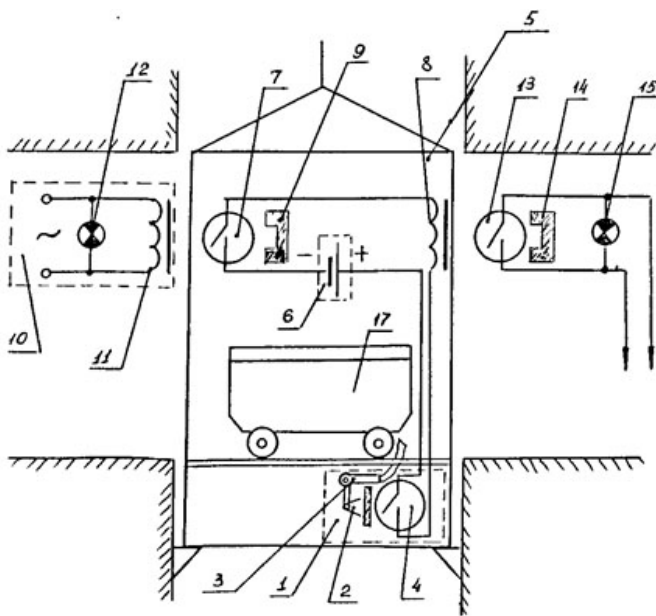


Рисунок 81 – Блокировочное устройство для клетки

Поля электромагнита 8 включают геркон 13 на горизонте, который лампой 15 сигнализирует о закрытом состоянии стопорного механизма и фиксации вагонетки 17 в клетке 5. Замыкание геркона 13 и сигнализация лампы 15 соответствуют нормальному положению вагонетки в клетке, при этом подъемная машина может быть включена в работу.

При подъеме клетки 5 с кулаков 16 и перемещении ее между горизонтами геркон 7 выходит из зоны действия электромагнита 11, замыкает свои контакты и прекращает подачу энергии на электромагнит 8 от источника питания 6. В случае посадки клетки 5 с вагонеткой 17 на кулаки 16 другого горизонта геркон 7 вновь попадает в поле электромагнита 11, замыкает свои контакты и подает питание на электромагнит 8. При закрытом состоянии стопорного кулака 3, удерживающего вагонетку 17 в клетке 5, геркон замкнут. Электромагнит 8, воздействуя на геркон 13,

сигнализирует лампой 15 этого горизонта о нормальном положении вагонетки 17 в клетке 5.

Такое выполнение устройства позволяет снизить расход электроэнергии в клетке, а значит увеличить срок работы блока питания без замены, проконтролировать не только работу стопорного механизма клетки, но и повысить надежность работы подъемной установки, сократить производственные простои подъема для замены источника питания в клетке.

Сигнализируя о положении стопоров в клетке, движение подъемного сосуда производится с использованием аппаратуры АПИК-2. Аппаратура предназначена для контроля положения стопора клетевых подъемных установок в вертикальных и наклонных стволах с высотой подъема до 2000 м.

Основным механическим узлом шахтной подъемной машины, подлежащим контролю, является система «вал – подшипник». Для контроля зазоров предложен способ центрирования по авторскому свидетельству SU № 1639837 А1, основанный на использовании ультразвука. Способ заключается в том, что с внешней стороны подшипника устанавливаются пьезокерамические датчики (рисунок 82). Ультразвуковой генератор посылает электрические сигналы на передающий пьезодатчик. Причем изменением частоты сигнала генератора добиваются резонанса системы «передающий датчик – подшипник – акустическая жидкость – приемный датчик». При этом амплитуда выходного сигнала максимальна.

С выхода приемника ультразвуковых сигналов снимают сигнал определенной формы с заданной амплитудой A , частотой f и фазой ϕ при резонансе. При равноудаленном положении подшипника относительно вала (нет износа подшипника) амплитуда выходного сигнала максимальная, фазы между сигналами от генератора и от приемника совпадают, т.е. разность фаз между ними равна 0. В случае изменения зазора в любую сторону амплитуда сигнала падает, частота повышается и увеличивается значение разности фаз.

Устройство состоит из подшипника 1, вала 2, передающего 3 и приемного 4 датчиков, акустической жидкости 5, опоры 6. К передающему датчику 3 подсоединен ультразвуковой генератор

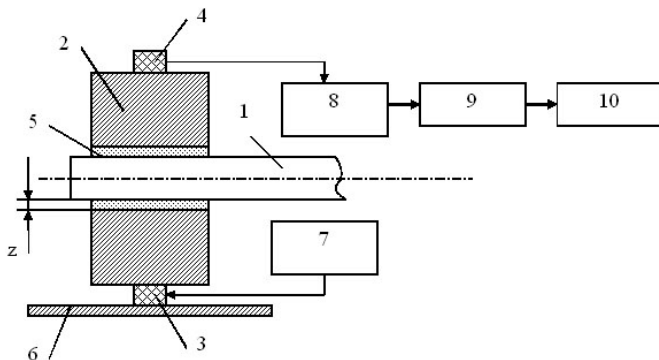


Рисунок 82 – Способ контроля износа системы «вал – подшипник»

7, а к приемному датчику 4 подсоединены усилитель 8, милливольтметр 9 и осциллограф 10.

Способ центрирования был исследован на следующем примере. Необходимо выставить вал диаметром 20 мм относительно подшипника с зазором 0,05 мм. С внешней стороны подшипника диагонально установлены пьезодатчики 3 и 4 (из титана бария). Причем один из пьезодатчиков является передающим, второй – приемным.

Передающий датчик подключен к ультразвуковому генератору ГЗ-109, а приемный датчик через усилитель У-7 – к входу милливольтметра ВЗ-38 и осциллографа С2-83. При резонансе указанной системы частота ультразвука равна $f = 31,5$ кГц, амплитуда сигнала $U_A = 2,5$ В и сдвиг фазы равен нулю ($\Delta\phi = 0$). При введении вала в подшипник новая система «передающий датчик – вал – зазор – акустическая жидкость – подшипник – зазор – приемный датчик» изменяет частоту резонанса до $f = 29,5$ кГц. При точной установке подшипника относительно вала амплитуда сигнала возрастает до значения $U_A = 4$ В, частота ультразвуковых колебаний уменьшается до $f = 29,5$ кГц, а разность фаз вновь становится равной нулю ($\Delta\phi = 0$).

Неравноудаленное расположение подшипника относительно вала уменьшает амплитуду сигнала до значения $U_A = 2,8В$ с повышением резонансной частоты до $f = 30,1кГц$ и увеличивает значение сдвига фаз до $\Delta\phi = 60^\circ$. Таким образом, при точном расположении подшипника относительно вала частота резонанса ультразвуковых колебаний должна быть минимальной, амплитуда максимальной, а сдвиг фаз равен нулю. В случае малейшего смещения подшипника относительно вала (увеличился износ подшипника) частота резонанса ультразвуковых колебаний возрастает, амплитуда падает и наблюдается сдвиг фаз.

Данный способ позволяет оперативно и точно определить износ в системе «вал – подшипник».

15.2 Применение ультразвука для оценки состояния элементов механического оборудования подъемной установки

15.2.1 Методы дефектоскопии канатов

Аппаратурные методы для контроля канатов без их разрушения дают возможность применения различных видов дефектоскопии: методы просвечивания (при помощи рентгеновских или альфа-лучей); ультразвуковой и магнитный. Контроль же отдельных проволок не может быть произведен без его разрушения, так как требуется отделение от него части проволок. Кроме того, результаты контроля проволок одного участка нельзя распространить на другие участки, так как они могут находиться в других условиях работы. В настоящее время это является основным недостатком применяемых методов проверки состояния отдельных проволок каната. Основным вариантом считается контроль каната в целом (без его разрушения), а испытание проволок из наиболее нагруженных частей каната в целом зависит также от применяемых физических явлений дефектоскопии, определяющих целесообразность применения того или иного метода или их разновидностей.

Для контроля канатов возможно применение рентгеновской дефектоскопии. Существуют методы просвечивания стальных канатов закрытой конструкции с использованием накладок, выравнивающих их поперечное сечение. Большая затрата времени, трудность управления аппаратурой приводят к тому, что даже контроль канатов закрытой конструкции нецелесообразен. Значительные трудности возникают при применении этого метода для контроля канатов многократной свивки. Подвергнуть такой канат просвечиванию возможно в случае полного заполнения пространства между проволоками компенсационной жидкостью, например, растворами иодистого бария. Выполнить эти требования на практике почти невозможно, поэтому методы контроля, основанные на просвечивании каната, не нашли широкого применения.

Наиболее широкое применение для контроля канатов нашли магнитные методы дефектоскопии, имеющие в своей основе большое количество измерительных методов.

Выбор метода контроля зависит от характера повреждений, конструкции и размеров каната. Конструктивные особенности канатов и их значительная длина исключают применение методов магнитных порошков в связи с тем, что необходимо вести регулярный контроль участков каната длиной до километра, иногда и более.

Этим условиям в большей мере соответствуют индуктивные методы, основанные на измерении потока индукции или поля рассеяния в месте повреждения. Среди индуктивных методов различают методы намагничивания переменным и постоянным полем.

Эта группа методов основана на измерении магнитного потока, проходящего через измерительную катушку, намотанную вокруг каната. Катушка питается переменным током, образуя вместе с находящимся в ней канатом электрический дроссель. Индуктивность этой катушки зависит от магнитного сопротивления, а значит и от сечения каната.

Недостатком этого метода является то, что магнитное сопротивление зависит не только от сечения каната, но и от магнитной проницаемости материала.

В связи с переменным нагружением канатов как по времени, так и по длине для них большое значение имеет явление магнитострикции, заключающееся в изменении магнитной проницаемости материала канатов в зависимости от напряжений в проволоках. Изменение магнитной проницаемости вызывает изменение магнитного сопротивления, нарушая основные функциональные зависимости между индукцией и поперечным сечением каната.

Принцип действия методов второй группы основан на сравнении напряжений, индуцируемых в двух измерительных катушках, охватывающих канат. Вокруг каната намотана первичная обмотка, питающаяся переменным током, и две измерительные катушки, которые располагаются на расстоянии одна от другой и образуют вторичную обмотку. С помощью потенциометра регулируют эту систему так, чтобы при одинаковых сечениях каната индуцируемые в катушках ЭДС взаимно уравнивались. При возникновении разности величин магнитных потоков, проходящих через катушки, равновесие нарушается. Напряжение, равное разности ЭДС, подается на усилитель, усиливается и записывается регистрирующим устройством. Если канат поврежден равномерно на большом участке, обе измерительные катушки будут пересекать одинаковые магнитные потоки и будет наводиться одинаковая ЭДС, прибор не покажет повреждения. При установлении такого случая сравнивают проверяемый канат с заведомо исправным, но результаты измерений будут зависеть от существующих внутренних механических напряжений, имеющихся в проволоках каната.

Основным преимуществом магнитных дефектоскопов, работающих на переменном токе, является то, что показание дефектографа практически не зависит от скорости движения каната, и канат при этом можно контролировать как в движении, так и в неподвижном состоянии. Этим методом нельзя пользоваться при очень больших скоростях движения каната.

Недостатком рассматриваемых дефектографов переменного тока является недостаточная чувствительность к внутренним повреждениям. Это связано с быстрым падением магнитной индукции по мере удаления от наружной поверхности каната. Исследования по определению сравнительной чувствительности

к обнаружению внутренних повреждений при намагничивании каната переменным и постоянными полями не проводились.

Метод с намагничиванием каната постоянным полем основывается на измерении радиальной составляющей напряженности магнитного поля рассеяния, возникающего в месте повреждения каната.

Канат намагничивается постоянным током, проходящим по обмоткам, охватывающим канат с некоторыми промежутками. В этом промежутке в середине намагниченного участка находится измерительная обмотка, которая намотана вокруг каната. Обмотка соединена со входом усилителя, а выход усилителя – с регистрирующим устройством, записывающим значения ЭДС, индуцируемых в катушке.

При этом методе контроля необходимо движение каната относительно измерительной катушки, при этом величина индуцируемой ЭДС в катушке пропорциональна скорости движения каната. Это вызывает трудности при определении места повреждения каната. В современных дефектографах скорость движения ленты регистрирующего устройства синхронизируется с движением каната, что позволяет относительно точно устанавливать местоположение повреждений по длине каната.

С целью учета влияния скорости дефектографы оборудуют компенсаторами изменения скорости движения каната, что позволяет исключить недостатки, присущие методам, основанным на намагничивании постоянным полем.

Применяются для контроля постоянные поля, при которых канат намагничивается практически до состояния насыщения. Этим достигается то, что постоянный магнитный поток распределяется по всему сечению каната и появляются условия для обнаружения внутренних повреждений даже у канатов с большим поперечным сечением.

Электромагниты для намагничивания канатов питаются постоянным током, а в случае применения постоянных магнитов источник питания вообще не требуется. Это упрощает конструкцию аппаратуры и облегчает проведение контроля. Возможно

использование катушек с разными параметрами, настроенными на необходимость количественной оценки повреждений в канатах.

Сравнивая установки, основанные на применениях переменного и постоянного магнитных полей, можно отметить, что последние более просты и удобны для контроля движущих канатов в различных условиях эксплуатации.

Методы акустических измерений находят широкое применение для контроля технологических параметров и физико-механических характеристик и состояний материалов.

Техника этих измерений достигла высокого уровня развития, дальнейшее совершенствование ее идет, в основном, не по пути создания принципиально новых методов, а по пути их модернизации с применением электронных устройств и более широкого внедрения в производственный процесс.

Методы акустической тензометрии условно разбиваются на три типа:

1. Измерение абсолютного значения параметра, по которому определяется контролируемый.
2. Измерение относительного изменения значения времени или скорости распространения.
3. Измерение разности (анизотропии) скоростей двух поляризованных колебаний с ортогональными плоскостями.

Первые два типа измерений реализуются одними и теми же устройствами. Эти методы являются универсальными и пригодны при измерениях с любыми типами волн, в то время как третий тип относится только к случаям применения сдвиговых волн.

По способам измерения абсолютных значений параметров выделяются 4 основных типа:

- оптические методы;
- геометрические методы;
- методы измерения акустического импеданса;
- фазовые методы.

Фазовые методы, в свою очередь, подразделяются по типу колебаний (непрерывные и импульсивные) и измеряемому параметру на методы измерения длины волны λ ; конечной фазы ϕ ;

частоты ультразвука (УЗК); показателей модуляции; времени распространения τ_n и др.

Оптические, геометрические методы и методы измерения акустического импеданса характеризуются сложностью реализации и сравнительно низкой точностью измерений.

Фазовые методы многочисленны и описаны в литературе. Наиболее перспективными из них являются те, которые наиболее удобны для реализации с помощью стандартной радиоизмерительной аппаратуры.

Характеристика различных методов показывает, что скорость не является непосредственно измеряемым параметром – она рассчитывается по измеренным временным (частотным) величинам. Для большинства задач акустической тензометрии не требуется ее измерение – достаточно ограничиться определением временных характеристик.

Для целей решения практических задач при помощи акустической тензометрии относительная погрешность измерений должна быть не более $(1...3) 10^{-4}$.

Акустические методы могут строиться на основе закономерностей распространения упругих волн в неоднородных средах, способах формирования акустических полей по данным зонам, отражения и преломления акустических сигналов от неоднородностей. Исходя из этих связей строятся способы оценки характеристик неоднородностей, дефектов, новые корреляционные связи акустических параметров с физико-механическими свойствами материалов. При этом особое место занимает цифровая обработка информации с помощью микропроцессорных устройств, позволяющих повысить достоверность и надежность контроля основных элементов подъемной установки.

Дефекты в материале конструктивных элементов подъемной установки могут быть оценены на основе изучения акустических полей рассеяния, объемных дефектов их дифференцирования и устойчивости с последующей разработкой способов распознавания типов дефектов и систем оценки качества элементов соответственно требованиям безаварийной и производительной эксплуатации подъемных установок.

15.2.2 Методика исследований

Цель исследований заключалась в определении условий прохождения ультразвуковых колебаний по элементам подъемной машины, выборе способов размещения ультразвуковых преобразователей и вариантов их крепления, определении параметров импульсных и непрерывных сигналов, частоты следования, частоты заполнения питающих напряжений уровня проходящих сигналов.

В соответствии с целью исследований были сформулированы следующие задачи:

➤ определение зависимости амплитуды непрерывных ультразвуковых колебаний от частоты при прохождении их по канатам различной длины. Блок-схема проведения эксперимента показана на рисунке 83. Используемая аппаратура: генератор синусоидальных колебаний ГЗ-109, обеспечивающий изменение и выходное напряжение в определенных пределах. В процессе исследований входные параметры изменяются следующим образом. Величина натяжения каната устанавливается на основе показаний индикатора динамометра от 10 до 110 мкм. Выходными параметрами будут: частота УЗ-колебаний, выходное напряжение после предварительного усиления U_f и форма выходного напряжения. Полученные данные заносятся в таблицу, и после обработки составляются графики зависимости амплитуды (выходного напряжения датчика) ультразвукового сигнала при различных значениях нагружения каната. При проведении экспериментов фиксируются основные параметры как на входе, так и на выходе: фиксируется значение выходного напряжения, генератора, поступающее на передающий пьезопреобразователь $U_{\text{вых.ген.}}$; частота УЗ-колебаний f ; значения показаний индикатора динамометра α ; постоянная динамометра;

➤ исследование различных конструкций сопрягающих устройств преобразователей с торцом и боковыми сторонами каната, пригодных для различных вариантов ввода и приема УЗ-колебаний в канат и из него;

➤ условия сопряжения оказывают значительное влияние на передачу УЗ-волн в канат вывода информации из него,

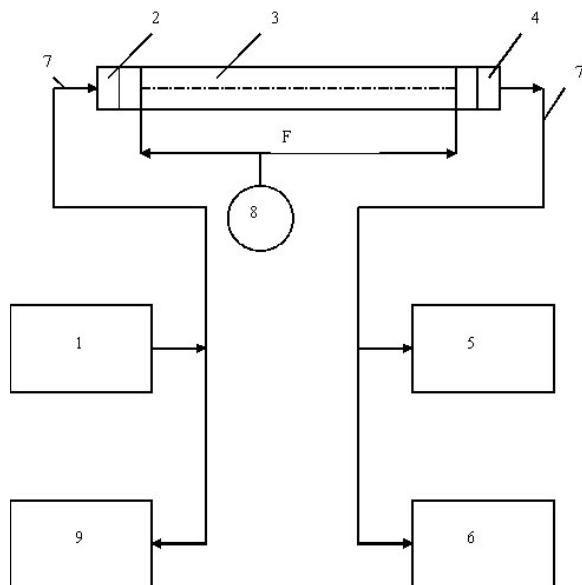


Рисунок 83 – Блок-схема проведения эксперимента: 1 – генератор; 2 – передающий пьезопреобразователь; 3 – канат; 4 – приемный пьезопреобразователь; 5 – универсальный милливольтметр; 6 – осциллограф; 7 – соединительные кабели; 8 – динамометр; 9 – частотомер

исследование условий прохождения УЗ-энергии через канат и проявляющиеся при этом резонансные явления. Прохождение УЗ-колебаний проверяется, начиная с низких звуковых колебаний, и завершается высшими частотами, при которых возникают большие затухания, ограничивающие проведение эксперимента. Это производится таким образом: устанавливают по индикатору динамометра значение постоянного натяжения и при этом производят изменение частоты генератора при постоянном выходном напряжении. Затем производят фиксацию значения выходного напряжения (промежуточного преобразователя) с одновременной регистрацией формы колебаний при условии, что на передающем преобразователе поддерживается синусоидальное колебание

с минимальным искажением и постоянным значением напряжения. Таким образом, устанавливаются проявления резонансных всплесков со ступенчатым изменением нагрузки на канат через каждые 10 мкм по шкале индикатора динамометра;

➤ исследование реакции импульсных УЗ-колебаний на проявление механических воздействий в канате, таких как натяжение, изгиб, кручение. При проведении этого эксперимента используется в основном блок-схема соединения приборов, приведенная на рисунке 83, только вместо генератора непрерывных синусоидальных колебаний применяется импульсный генератор. Импульсный генератор представляет собой устройство, вырабатывающее импульсы тока с определенной периодичностью и скважностью, поступающие на преобразователи;

➤ исследование преобразователей с различными конструкциями сопряжений передающих и приемных преобразователей, позволяющих вводить ультразвуковые колебания в канат и их прием.

Различные виды сопряжений устанавливаются в соответствующие точки на канате, и при этих условиях фиксируется и сравнивается амплитуда ультразвуковых колебаний.

15.3 Разработка лабораторного стенда для испытания и диагностики подъемных канатов

15.3.1 Лабораторный стенд для проверки прохождения ультразвуковых волн по канату

Для проведения экспериментов по исследованию прохождения, преломления и отражения ультразвуковых (УЗ) волн в канатах в Кыргызском горно-металлургическом институте имени У.А. Асаналиева был изготовлен стенд. На стенде имеется возможность установки и крепления каната и реализация различных видов нагрузок на канат, таких как растяжение, кручение, изгиб. На стенде предусмотрена установка датчиков, динамометра с индикаторами типа ИЧ.

Стенд позволяет располагать канат в положение, соответствующее его эксплуатационному режиму. При этом один конец каната закрепляется жестко в зажимных устройствах стенда, а второй конец каната крепится на подвижном суппорте в зажимном устройстве. Для этого необходимо предварительно на торцах отрезка каната установить элементы торцевого крепления, представляющие собой стальные цилиндры, обжимающие оконечную часть проволок каната. Для получения жесткого механического крепления, позволяющего передавать усилие растяжения на канат, проволоки на концах каната расчаливаются и в последующем заливаются расплавленным бабитом или свинцом. Получившиеся при этом торцы проволок каната шлифуются до получения поверхности 4 класса чистоты или более.

Конструкция стенда представляет собой металлическую раму, сваренную из двух параллельных швеллеров (100 мм) длиной 2,5 м. На одной из концов рамы устанавливается неподвижный подрамник, который крепится сваркой. Верхняя часть подрамника имеет полуцилиндрическую выточку для укладки в нем испытуемого образца каната. Сверху канат крепится к подрамнику накладной крышкой, прижимаемой стяжными болтами. С целью фиксации осевого смещения каната между цилиндрическим отверстием в подрамнике и стальных цилиндрах и торцевого крепления каната устанавливается прямоугольная пластина (шайба) с центральным вырезом шириной, обеспечивающей прохождение каната и в последующем позволяющей производить установку канатов различного диаметра. Установка второго конца каната производится в крепежном устройстве подвижного суппорта. При этом крепление второго конца осуществлено подвижным и перемещающимся относительно суппорта, с тем чтобы иметь возможность фиксирования деформации подвижных частей динамометра. Элементы крепления каната на суппорте подобны элементам крепления части стенда. На суппорте предусмотрена установка динамометра для определения усилий растяжения. Установка динамометра производится между верхним креплением каната в суппорте и прямоугольной шайбой с центральным вырезом, фиксирующим положение концевой

крепления каната. Элементы крепления канатов в суппорте обеспечивают дифференциальную установку динамометра с целью определения приращения усилия, прикладываемого к канату.

На стенде предусмотрено перемещение суппорта при помощи ходового винта, установленного между параллельно расположенными швеллерами рамы стенда. Оба конца ходового винта находятся в упорных подшипниках, неподвижно закрепленных на раме, позволяющих свободно вращать винт. На суппорте же расположена ходовая гайка, перемещающая его при вращении ходового винта. Таким образом, вращение ходового винта перемещает суппорт в нужном направлении и создает усилие натяжения или ослабления каната. Привод ходового винта позволяет производить вращение и фиксацию винта в требуемом положении для создания определенного значения усилия каната и его удержания на заданном уровне.

В конструкции узла механического измерения усилия натяжения предусматривается установка двух параллельных измерительных динамометров с одинаковой упругостью измерительных устройств, с целью предотвращения боковых нагрузок и направления основного усилия нагрузки вдоль оси испытуемого каната. Применение измерительных динамометров позволяет определить действующее значение усилий, приходящихся на испытуемый канат, с последующим использованием этих данных для метрологической оценки УЗ-методов, определения и последующей тарировки УЗ-приборов.

Для ввода УЗ-энергии и вывода информационных сигналов из каната на его торцах, а также боковых поверхностях, предусматривается установка УЗ-преобразователей. Согласование акустического импеданса производится соответствующими устройствами. Устройство для крепления УЗ-преобразователей представляет собой полый стальной цилиндр, по образующей которого расположены центрирующие винты, позволяющие фиксировать преобразователи в положении, перпендикулярном оси каната и действующим усилиям, а также допускающие получение заданных смещений оси преобразователя относительно оси каната.

Осевое перемещение и прижим преобразователя осуществляются прижимной шайбой, фиксируемой четырьмя шпильками, притягивающими прижимную шайбу к прямоугольной пластине с центральным вырезом. Поджатием прижимной шайбы устанавливается определенное усилие прижатия к торцу каната.

Кроме центрирования осевого расположения преобразователей устройство служит и для заполнения жидкости при иммерсионном методе ввода УЗ-энергии в канат. Это же устройство допускает установку фокусирующих элементов, формирующих форму УЗ-луча, вводимого в канат.

Электронная часть испытательного стенда оснащена, в основном, стандартными радиоизмерительными приборами, такими как генератор непрерывных синусоидальных колебаний с изменяющимися частотами от 20 до 200 кГц, генератор электрических импульсов с регулируемой частотой и скважностью импульсов, усилитель с регулируемым коэффициентом усиления и диапазоном частот, универсальный микровольтметр и осциллограф, источники электропитания.

Соединение УЗ-преобразователей с радиоизмерительными приборами и генераторами осуществляется коаксиальными кабелями.

15.3.2. Экспериментальные исследования прохождения УЗ-энергии по канату на лабораторном стенде

Лабораторные исследования прохождения УЗ-энергии по канатам и их метрологические возможности производились на испытательном стенде.

Исследования проводились согласно положениям, изложенным в методике проведения экспериментов, описанной в разделе 15.1.2.

Исследуемый отрезок каната длиной 2 м предварительно подготовлен. Концы проволок каната, обжатые стальными цилиндрами, расчалены в них, залиты баббитом и отшлифованы до высокой чистоты поверхности.

Отрезок каната торцевыми заделками закреплен в зажимных устройствах стенда. К торцам при помощи переходных устройств прикреплены УЗ-преобразователи. От УЗ-преобразователей коаксиальные кабели присоединены к генератору и усилителю.

Цель экспериментальных исследований заключалась в установлении функциональных связей и закономерностей между значениями усилий, действующих в отрезке каната, с соответствующими им изменениями параметров УЗ-колебаний.

Таблица 7 – Зависимость амплитуды УЗ колебаний от нагрузки на канат при частоте колебаний 2000 Гц

№ п/п	Напряжение на передающем преобразователе, В	Напряжение на приемном преобразователе, мВ	Амплитуда вых. напр. осцил., В	Номер фотокадра	Показания индикатора динамометра, мкм
1.	4,0	99,4	1,8	1	0
2.	3,8	116,8	1,6	2	11
3.	3,8	87,8	1,55	3	20
4.	3,8	64,8	1,1	4,5	30
5.	3,8	61,2	1,1	6	40
6.	3,8	68,2	1,3	7	50
7.	3,8	64,2	1,2	8	60
8.	3,8	62,3	1,3	9	70
9.	3,8	67,6	1,5	10	80
10.	3,8	81,3	2,0	11	90
11.	3,8	90,8	2,1	12	100
12.	4,0	100,8	2,3	13	110
13.	4,0	87,9	2,0	14	120
14.	4,0	40,1	0,8	15	150

Поставленная цель осуществляется решением следующих задач:

1. Изучение явлений при прохождении УЗ-колебаний через отрезок каната.
2. Изучение зависимостей амплитуды УЗ-колебаний заданной частоты от значения усилий натяжения каната.
3. Изучение зависимости между частотой УЗ-колебаний и натяжением каната.

4. Изучение влияния натяжения каната на изменения формы посылаемых УЗ-колебаний.

Решение вышеназванных задач производилось с применением аппаратурных средств испытательного стенда, таких как генератор синусоидальных колебаний ГЗ-109, измерительный усилитель У-7, милливольтметр ВЗ-38, осциллограф С1-83, частотомер электронно-счетный ЧЗ-54, фотоприставка.

Нагружение каната осуществлялось при помощи вращения ходового винта стенда. Нагрузка оценивалась по показателям шкалы индикатора динамометра. При проведении экспериментов нагрузка на канат изменялась от 0 до 150 мкм по показаниям индикатора динамометра. Результаты измерения амплитуды сигнала приведены в таблицах 7 и 7.1.

Таблица 7.1 – Зависимость амплитуды УЗ-колебаний от нагрузки на канат при частоте колебаний 2500 Гц

№ п/п	Напряжение на передающем преобразователе, В	Напряжение на приемном преобразователе, мВ	Амплитуда вых. напр. осцил., В	Номер фотокадра	Показания индикатора динамометра, мкм
1.	3,8	71,8	1,0	16	0
2.	3,8	92,4	1,2	17	10
3.	3,8	69,4	0,8	18	20
4.	3,8	118,6	2,2	19	30
5.	3,8	152,8	2,9	20	40
6.	3,8	166,0	3,2	21	50
7.	3,8	182,6	3,3	22	60
8.	3,8	247,0	4,0	23	70
9.	3,8	293,0	2,0	24	80
10.	3,8	392,0	2,5	25	90
11.	3,8	368,0	3,0	26	100
12.	3,8	368,0	2,9	27	110
13.	3,8	345,0	3,0	28	120
14.	3,8	278,0	2,2	29	130
15.	3,8	246,0	2,0	30	140
16.	3,8	203,0	1,5	31	150
17.	3,8	209,0	1,3	32	160

15.3.3 Экспериментальные исследования применения УЗ-методов для контроля состояния элементов механического оборудования подъемной установки

Производственные эксперименты проводились на действующей подъемной машине грузоподъемного подъемника Орловского рудника Жезкентского ГОКа.

Исследования были направлены на выявление различных эффектов изменения параметров УЗ-полей с явлениями, сопровождающими механическое нагружение деталей подъемной установки, и их состояние в процессе нормального технологического режима.

На первом этапе исследований ставились следующие задачи:

1. Экспериментальное определение уровня и спектрального состава электрических и акустических помех в месте установки аппаратуры контроля (в машинном отделении) при пусках, остановах и в режимах нормальной работы подъемной машины.

2. Определение степени прохождения непрерывных и импульсных УЗ-колебаний в элементах механического оборудования подъемной установки в различных режимах работы машины.

3. Выбор участков контроля и мест установки передающих и приемных УЗ-преобразователей на конструкции подъемной установки.

Основная часть экспериментального оборудования располагалась в машинном отделении грузоподъемного подъема Орловского рудника.

При экспериментальном определении уровня помех в машинном отделении грузоподъемного подъемника использовалась следующая аппаратура: импульсный генератор ИГ-70, генератор ГЗ-56/1, усилитель У7-1Д, милливольтметр ВЗ-38А, осциллограф С1-83, преобразователи (две пары) на 25,0 кГц и 60,0 кГц, соединительные кабели длиной 10 м, фотоприставка.

При экспериментальном измерении уровня помех измерительный УЗ-преобразователь поочередно устанавливался на различных участках деталей подъемной установки: на стяжных болтах подшипниковых крышек; на анкерных болтах; на торцах

каната внутри барабана. Также был измерен уровень помех в различном удалении от машины. Результаты измерений приведены в таблицах 8–8.2.

Таблица 8 – Значение уровня помех при расположении датчика на стяжных болтах крышки подшипника ($K_y = 60$ дБ)

Диапазон частот, кГц	Напряжение по милливольтметру, мВ
0,01÷0,1	15,0
0,1	80,0
0,1÷1,0	160,0
1,0	12,0
1,0÷10,0	13,0
10,0	1,3
10,0÷100,0	5,0

Таблица 8.1 – Значение уровня помех при расположении датчика на анкерном болте ($K_y=60$ дБ).

Диапазон частот, кГц	Напряжение по милливольтметру, мВ
1,0	10,0
1,0÷10,0	12,0
10,0	0,8
10,0÷100,0	18,0

Таблица 8.2 – Уровень собственных помех при установке датчика на торце каната внутри барабана ($K_y = 60$ дБ)

Диапазон частот, кГц	Напряжение по милливольтметру, мВ
0,1÷1,0	350,0
1,0	19,0
1,0÷10,0	26,0
10,0÷100,0	4,8

Анализ экспериментальных данных таблиц 8–8.2 показал, что максимальное значение уровня помех приходится на низко-частотную часть спектра до 1,0 кГц, выше 1,0 кГц уровень помех

снижается, а в диапазоне частот 10,0...100,0 кГц уровень помех составляет 4,0...5,0 мВ при усилении 60 дБ.

Определение степени прохождения УЗ-сигналов проводилось и на отрезке подъемного каната длиной 5 м на оборудованном стенде в машинном зале Орловского рудника в условиях действия электрических и акустических помех, возникающих при работе технологического оборудования.

Была снята частотная характеристика стендового каната в частотном диапазоне от 2000 Гц до 60 кГц.

Результаты этого эксперимента приведены в таблице 8.3.

Таблица 8.3 – Зависимость напряжения на датчике, установленном на торце каната, при возбуждении со второго торца при различных частотах

Частота, Гц	2000	2500	2930	3000	3270	3300	3420	4300
Напряжение U, В	0,44	0,28	1,45	0,32	1,52	0,2	1,3	2,7
Частота, Гц	4400	4500	4610	4650	4690	4700	4770	4820
Напряжение U, В	0,5	2,1	0,1	1,2	0,22	0,89	0,8	0,13
Частота, Гц	4990	5000	5050	5060	5100	5110	5120	5200
Напряжение U, В	0,9	0,1	0,5	0,3	1,1	0,1	0,5	1,3
Частота, Гц	5260	5300	5310	5320	5350	5380	5400	5500
Напряжение U, В	0,15	1,4	0,65	0,8	0,3	0,85	0,11	0,88
Частота, Гц	5560	5600	5610	5650	5680	5710	5780	5800
Напряжение U, В	1,0	0,57	1,0	0,2	0,6	0,02	0,74	0,1
Частота, Гц	5830	5850	5890	5900	5910	5950	6000	6030
Напряжение U, В	0,20	0,52	0,20	0,04	0,44	0,72	0,2	0,75
Частота, Гц	8000	8090	8100	8150	8200	8210	8290	8320
Напряжение U, В	0,12	0,03	0,12	0,01	0,18	0,03	0,26	0,1
Частота, Гц	10000	10100	10150	10200	10230	10300	10330	10330
Напряжение U, В	0,2	0,5	0,13	0,32	0,01	0,76	0,46	0,1
Частота, Гц	24200	24400	24600	25010	25020	25050	25060	25070
Напряжение U, В	3,8	3,6	4,2	0,1	0,025	1,0	0,2	0,74
Частота, Гц	25080	25090	2600	37500	52700	58000	61000	62000
Напряжение U, В	0,18	2,8	2,0	0,32	0,12	0,14	0,022	0,016

Прохождение через отрезок каната различных частотных составляющих УЗ-колебаний вызывает сложные изменения выходного сигнала с множеством “всплесков” на резонансных частотах, требующих дальнейших теоретических проработок и экспериментальных проверок.

На основе аналитических проработок и проведенных экспериментов исследованы закономерности распространения упругих волн в элементах конструкции шахтной подъемной установки с целью использования этих закономерностей в качестве основы построения системы автоматизации контроля и диагностики состояния элементов механического оборудования подъемной установки.

Исследованы функциональные зависимости между амплитудой УЗ-колебаний и значением нагрузки, действующей на канат, полученные на лабораторном стенде.

Анализ результатов экспериментов на действующей установке указывает на существование в машинном отделении значительного уровня электрических и акустических в широком диапазоне частот, начиная с 0,1 до 100 кГц, поэтому при разработке методов и средств контроля и диагностики состояния элементов подъемной установки необходимо учитывать уровень существующих помех.

В результате экспериментальных исследований на рудничной подъемной установке и в лабораторных условиях намечены пути разработки аппаратурной части методов диагностики, оценена метрологическая возможность, энергетические показатели генераторных установок. Анализ экспериментальных исследований позволил определить диапазон частот, возможный для использования в автоматизированной системе контроля и диагностики.

Определены условия применимости микропроцессорной техники и намечены условия сопряжения бортового компьютера с устройствами преобразования первичной информации от элементов подъемной установки.

15.4. Вынужденные колебания каната действием ультразвуковых возмущений

Возбуждение колебаний в натянутом подъемном канате рассматриваются при:

- 1) воздействию «щипком»;
- 2) воздействию ударом.

Случай воздействия на канат «щипком» на расстоянии от конца каната $x = 0$ при натяжении каната силой S имеет вид

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + f, \quad (72)$$

где $c^2 = \frac{S}{q}$, q – масса единицы длины; $f = \frac{P}{q}$; P – сила, действующая на канат перпендикулярно оси абсцисс и рассчитанная на единицу длины.

Если внешняя сила отсутствует, т.е. $f = 0$, то имеем уравнение свободных колебаний струны

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}. \quad (73)$$

Чтобы определить нормальные колебания ограниченной струны, предположим, что y изменяется как простая гармоническая функция времени, например, как $\cos(nt + \varepsilon)$. Тогда $\ddot{y} = -n^2 y$ и уравнение (73) примут вид

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \frac{n^2}{c^2} y = 0. \quad (74)$$

Решение (74) имеет вид:

$$Y = \left(A \cos \frac{nx}{c} + B \frac{nx}{c} \right) \cos(nt + \varepsilon). \quad (75)$$

В случае, когда канат (струна) закреплен в точках $x = 0$ и $x = l$ (расстояние между барабаном и шкивом, а также шкивом и сосудом), то должно быть $A = 0$, $\sin \frac{nl}{c} = 0$, откуда $\frac{nl}{\pi c} = 1, 2, 3, \dots$

Это колебание происходит с частотой

$$f = \frac{n}{2\pi} = \frac{c}{2l} = \frac{1}{2l} \sqrt{\frac{S}{q}},$$

которая, таким образом, обратно пропорциональна длине каната и корню квадратному из линейной плотности q и прямо пропорциональна корню квадратному из натяжения.

Эти закономерности известны как законы Мерсенна.

Известно, что частота колебаний в натянутой струне изменяется при увеличении длины и линейной плотности.

Для того, чтобы при небольшом натяжении получить достаточно низкие частоты, струну нагружают слоем туго навитой на нее проволоки.

В подъемном канате линейная плотность – величина постоянная, поэтому частота колебаний напрямую зависит от длины каната, сматываемого с барабана.

Если в точке, отстоящей на расстоянии a от конца $x = 0$ оттянуть струну на малое расстояние β и затем отпустить, то значения коэффициентов в уравнении (75) будут

$$A_\lambda = \frac{2\beta l^2}{\lambda^2 \pi a(l-a)} \sin \frac{\lambda \pi a}{l}; B_\lambda = 0, \quad (76)$$

откуда

$$y = \frac{2\beta l^2}{\pi^2 a(l-a)} \sum \frac{1}{\lambda^2} \sin \frac{\lambda \pi a}{l} \sin \frac{\lambda \pi x}{l} \cos \frac{\lambda \pi ct}{l},$$

где λ – порядок гармоники.

Натяжение подъемных канатов оценивается путем удара по нему и определением времени прохождения волны. Основному анализу подвергнуто уравнение связи усилия натяжения от таких параметров, как потери сечения, длина каната, время распространения бегущей волны, вес 1 м каната. Уравнение имеет вид

$$T = q_s \left(1 - \frac{S}{100} \right) \left(\frac{4H^2}{gt^2} + \frac{gt^2}{64} - \frac{H}{2} \right), \text{ Н}, \quad (77)$$

где T – усилие натяжения, Н; S – среднее значение относительной потери сечения металла каната, измеренное инструментально, %; H – длина каната, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; t – время распространения бегущей волны, с; q_s – вес 1 м каната, Н/м.

Преобразуем уравнение (77) и найдем время распространения бегущей волны в зависимости от усилия натяжения для фиксированных значений длины каната, потери сечения и веса 1 м каната.

$$T = \left(q_s - \frac{q_s S}{100} \right) \left(\frac{4H^2}{gt^2} + \frac{gt^2}{64} - \frac{H}{2} \right); \quad (78)$$

$$T = \frac{25600q_s H^2 - 256q_s HS + 100q_s g^2 t^4 - q_s S g^2 t^4 - 3200q_s Hgt^2 + 32q_s HSgt^2}{6400gt^2}. \quad (79)$$

Из формулы (79) получается выражение для оценки значения времени пробега бегущей волны

$$t^4(100q_u g^2 - q_u S g^2) - t^2(6400Tg + 3200q_u Hg - 32qrHSg) + (25600q_u H^2 - 256q_u HS) = 0. \quad (80)$$

Для решения (80) обозначим

$$100q_s g - q_s S g = a;$$

$$6400Tg + 3200q_s Hg - 32q_s HSg = b;$$

$$25600q_s H^2 - 256q_s HS = c.$$

Формула (80) принимает вид

$$t^4 a - t^2 b + c = 0. \quad (81)$$

Обозначим $t^2 = x$, подставляя в (9.10), находим новое уравнение

$$ax^2 - bx - c = 0, \quad (82)$$

где $x_{1,2} = \frac{b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$.

Проведенные исследования воздействия нагрузок на канат позволяют сделать вывод, что с увеличением усилия натяжения уменьшается время распространения бегущей волны в канате.

Оценить эффект удара по струне достаточно трудно, так как он зависит от характера и продолжительности соприкосновения. Строго говоря, эта задача является задачей о вынужденных колебаниях и осуществляется путем сообщений струне в некоторой точке ($x = a$) заданного гармонического движения

$$Y = \beta \cos(st + a).$$

Решениями в данном случае будут

$$y_1 = \frac{\sin \frac{Sx}{a}}{\sin \frac{Sa}{a}} \beta \cos(St + a); [0 < x < a];$$

$$y_2 = \frac{\sin \frac{S(l-x)}{c}}{\sin \frac{S(l-a)}{c}} \beta \cos(St + a). [a < x < l].$$

Решение уравнения имеет вид

$$Y = f(ct-x) + F(ct+x), \quad (83)$$

где функции f и F произвольны.

Если струна закреплена (барабан, шкив), начало координат 0, то в этой точке выполняется условие $y = 0$ для всех значений t . Отсюда, согласно (83),

$$f(ct) + F(ct) = 0 \text{ или } F(z) = -f(z).$$

Решение поэтому принимает вид

$$y = f(ct-x) - f(ct+x).$$

В случае, когда концы находятся в точках $x = 0$; $x = l$, имеем следующее условие

$$f(ct-l) - f(ct+l) = 0$$

для всех значений t . Если произвести замену переменных $z = ct-l$, то получим

$$f(z) = f(z + 2l).$$

Отсюда следует, что движение струны периодически по времени, причем период $2l/c$ представляет собой время, которое потребовалось бы для того, чтобы волна дважды прошла всю длину струны.

Действие импульса конечной продолжительности было рассчитано Гельмгольцем (Kaufmann, Wied. Ann, TLIV 1895).

Он полагал, что воздействие на струну начинается в момент $t = 0$ и длится в течение времени τ , вырастая от нуля до максимального значения и снова падая до нуля по закону $\sin \frac{\pi t}{\tau}$. Промежуток времени, в течение которого сила имеет заметную величину, имеет порядок τ и может быть как угодно сужен путем уменьшения τ .

Решение имеет вид

$$A_\lambda = 0, B_\lambda = \frac{2\mu}{\pi qc} \frac{1}{\lambda} e^{\frac{\lambda \pi c \tau}{l}} \sin \frac{\lambda \pi a}{l},$$

где μ – полный импульс, сообщенный ударом.

При бесконечно малом τ это решение совпадает с (76).

Таким образом, высшие гармоники возбуждаются с тем большей относительной интенсивностью, чем менее плавно первоначальное возбуждение.

Большое значение имеет точка приложения удара. Для получения большого числа низших гармоник следует избегать удара в средней части струны. Требование удовлетворяется, если точку нанесения удара выбрать на расстоянии около $1/7$ длины струны от одного из ее концов.

15.5. Автоматизированный диагностический комплекс шахтной подъемной установки

Анализ аварийных ситуаций показывает, что одна из основных причин снижения уровня безопасности эксплуатации

шахтных подъемных установок связана с выходом из строя элементов и узлов механического оборудования.

Единые правилами безопасности и Инструкции по ревизии и наладке устанавливают комплекс требований по обеспечению безопасности эксплуатации шахтной подъемной установки. И в то же время контроль и диагностика осуществляются визуально с привлечением вспомогательного инструментального оснащения.

Разработка системы аппаратурного контроля состояния механических элементов подъемной установки с применением персонального (бортового) компьютера представляет прогрессивное направление совершенствования технической профилактики, функционирования и повышения безопасности обслуживания шахтного подъема.

В дальнейшем контрольно-диагностическая система получила название автоматизированного диагностического комплекса (АДК). Помимо оперативного ввода и анализа, АДК позволяет накопить систематический материал по эксплуатации и параметрам функционирования шахтной подъемной установки для последующего статистического анализа.

Таким образом, в качестве основных задач, возлагаемых на АДК, можно выделить две: оперативно-диагностическую и статистическую.

АДК предполагает применение ультразвуковых (УЗ) колебаний в качестве основного источника оценки состояния элементов механического оборудования.

Пассивная часть АДК основана на использовании датчиков, выполненных на уровне изобретений и рассмотренных в предыдущих главах данной работы, и обеспечивает эффективный контроль за состоянием ответственных узлов шахтной подъемной установки.

Очевидно, создание системы, измеряющей и регистрирующей функциональные параметры работы подъема и состояние его механических элементов в едином масштабе времени – это неиспользуемые резервы повышения безопасности и эффективности эксплуатации шахтного подъема.

Работоспособное состояние любого элемента механической системы и безопасные условия ее эксплуатации можно обеспечивать сохранением заданных геометрических параметров и прочностных характеристик.

Механические элементы изменяют геометрические параметры в двух формах: 1) по запланированному типу, с циклическим изменением в определенном диапазоне; 2) по износу, вызывающему нарушение конструктивной целостности. В данном случае целесообразно обратить внимание на такие показатели, как скорость изменения геометрического параметра и важность элемента, в котором этот параметр изменяется.

Для оценки прочностных характеристик механических элементов необходим контроль над величиной силовых воздействий на него за частотой следования и продолжительностью этих воздействий.

Из привлеченных для анализа материалов, отражающих сведения о средствах и методах оценки состояния механических элементов, следует, что отсутствует не только системность решения этого вопроса, но и практически не контролируются величины силовых воздействий на элементы эксплуатирующихся подъемов. Имеющиеся средства измерения силовых воздействий на элементы подъемной установки позволяют выявить величины сил в определенных фазах нагружения или состояния подъема. При этом отсутствие системы сбора и фиксации статистической информации по ходу эксплуатации подъема приводит к потере весьма ценных фактических данных об уровне нагрузок и их продолжительности. Все это принуждает в оценке состояния элементов подъемной установки опираться на закрепленную ПБ «методическую систему», использующую усредненные значения статистических нагрузок и устанавливающую время службы элементов.

Измерение усилия натяжения каната и перемещения сосуда в реальном масштабе времени будет иметь весьма высокую информативность. Для исключения потери информации эти параметры необходимо измерять непрерывно во всех режимах работы подъема. Эти данные позволяют с использованием

вычислительной техники определить силовые, кинематические и другие величины в остальных элементах подъемной установки. Из этого следует, что задачи управления подъемной установкой и проблемы контроля состояния элементов механической системы подъема могут быть объединены и решаться на основе одной и той же совокупности измеряемых параметров. Здесь необходимо подчеркнуть, что практическая реализация этого заключения может пройти только при использовании ЭВМ.

Измерительные процедуры с применением аппаратурных средств, во-первых, исключают субъективность результатов измерения, во-вторых, не потребуют значительных затрат времени (по сравнению с визуальной оценкой), в-третьих, результат измерения может быть использован для оценки состояния как самого элемента, так и в сочетании с другими данными для определения состояния смежных элементов.

Вопросы применения тех или иных методов и аппаратурных средств измерения силовых, геометрических и кинематических параметров для оценки состояния механических элементов шахтного подъема сами по себе являются предметом специального исследования.

По одним направлениям есть приемлемые для практики разработки, по другим – отсутствуют даже принципиальные решения. Поэтому предлагаемые методы и средства измерения следует рассматривать как возможные варианты оснащения системы контроля состояния механического оборудования измерительными и датчиковыми устройствами.

Формирование системы контроля состояния элементов механической части оборудования подъемной установки на основе вышеуказанных методических положений и принципов можно осуществлять, приняв за критерий ранжирования обеспечение безопасности, технико-экономические показатели поддержания работоспособности подъемной установки, временные затраты на обслуживание и замену приходящего в негодность элемента, возможность использования измеряемого параметра в управлении режимом работы подъемной машины и др.

В механических системах измерения силовых, кинематических и геометрических параметров элементов с помощью универсальных средств, позволяющих при разовых измерительных действиях получить данные о величинах различной физической природы, создают весомые преимущества как с точки зрения устройств измерительной системы, так и с точки зрения сбора, преобразования, передачи необходимой информации.

Автоматизированный диагностический комплекс можно раскрыть как 4-уровневую систему:

1 – системы и их узлы, подвергаемые исследованию и контролю;

2 – датчики контроля, в основе своей опирающиеся на фундаментальные методы неразрушающего контроля;

3 – преобразователи, нормирующие и коммутирующие устройства;

4 – аналого-цифровые преобразователи, ПЭВМ.

С точки зрения информативности:

1 – источник информации;

2 – преобразователи информации;

3 – каналы связи;

4 – регистрация, анализ, отображение информации.

Таким образом, АДК обеспечивает постоянный и непрерывный контроль в «реальном масштабе времени», предупреждающий возникновение аварийных ситуаций, и повышает безопасность эксплуатации. Датчики, разработанные на базе магнитоуправляемых контактов и электромагнитов, а также на основе использования ультразвуковых волн, обеспечивают контроль состояния основных узлов подъемной установки.

15.6. Новый способ контроля порывов проволок стального каната

Для неразрушающего контроля стальных канатов применяют электромагнитные (магнитные) дефектоскопы. Известен дефектоскоп стальных канатов ДСК–УБ, который используется для обнаружения оборванных проволок подъемных канатов и подсчета

их числа по всей длине и на шаге свивки. Принцип его работы основан на использовании магнитных полей рассеяния, образующихся у оборванных проволок при продольном намагничивании каната. Общий магнитный поток измеряют датчиком Холла либо другими датчиками, пригодными для измерения абсолютного значения магнитного потока или изменений этого потока.

Однако эти дефектоскопы не получили широкого распространения из-за трудности установления норм браковки канатов.

Известен более современный прибор магнитной дефектоскопии стальных канатов ИНТРОС. Более высокая способность обнаруживать порывы проволок достигается на нем за счет использования микрокомпьютерной техники. Однако расшифровку дефектограммы должен проводить квалифицированный и опытный специалист, хотя и это не исключает ошибок из-за субъективности оценок. При этом скорость движения каната составляет 1...2 м/с. Точность обнаружения разрывов находится в пределах 6 диаметров каната. Места дефектов в виде вспучивания проволок каната этот прибор не обнаруживает.

Решение задачи контроля порывов проволок стального каната основано на том, что при разрыве отдельной проволоки, даже если этот разрыв произошел во внутренней части каната, место разрыва обычно через некоторое время выходит за пределы нормального сечения каната в виде проволочного острия. Также и дефект в виде вспучивания отдельных прядей каната выходит за пределы нормального сечения каната. При движении каната по оси кольцевого электрода, который охватывает канат с малым воздушным зазором и находится под высоким напряжением, с острия проволоки или с места вспучивания прядей каната на кольцевой электрод происходит искровой пробой. Этот пробой может регистрироваться фотодатчиками, радиоприемником или как-то иначе.

Зная скорость движения каната и период времени от начала его движения, можно очень точно зафиксировать место каждого дефекта (с погрешностью до нескольких мм) при рабочей скорости движения каната, т.е. со скоростью во много метров в секунду, и определить число этих дефектов на шаге свивки каната.

Расшифровкой дефектограммы может заниматься специалист с невысоким уровнем квалификации.

Пробивное напряжение газового промежутка зависит от высоты над уровнем моря, влажности, запыленности и примесей различных газов, которые могут содержаться в шахтном воздухе. Поэтому источник питания должен создавать такое высокое напряжение, чтобы в зазоре между кольцевым электродом и канатом размером до нескольких мм напряженность электрического поля не превышала 30 кВ/см. При этом источник питания должен выдерживать кратковременные короткие замыкания, которые возможны, если длинная проволока от места разрыва или впущенная прядь при движении каната коснется кольцевого электрода и вызовет короткое замыкание. Кроме того, источник питания должен быть с регулируемым напряжением, чтобы подстраивать напряжение искрового пробоя при изменении атмосферных условий.

Схема, изображенная на рисунке 84, работает следующим образом. Стальной заземленный канат 1, сплетенный из множества проволок и имеющий дефект, например, в виде проволочно-го острия 2 протягивается по оси кольцевого электрода 3 с зазором между канатом и электродом 4, через который пробивается искровой разряд. Источник питания постоянного тока 5 создает высокое напряжение, величина которого несколько ниже пробивного напряжения воздушного зазора 4. Один из электродов этого источника питания (безразлично, плюс или минус) подсоединяется к кольцевому электроду, а второй – заземляется. Конденсатор 6 служит для того, чтобы электрический разряд формировался в виде искры, а не дуги. Счетчик импульсов 7 регистрирует возникающие искровые пробои.

Пробивное напряжение с острия ниже пробивного напряжения гладкого каната. Поэтому искра будет пробивать воздушный промежуток только с острия проволоочки, и не будет возникать с гладкой части каната.

Предложенный способ обеспечивает непрерывный контроль состояния стального каната и может быть использован на лифтах,

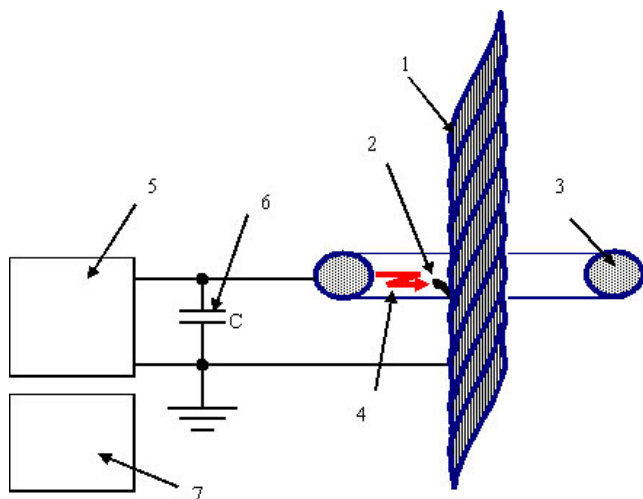


Рисунок 84 – Принципиальная схема измерения порывов проволок стального каната: 1 – движущийся стальной канат; 2 – проволочный дефект в виде острия; 3 – кольцевой электрод; 4 – воздушный зазор, пробиваемый искрой; 5 – высоковольтный источник питания постоянного тока; 6 – конденсатор; 7 – счетчик импульсов

кранах и других подъемных механизмах для повышения безопасности их эксплуатации.

15.7. Реализация аппаратуры контроля

Анализ различных способов применения опытных образцов показал, что один из перспективных способов контроля напуска каната – контроль с подъемного сосуда с последующей передачей аварийного сигнала на поверхность по каналу связи. На основе анализа и с учетом опыта создания других средств контроля разработана и испытана в условиях Хайдарканского ртутного комбината двухканальная аппаратура АПИК-2 для контроля напуска каната как на двух-, так и одноконцевых подъемных установках в вертикальных и наклонных стволах с высотой подъема до 2000 м.

В основе действия АПИК-2 лежит способ обнаружения специальным датчиком ослабления натяжения каната у прицепного устройства подъемного сосуда с передачей, приемом и индикацией информационного сигнала при помощи средств связи, действующих в зоне индукции. Функциональная схема аппаратуры с размещением элементов на двухконцевой подъемной установке приведена на рисунке 85, общие виды блоков аппаратуры АПИК-2 и АПИК-2Р – на рисунках 86–87).

Аппаратура состоит из 2 идентичных датчиков натяжения каната ДКН, закрепленных на подъемных канатах выше прицепного устройства, двух передатчиков индуктивной связи, установленных на подъемных сосудах и работающих на различных частотах, петлевой антенны, проложенной в стволе вдоль пути движения подъемных сосудов, двух приемников индуктивной связи, двух блоков индикации, расположенных в машинном отделении, сигналы которых поступают в схему управления и сигнализации подъемной установки. Работа датчика контроля напуска каната показана на рисунке 86. Передатчик представляет собой источник частотно-модулированных колебаний, излучающий электромагнитную энергию при помощи рамочной антенны в зоне индукции. Генератор напряжения модулирующей частоты воздействует на модулятор частоты, который включен в цепь контура генератора напряжения несущей частоты. Удвоитель частоты радиосигнала служит буфером между генератором и усилителем мощности радиосигнала, что повышает стабильность частоты передатчика в целом. Нагрузка усилителя мощности – рамочная антенна (рисунок 88).

Источником питания передатчика служит шахтная батарея типа ЗШНКП-10БУ5, запаса энергии которой хватает на 1–1,5 месяца. Генератор подключается к источнику питания через контакты геркона датчика ДКН, что и обуславливает появление (исчезновение) информационного сигнала в соответствующем канале связи в зависимости от положения контактов датчика, т.е. натяжения каната. Монтажная плата передатчика с рамочной антенной и батареей питания размещена в герметичных отсеках корпуса

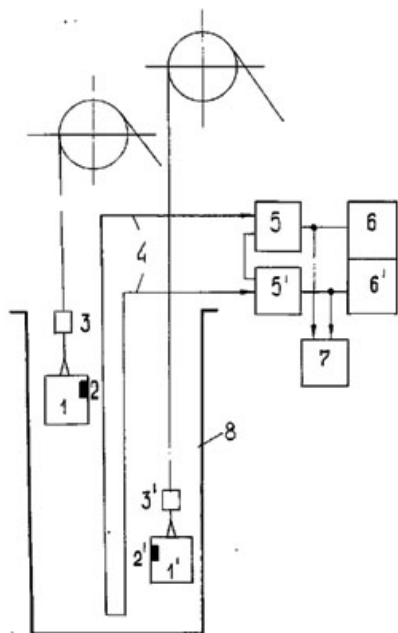


Рисунок 85 – Функциональная схема аппарата АПИК-2:
 1.1' – подъемные сосуды; 2.2' – передатчики индуктивной связи;
 3.3' – датчик натяжения каната (ДКН); 4 – петлевая антенна;
 5.5' – приемники индуктивной связи; 6.6' – блоки индуктивной
 установки; 8 – ствол шахты

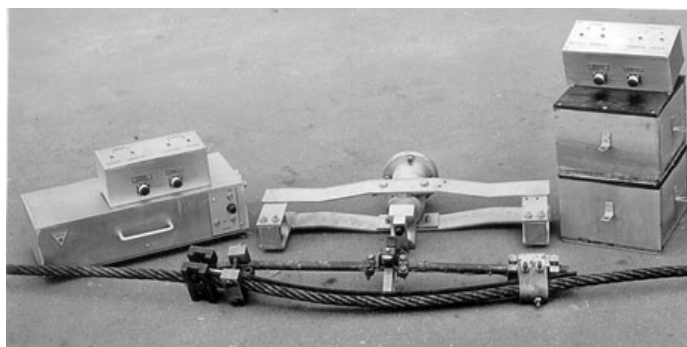


Рисунок 86 – Общий вид аппаратуры контроля напуска каната
 АПИК-2 и АПИК-2Р

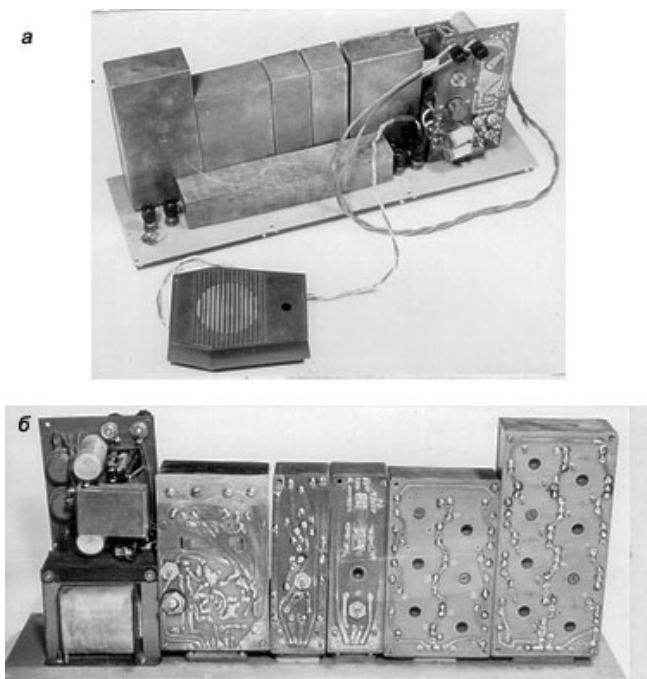
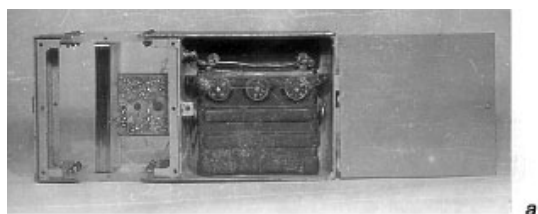


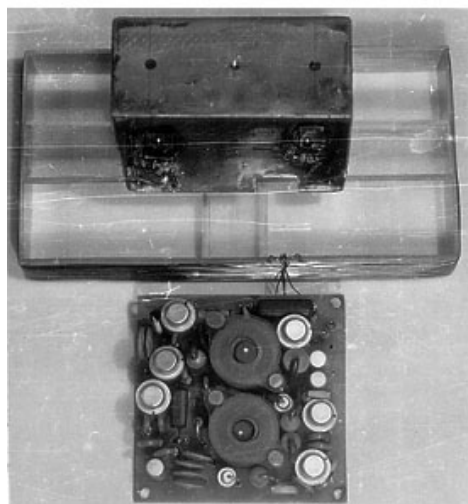
Рисунок 87 – Приемное устройство аппаратуры АПИК-2 и АПИК-2Р:
а) вид спереди; б) печатные платы с блоком питания

передатчика размером $240 \times 240 \times 150$ мм, выполненного из радио-прозрачного материала.

На подъемных сосудах передатчики крепятся кронштейнами и болтами. Передатчик каждого канала при помощи рамочной антенны индуктивно связывается с общей петлевой антенной, представляющей собой короткозамкнутую линию, длинные ветви которой включены на входы приемников (см. рисунок 88). Петлевая антенна может быть изготовлена из любого кабеля, применяемого в шахтной сигнализации (ШАКС 1×4 , ТАШ 1×2). Она крепится в верхней и нижней частях ствола на изоляторах с натяженным устройством, а вдоль ствола 8 – к расстрелам специальными кронштейнами-зажимами.



а



б



в

Рисунок 88 – Передатчик аппаратуры АПИК-2 и АПИК-2Р:
а) общий вид; б) печатная плата с рамочной антенной;
в) печатная плата первой модификации передатчика

Входная цепь приемника прямого усиления с частотным детектированием представляет собой преселектор, служащий для ослабления действия перекрестных помех, возникающих в основном из-за работы передатчика второго канала.

Радиосигнал усиливается каскадами, содержащими фильтр сосредоточенной избирательности. Нагрузка ограничителя амплитуды – детектор частотно-модулирующего сигнала, информационный сигнал с которого поступает на усилитель напряжения модулирующей частоты. После выпрямителя напряжения модулирующей частоты сигнал передается на быстродействующее пороговое устройство, нагрузкой которого является малоинерционное реле типа РЭС-10.

Контакты последнего коммутируют соответствующие цепи в блоке индикации. Монтажные платы приемников обоих каналов размещаются в общем металлическом корпусе размером 320×240×100 мм.

Индуктивный канал связи показал высокую работоспособность в жестких условиях ствола шахты «Вспомогательная» Хайдарканского ртутного комбината. Величина контролируемого напуска каната обычно составляет 12–15 см независимо от того, на какой высоте зависла клеть. Необходимая величина напуска каната устанавливается с помощью регулировочного узла датчика.

В аппаратуре АПИК возможно применение любых конструкций датчиков контроля напуска каната в зависимости от вида подъемной установки, условий эксплуатации. Так, для контроля противовеса подъемной установки хорошую работоспособность показал датчик типа РД (рессорного типа) в аппаратуре АПИК-2Р.

Аппаратура АПИК-2Р с датчиком типа РД была смонтирована на шахте «Главная» Казского рудоуправления производственного объединения «Сибруда», прошла приемочные испытания и рекомендована к серийному производству.

Самоконтроль работы АПИК-2 обеспечивается схемами приемника и блока индикации. Например, при выходе из строя любого узла аппаратуры (датчика, передатчика, приемника и т. д.) срабатывает реле блока индикации, а, следовательно, предохранительный тормоз подъемной машины. При обрыве петлевой

антенны значительно возрастает ее активное сопротивление (от нескольких Ом до десятков КОм); при этом ЭДС радиосигнала в низкоомной входной цепи приемника становится практически равной нулю, что опять влечет наложение предохранительного тормоза.

Приемная комиссия Министерства цветной металлургии СССР рекомендовала изготовление этой аппаратуры и ее реализацию на предприятиях отрасли.

16. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ И ЗАЩИТЫ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

16.1. Расчет экономической эффективности от реализации системы контроля

Опыт эксплуатации одноканатных подъемных установок при глубине стволов более 300 м показывает, что применяемые в настоящее время способы защиты от напуска каната с установкой подканатных концевых выключателей или реле контроля сопротивления не обеспечивают срабатывания защит при застревании сосуда в стволе.

Обзорная статья «Организация защиты шахтных подъемных установок от напуска каната» («Горный журнал» № 4, 1978 г.) анализирует различные способы защит при застревании сосудов в стволе и рекомендует к внедрению аппаратуру АЗСП-2, разработанную МакНИИ и Киевским институтом автоматики, опытную партию которых выпустил Конотоповский завод «Красный металлист». Однако сложность и многоэлементность аппаратуры, невозможность настройки магнитоупругих датчиков для различных режимов работы, особенно клетевых подъемов, не дали ожидаемых результатов повышения надежности работы защиты от напуска каната. Аппаратура АЗСП-2 снята с производства. И внедрение аппаратуры стволовой сигнализации типа «Радуга», имеющей канал защиты от напуска каната, сложно в наладке и эксплуатации, особенно для условий Горной Шории, где в подраде у предприятия ПТП «Связьчермет» нет постоянной пусконаладочной организации или бригады, изготавливающих и ведущих наладку аппаратуры «Радуга». В условиях Криворожского бассейна система «Радуга» налаживается и постоянно обслуживается специальной бригадой предприятия ПТП «Связьчермет».

Аппаратура защиты от напуска каната АЗН, разработанная Институтом горной механики им. М.М. Федорова, сравнивает перемещение поверхности барабана и подъемного сосуда и требует прокладки маркерного каната с нанесением магнитных меток специальным устройством, а также специального преобразователя угловых перемещений барабана в линейную скорость. Аппаратура сложна в изготовлении и эксплуатации.

Система защит шахтных подъемных установок от напуска каната при застревании подъемного сосуда в стволе по авторским свидетельствам № 698894 и № 706305 отличается большой сложностью, наличием передатчика преобразователей, блока компенсации и блоков прогнозирования, что вызывает трудности при настройке и эксплуатации указанных систем.

Предлагаемая аппаратура контроля напуска каната с одноканальной индуктивной связью типа АПИК-2, разработанная Фрунзенским политехническим институтом, проста и обеспечивает четкое срабатывание устройства при проявлении напуска каната, что подтверждается эксплуатацией указанной аппаратуры на Хайдарканском ртутном комбинате.

В практике системы защиты шахтных подъемных установок от напуска каната при застревании сосудов в стволе аппаратура АПИК-2 для рудников ПО «Сибруда» применяется впервые.

В основе работы аппаратуры контроля АПИК-2 лежит контроль по ослаблению натяжения каната у подъемного сосуда специальным датчиком, приемом и индикацией информационного сигнала от него комплексом передающего и приемно-преобразовательного устройств. Чувствительным элементом специального трехпорного датчика, установленного на канате над сосудом, является магнитоуправляемый контакт (геркон). При нормальном натяжении каната магнит находится против геркона, и передатчиком передается сигнал о нормальной работе. При зависании подъемного сосуда происходит ослабление натяжения головного каната и перемещение магнита в сторону удаления его от геркона, что приводит к отпусканию замкнутых контактов, выключению передатчика. Отсутствие сигнала на блоке индикации и в цепях защит подъемной установки приводит к срабатыванию

предохранительного тормоза, тем самым ликвидируется аварийная ситуация, возникающая при напуске каната в ствол при застревании подъемного сосуда в стволе.

Положительный эффект от применения аппаратуры контроля напуска каната с одноканальной индуктивной связью типа АПИК-2 на подъемных установках шахты «Клетевая» Казского рудоуправления обеспечивается за счет ликвидации ущерба от недодачи продукции (товарной руды) при аварийных простоях подъемной установки, возникающих при застревании подъемного сосуда в стволе и связанных с этим напуском каната в ствол. Для ликвидации последствий этой аварии требуется длительное время.

В настоящее время подъемные установки оборудованы подканатными датчиками (конечные выключатели или реле контроля сопротивления), предназначенными для защиты от напуска каната при застревании сосуда в стволе. Однако при глубине стволов шахты более 300 м такие датчики не обеспечивают защиты от напуска каната, что вызывает аварии при застревании сосудов в стволе.

Применение аппаратуры контроля напуска каната с одноканальной индуктивной связью типа АПИК-2 обеспечивает четкий контроль случаев застревания сосуда в стволе, что ликвидирует аварийные ситуации и тем самым обеспечивается повышение надежности защиты от напуска каната. Аппаратура АПИК-2 на подъемных установках рудников ПО «Сибруда» применяется впервые.

16.1.1. Выводы новизны и технико-экономические преимущества реализации аппаратуры АПИК-2

Предлагаемая аппаратура контроля напуска каната типа АПИК-2 является прогрессивной и эффективной аппаратурой, позволяющей четко фиксировать застревание сосуда в стволе и обеспечивающей, через систему управления, защиту подъемной установки при застревании сосуда в стволе, что позволяет до минимума сократить время, затрачиваемое на ликвидацию аварии

при застревании сосуда в стволе, так как аппаратура контроля фиксирует напуск каната более 100 м, тем самым ликвидируется развитие аварии от напуска каната, которая приводит к тяжелым последствиям (обрыв каната, разрушение проводников и расстрелов в стволе и т.п.).

Таким образом, применение аппаратуры АПИК-2 позволяет ликвидировать возможные ущербы от аварийных простоев подъемной установки и технологически связанных с подъемом участков и цехов рудника.

Технико-экономические преимущества повышения надежности работы подъемных установок за счет повышения надежности защиты от напуска каната заключаются в следующем:

1. Уменьшение времени, затрачиваемого на ликвидацию последствий аварии от напуска каната в ствол позволяет уменьшить возможный ущерб от аварийных простоев подъемных установок и технологически связанных с подъемом участков рудника.

2. Улучшаются санитарно-гигиенические условия труда и техника безопасности, снижаются трудозатраты эксплуатационного характера.

16.2. Социальные аспекты безопасной эксплуатации шахтных подъемных установок

По данным ООН, за последние 30 лет ущерб, нанесенный мировой экономике техногенными катастрофами и авариями, увеличился в 3 раза и достигает ежегодно 200 млрд долларов США. В России совокупный годовой материальный ущерб от техногенных аварий, включая затраты на ликвидацию их последствий, превышает 40 млрд руб.

Экономические показатели развития минерально-сырьевого комплекса за последнее время постоянно ухудшались, а после распада СССР положение усугубилось тем, что были нарушены производственные связи, и теперь независимым государствам бывшего СССР, в том числе России и Кыргызстану, все сложнее стало поддерживать его функционирование на достаточно

высоком уровне. Переход же на рыночные формы хозяйствования значительно обострил ситуацию.

В перспективе развитие угольной промышленности произойдет следующее:

- модернизация шахтного фонда и внедрение современных технологий по добыче и переработке угля;
- рациональное увеличение объемов добычи угля открытым способом;
- строительство современных высокопроизводительных шахт и разрезов;
- создание и производство современной высокопроизводительной и безопасной отечественной горной техники;

Резкое снижение финансирования НИР в области промышленной безопасности, экологии, исследований горно-геологических условий разработки месторождений стало одной из причин аварий на шахтах. Сегодня, как никогда, нужна государственная поддержка научно-исследовательских организаций, имеющих наиболее серьезный научный задел и сохранивших свои научные кадры.

Основные причины высокой аварийности:

- неудовлетворительное техническое состояние оборудования (47 %);
- нарушение технологической (21 %) и производственной (7 %) дисциплины;
- неудовлетворительная организация и проведение опасных видов работ (13 %);
- нарушения при пуске установок после ремонта и длительного простоя (5 %);
- неработоспособность средств автоматики и приборного обеспечения (5 %).

Подавляющее число смертельных случаев произошло:

- в подземных выработках (82 %);
- на открытых работах (10 %);
- на поверхности шахт и на обогатительных фабриках (8 %).

В реконструкции и техническом перевооружении нуждается 80 % шахт, однако работы по совершенствованию горного хозяйства ведутся неудовлетворительно.

На подземных работах при эксплуатации транспорта допущено 25,6 % несчастных случаев. Одной из причин травматизма на горных работах остается использование технологического оборудования, выработавшего установленные сроки амортизации, износ оборудования составляет 80–90 %, а в ряде случаев превышает 100 %. Шахтные подъемные установки на большинстве горных предприятий черной и цветной металлургии выработали свой ресурс, из них 35 % – требуют замены.

К техническим причинам аварий на подъемных сооружениях относятся:

- неисправность технических средств (60 %);
- нарушение технологии производства работ (26 %).

К организационным – низкий уровень управления производством работ (47,9 %), низкий уровень знаний, недисциплинированность.

В России и Кыргызстане эксплуатируется около 400 тыс. лифтов, большая часть которых (около 60 %) выработала ресурс и устарела, однако их замена или модернизация не проводятся. Не выполняются планово-предупредительные ремонты лифтов, последние не оснащаются средствами защиты от умышленного проникновения людей. Российские заводы продолжают выпускать лифты устаревших образцов.

Как показывает анализ, неудовлетворительное состояние промышленной безопасности на угольных предприятиях не может быть объяснено только безответственностью руководителей и исполнителей работ, оно тесно связано с тенденцией развития отрасли и существующим подходом к обеспечению безопасности.

Эффективное решение вопросов безопасности в угольной промышленности возможно только в рамках соответствующей единой отраслевой системы управления. Для этого необходима рациональная гибкая надежная структура с четким распределением задач, прав и обязанностей, продуманная технология управления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Обеспечение безопасности эксплуатации рудничных подъёмных установок сегодня остаётся одной из главных задач в разработке полезных ископаемых в подземных условиях.

Высокие скорости и большие механические нагрузки, длительные сроки эксплуатации в условиях воздействия влаги, коррозионной среды в стволе шахты приводят к увеличению вероятности возникновения аварийной ситуации в большинстве случаев, приводящих к человеческим жертвам и материальным потерям.

Анализ существующих систем контроля и защиты шахтных подъёмных установок от аварийной ситуации позволит установить, что основными признаками при разработке систем контроля и защиты являются расположение измерительного элемента (датчика) в системе подъёма и время срабатывания системы контроля и защиты в целом.

Вопросы контроля и защиты рудничных подъёмных установок остаются на стадии научных исследований.

В Кыргызско-Российском Славянском университете продолжают работы по разработке комплексной системы контроля и защиты рудничных подъёмных установок от аварий.

Эти работы основаны на диагностике основных узлов и элементов механического оборудования подъёмных установок на основе применения ультразвука и других физических явлений и эффектов.

Данный учебник может быть полезен преподавателям и студентам старших курсов, который поможет им при самостоятельном изучении вопросов безопасности рудничных подъёмных установок.

Союз Советских
Социалистических
Республик



Государственный комитет
Совета Министров СССР
по делам изобретений
и открытий

О П И С А Н И Е
ИЗОБРЕТЕНИЯ
К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(11) **582166**

(61) Дополнительное к авт. свид-ву —

(22) Заявлено 11.06.76 (21) 2371633/29-11

с присоединением заявки № —

(51) М. Кл. В 66В 5/24

(23) Приоритет —

(43) Опубликовано 30.11.77. Бюллетень № 44

(53) УДК 621.876.113
(088.8)

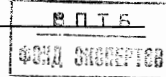
(45) Дата опубликования описания 30.11.77

(72) Авторы
изобретения

**И. Н. Латыпов, З. Г. Салихов, М. М. Шамсутдинов, Н. В. Бариев,
А. П. Баянов и С. Н. Дьяченко**

(71) Заявитель

Фрунзенский политехнический институт



(54) **ЛОВИТЕЛЬ**

1

Изобретение относится к области подъемно-транспортных устройств и может быть использовано для улавливания грузонесущего органа при обрыве тяговых канатов.

Известен ловитель, содержащий механизм захвата и пружинный привод, причем ловитель снабжен втулкой с установленной на ней муфтой, связанной тросами с грузовым приводом и соединенной при помощи рычагов с пружинным приводом.

Однако сложность конструкции отрицательно сказывается на надежности устройства, а наличие большого числа механических звеньев снижает его быстродействие.

Наиболее близким решением из известных является ловитель, содержащий установленный в корпусе с отверстием клин, выполненный с гнездом, привод клина, связанный с ним возвратно-направляющим стержнем, стопор, установленный в гнезде клина и пропущенный через отверстие корпуса, и пиропатрон, соединенный с источником аварийного сигнала.

Этот ловитель также малонадежен и обладает недостаточным быстродействием.

Целью изобретения является упрощение конструкции, повышение надежности и быстродействия ловителя.

Указанная цель достигается тем, что привод содержит цилиндр с поршнем, который

2

жестко связан с возвратно-поступательным стержнем, причем пиропатрон установлен в рабочей полости цилиндра.

На фиг. 1 схематично изображен ловитель, 5 общий вид; на фиг. 2 — разрез по А—А на фиг. 1.

Ловитель содержит корпус 1, внутри которого установлен клин 2 для захвата каната 3, пропущенного внутри корпуса 1. Стержень 4 шарнирно соединен с клином 2 и предназначен для обеспечения привода его при движении вниз, в момент срабатывания ловителя, для чего на него насажен и закреплен поршень 5, размещенный внутри полуцилиндра 6, и при движении клина 2 вверх, в момент возврата его в исходное состояние, для чего на стержень нарезана резьба и накинута возвратная гайка.

Полуцилиндр 6 жестко прикреплен к корпусу 1, причем ось его совпадает с осью поршня 5, т. е. стержня 4. Конструктивно полуцилиндр 6 выполнен так, что глухая сторона его имеет отверстие 7, куда ввинчивается пиропатрон 8, приводимый в действие от датчика аварийного сигнала.

25 Стопор 9 предназначен удерживать клин в исходном состоянии (поршень при этом находится в верхнем положении), поэтому вставляется в специальное боковое углубление клина 2 через сквозное отверстие в корпусе 30

1. Сечение стопора 9 в 20—30 раз меньше, чем в известном ловителе, так как в этом случае компенсация усилия пружины не требуется.

Работа устройства осуществляется следующим образом.

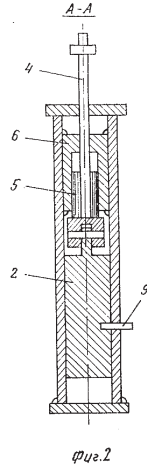
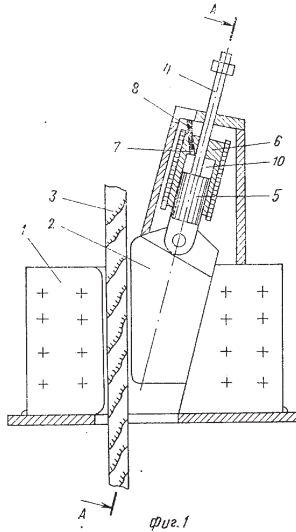
При появлении электрического импульса на выходе датчика аварийного сигнала происходит воспламенение взрывчатого вещества пиропатрона 8 и резкое возрастание давления газов в камере 10. При этом с поршнем 5 перемещается вниз и клин 2, который срезает стопор 9 и по направляющей корпуса 1 движется вниз до соприкосновения с канатом 3. Канат при этом прижимается к спинке корпуса 1. Создаваемая сила трения останавливает канат.

Использование ловителя предлагаемой конструкции сокращает число операций при срабатывании ловителя и повышает скорость перемещения клина. В итоге быстродействие ловителя повышается 1,5—2 раза.

Упрощается при этом настройка ловителя, в частности согласования удерживающего усилия стопора с весом клина и движущей клин силой взрыва. При этом избыток движущего усилия обеспечивает захват каната независимо от изменений сил трения клина о корпус.

Формула изобретения

Ловитель, содержащий установленный в корпусе с отверстием клин, выполненный с гнездом, привод клина, связанный с ним возвратно-направляющим стержнем, стопор, установленный в гнезде клина и пропущенный через отверстие корпуса, и пиропатрон, соединенный с источником аварийного сигнала, отличающийся тем, что, с целью упрощения конструкции, повышения надежности и быстродействия ловителя, привод содержит цилиндр с поршнем, который жестко связан с возвратно-поступательным стержнем, причем пиропатрон установлен в рабочей полости цилиндра.



Составитель О. Тимченко

Редактор Т. Горячева

Техред И. Карандашова

Корректор В. Петрова

Заказ 2541/3

Изд. № 922

Тираж 1080

Подписное

НПО Государственного комитета Совета Министров СССР

по делам изобретений и открытий

113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., д. 4/5

Типография, пр. Сапунова, 2



СОЮЗ СОВЕТСКИХ
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ
РЕСПУБЛИК

(19) **SU** (11) **1164187** **A**

4(5D) В 66 В 5/24

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

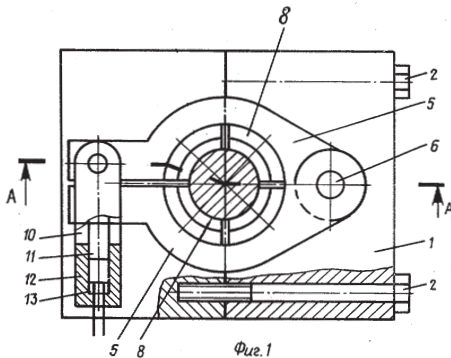


ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

- (21) 3604657/29-11
(22) 10.06.83
(46) 30.06.85. Бюл. № 24
(72) А. В. Прахов, П. И. Пахомов,
М. М. Шамсутдинов и Э. Ш. Шабданадиев
(71) Фрунзенский политехнический институт
(53) 621.876 (088.8)
(56) Авторское свидетельство СССР
№ 981169, кл. В 66 В 5/24, 1980.

(54) (57) ЛОВИТЕЛЬ, содержащий основа-
ние с отверстием для прохода каната, на
котором смонтирован корпус с зажимным
устройством и пиропатрон, соединенный
с источником аварийного сигнала, отличаю-

щийся тем, что, с целью повышения надеж-
ности в работе, указанное отверстие в осно-
вании выполнено конусным, расширяющимся
вверх, при этом упомянутое зажимное
устройство смонтировано на основании
с возможностью поворота относительно
последнего и снабжено двумя шарнирно
соединенными между собой С-образными
скобами, скрепленными зажимом с пиро-
патроном и охватывающими канат, а также
пластинчатыми вкладышами, жестко связан-
ными друг с другом, причем один из этих
вкладышей, контактирующий с канатом,
выполнен из более мягкого материала, чем
другой.



(19) **SU** (11) **1164187** **A**

Изобретение относится к подъемно-транспортному машиностроению, в частности к ловителям, предназначенным для защиты рудничных подъемных установок от аварийных ситуаций.

Известен ловитель, содержащий основание с отверстием для прохода каната, на котором смонтирован корпус с зажимным устройством и пиропатрон, соединенный с источником аварийного сигнала.

Недостатком известного ловителя является низкая надежность, так как в результате работы ловителя подвижный клин взаимодействует с движущимся канатом, создавая пару трения, которая вызывает как нагрев самого клина, так и подъемного каната, что в итоге срабатывания ловителя может привести к полному выходу каната из строя. Тем более, что работа этой пары трения осуществляется на больших скоростях на небольшом участке каната и проходит непрерывно во времени.

Цель изобретения — повышение надежности в работе.

Для достижения этой цели в ловителе, содержащем основание с отверстием для прохода каната, на котором смонтирован корпус с зажимным устройством и пиропатрон, соединенный с источником аварийного сигнала, указанное отверстие в основании выполнено конусным, расширяющимся вверх, при этом упомянутое зажимное устройство смонтировано на основании с возможностью поворота относительно последнего и снабжено двумя шарнирно соединенными между собой С-образными скобами, скрепленными зажимом с пиропатроном и охватывающими канат, а также пластинчатыми вкладышами, жестко связанными друг с другом, причем один из этих вкладышей, контактирующий с канатом, выполнен из более мягкого материала, чем другой.

На фиг. 1 изображен предлагаемый ловитель, общий вид; на фиг. 2 — разрез А-А на фиг. 1.

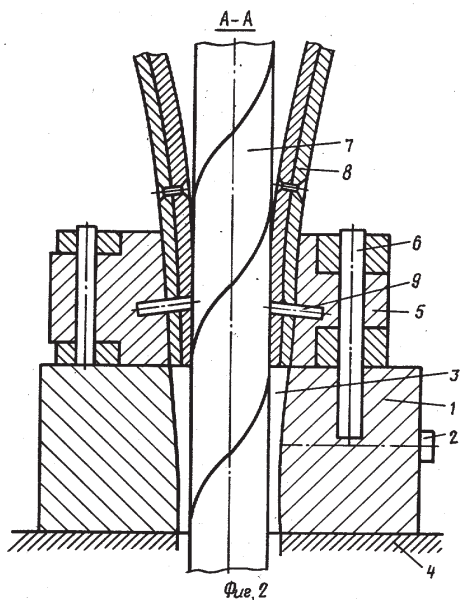
Ловитель содержит корпус 1, состоящий из двух частей, соединенных болтами 2, с конусным отверстием 3, переходящим в цилиндрическое, укрепленный на основании 4, С-образные скобы 5, соединенные шарниром 6, охватывающие канат 7 пластинчатые вкладыши 8. Вкладыши 8 жестко соединены между собой, причем один из этих вкладышей, контактирующий с канатом, выполнен из более мягкого материала, чем другой. Вкладыши 8 удерживаются на прижимных скобах 5 шпильками 9, работающими на срез.

На противоположных относительно шарнира 6 концах скоб располагается зажим 10, выполненный в виде поршня 11 с корпусом 12 и пиропатроном 13.

Ловитель работает следующим образом.

В нормальном режиме работы подъемной установки скобы 5 разжаты и закрепленные на них вкладыши 8 не соприкасаются с подъемным канатом 7. При подаче аварийного сигнала в момент возникновения напуска подъемного каната срабатывает пиропатрон 13. Пороховые газы, вызывая относительное перемещение поршня 11 и корпуса 12, зажимом 10 сближают скобы 5, поворачивая их на шарнире 6. При этом вкладыши 8 прижимаются к канату 7. Внутренние вкладыши 8 вдавливаются в свивки каната, происходит срез шпилек 9 и совместное перемещение вкладышей 8 с канатом в конусное отверстие 3 корпуса 1.

Таким образом, данный ловитель позволяет не допустить трения каната об элементы ловителя благодаря наличию тормозных пластин и тем самым исключить возможность повреждения каната, кроме того обеспечивает плавное во времени торможение за счет обжатия каната на большом участке, равномерного распределения сил трения, а плавное торможение не допускает чрезмерного перегрева каната, а значит повышает надежность торможения и срок службы каната.



Редактор М. Петрова
Заказ 4148/19

Составитель Л. Лапенко
Техред И. Верес
Тираж 804

Корректор М. Самборская
Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета СССР
по делам изобретений и открытий
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., д. 4/5
Филиал ППП «Патент», г. Ужгород, ул. Проектная, 4



Государственный комитет
СССР
по делам изобретений
и открытий

О П И С А Н И Е ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(11) 958288

(61) Дополнительное к авт. свид-ву —

(22) Заявлено 07.05.80 (21) 2922635/29-11

с присоединением заявки № —

(23) Приоритет —

Опубликовано 15.09.82. Бюллетень № 34

Дата опубликования описания 25.09.82

(51) М. Кл.³

В 66 В 5/12

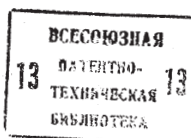
(53) УДК 621.865
(088.8)

(72) Авторы
изобретения

И. Н. Латыпов и М. М. Шамсутдинов

(71) Заявитель

Фрунзенский политехнический институт



(54) УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОНТРОЛЯ НАТЯЖЕНИЯ КАНАТА ПОДЪЕМНОГО СОСУДА

Изобретение относится к эксплуатации подъемных установок и может быть использовано для контроля напуска каната при зависании подъемного сосуда в стволе шахты.

Известно устройство для контроля натяжения подъемного сосуда, содержащее связанный с канатом основной стакан и подпружиненный относительно него выдвигной элемент, взаимодействующий с конечным выключателем [1].

Недостатком известного устройства является то, что силовой привод в нем выполнен в виде поршневой пары, подверженной влиянию агрессивной среды ствола шахты, высокой влажности, что может привести к заклиниванию поршня в цилиндре. Кроме того, включатель с системой регулирования частот выходит из строя при падении в ствол различных кусков породы, руды, загрузке в подъемный сосуд негабаритных материалов.

Целью изобретения является повышение надежности.

Цель достигается тем, что устройство для контроля натяжения каната подъемного сосуда снабжено С-образной скобой с проу-

шинами, выдвигной элемент выполнен также в виде стакана, концентричного основному стакану, причем скоба смонтирована на упомянутом канате, который пропущен в ее проушины, выдвигной элемент жестко связан со скобой, а основной стакан — с канатом, при этом концы пружины закреплены на днищах стаканов, а выключатель расположен в полости, образованной внутренними поверхностями стаканов.

Конечный выключатель выполнен в виде геркона и магнита.

На чертеже схематически показано устройство, общий вид.

Устройство состоит из корпуса, содержащего основной стакан 1 и выдвигной элемент в виде стакана 2, расположенные один в другом. Стакан 2 жестко закреплен на скобе 3, имеющей скользящие проушины 4 и 5, через которые пропущен канат 6. Стакан 1 надет на стакан 2 и соединен с зажимом 7 каната 6. Стаканы 1 и 2 связаны пружинной 8, которая в нормальном состоянии поджата. Внутри стаканов 1 и 2 установлен постоянный магнит 9, взаимодействующий с герконом 10, кото-

рый закреплен на дне стакана 2 с возможностью регулировки.

Устройство работает следующим образом.

В режиме нормальной эксплуатации шахтной подъемной установки, т. е. когда сосуд свободно висит в стволе (не показаны), подъемный канат 6 находится в натянутом состоянии. Стакан 1 под действием усилия натяжения каната 6 сжимает пружину 8 и, наезжая на стакан 2, занимает правое крайнее положение. При этом постоянный магнит 9 максимально приближается к геркону 10, который замкнут.

В аварийном режиме, когда натяжение каната 6 ослаблено, стакан 1 под действием пружины 8 начинает перемещаться влево, прогибая канат 6, при этом расстояние между постоянным магнитом 9 и герконом 10 увеличивается, контакт размыкается, и по каналу радиосвязи (не показано) выдается сигнал о наличии напуска каната 6 в цепь управления подъема, после чего перемещение сосуда прекращается.

Устройство обеспечивает эффективное использование герметизированных магнитоуправляемых контактов, позволяет повысить надежность и срок службы, так как практически исключаются факторы среды ствола шахты, а также влияние изменяющей-

ся длины подъемного каната при спуске сосуда.

Формула изобретения

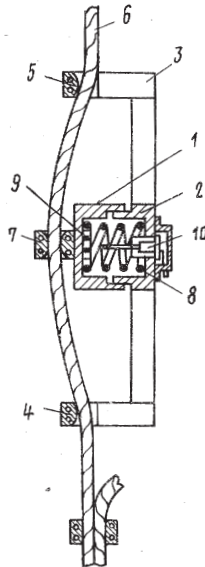
1. Устройство для контроля натяжения каната подъемного сосуда, содержащее связанный с канатом основной стакан и подпружиненный относительно него подвижной элемент, взаимодействующий с конечным выключателем, отличающееся тем, что, с целью повышения надежности, оно снабжено С-образной скобой с проушинами, выдвигной элемент выполнен также в виде стакана, концентричного основному стакану, причем скоба смонтирована на упомянутом канате, который пропущен в ее проушины, выдвигной элемент жестко связан со скобой, а основной стакан — с канатом, при этом концы пружины закреплены на днищах стаканов, а выключатель расположен в полости, образованной внутренними поверхностями стаканов.

2. Устройство по п. 1, отличающееся тем, что конечный выключатель выполнен в виде геркона и магнита.

Источники информации,

принятые во внимание при экспертизе

1. Авторское свидетельство СССР № 278990, кл. В 66 С 15/00, 1969 (прототип).





Государственный комитет
СССР
по делам изобретений
и открытий

О П И С А Н И Е ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(11) 821373

(61) Дополнительное к авт. свид-ву —
(22) Заявлено 29.03.77 (21) 2467327/29-11
с присоединением заявки № —
(23) Приоритет —
Опубликовано 15.04.81. Бюллетень № 14
Дата опубликования описания 25.04.81

(51) М. Кл.³

В 66 В 5/12

(53) УДК 621.876.
.113(088.8)

(72) Авторы
изобретения

И. Н. Латыпов, З. Г. Салихов, Б. И. Кауль,
М. М. Шамсутдинов, П. И. Пахомов и В. И. Ткачев

(71) Заявитель

Фрунзенский политехнический институт

(54) УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОНТРОЛЯ ЗАВИСАНИЯ СОСУДОВ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ С ГОЛОВНЫМИ И УРАВНОВЕШИВАЮЩИМИ КАНАТАМИ

Изобретение относится к подъемно-транспортной технике, в частности к устройствам для контроля зависания подъемного сосуда, например в стволе шахты, и может быть использовано на рудничных подъемных установках.

Известно устройство для контроля зависания подъемного сосуда в шахте, основанное на подсчете с учетом направления движения путевых импульсов, формируемых при перемешивании подъемного сосуда, источником которых является магнитная запись предварительно нанесенная на один из головных канатов многоканатной подъемной установки [1].

Однако это устройство имеет ограниченную зону работы в районе копра и устья ствола шахты. При значительной длине в стволе канат собственным весом обеспечивает себе движение в свол с прежней скоростью даже при зависшем сосуде.

Наиболее близким к предложенному по технической сущности и достигаемому результату является устройство для контроля зависания сосудов подъемной установки с головными и уравновешивающими канатами, содержащее датчики скорости переме-

шения канатов, взаимодействующие с нанесенными на канатах магнитными метками, один из которых установлен параллельно одной из ветвей уравновешивающего каната, и блок сравнения, входы которого соединены с датчиками, а выход — с исполнительным блоком [2]. В этом устройстве датчики считывают метки у одного из головных и одной из ветвей уравновешивающего канатов при движении подъемного сосуда. Эти метки преобразуются в последовательность импульсов с последующим измерением времени между импульсами от одноименных меток. В случае зависания опускающегося сосуда нарушается одновременность прихода указанных импульсов и подается команда на отключение привода.

Недостатком данного устройства является то, что в случае зависания второго сосуда не обеспечивается надежность контроля напуска каната. В момент зависания второго сосуда первый сосуд движется с нормальной скоростью за счет длины петли уравновешивающего каната в нижней части ствола. Вместе с первым сосудом нормальную скорость движения имеет как головной канат, так и одна ветвь уравновешивающего кана-

та. Следовательно, пока не выбрана петля уравновешивающего каната, пока последний не затянется в канатных проемах перекрытия нижней части ствола, одноименные импульсы от обоих канатов (головного и уравновешивающего) идут синхронно и команда на отключение привода не подается, что приводит к тому, что уравновешивающий канат деформируется, второй сосуд сдернут с места зависания, первый сосуд получает удар через уравновешивающий канат, сила которого может вывести из строя и головной канат. Это становится допустимым из-за невозможности четко контролировать движение обоих сосудов указанным способом.

Цель изобретения — повышение надежности контроля.

Эта цель достигается тем, что второй датчик установлен параллельно другой ветви уравновешивающего каната.

На чертеже представлена схема устройства.

Подъемные сосуды 1 и 2 подвешены к головным канатам 3 и 4. Уравновешивающий канат 5 представляет собой петлю, состоящую из 2-х ветвей 6 и 7. Вдоль каждой из этих ветвей установлены датчики 8 и 9 скорости (пути) перемещения канатов. На уравновешивающий канат 5 нанесены магнитные метки (не показаны). Блок 10 сравнения предназначен для обнаружения разности сигналов с датчиков 8 и 9 и соединен с усилительно-преобразовательным блоком 11, позволяющим усилить разность этих сигналов, преобразовать ее и подать в исполнительный блок (схему управления) подъемной установки.

Устройство работает следующим образом.

В эксплуатационном режиме работы подъемной установки сигналы от датчиков 8 и 9 равны и исполнительный сигнал на выходе блока 11 не формируется. В случае аварии, например зависании сосуда 2, сигнал от датчика 9 равняется нулю, так как скорость движения ветви 7 уравновешивающего каната равна нулю. Однако привод подъемной машины продолжает работать, поднимая сосуд 1 и одновременно петлю каната 5. Следовательно сигнал от датчика 8 продолжает поступать в блок 10 сравнения в результате чего формируется необходимый сигнал на выхо-

де блока 10 и блока 11. В схему управления при этом поступает сигнал об экстренной остановке подъемной установки.

Работа устройства основана на том, что при остановке, т.е. зависании сосуда в стволе, сразу же останавливается и прикрепленный к нему снизу уравновешивающий канат, тогда как головной канат сматывается с барабана и продолжает движение в ствол. Четкость работы устройства не зависит от глубины места зависания в стволе, а быстродействие аппаратуры в 2—5 раз выше известных устройств (большее значение относится к тем случаям зависания, которые имеют место в нижней части ствола).

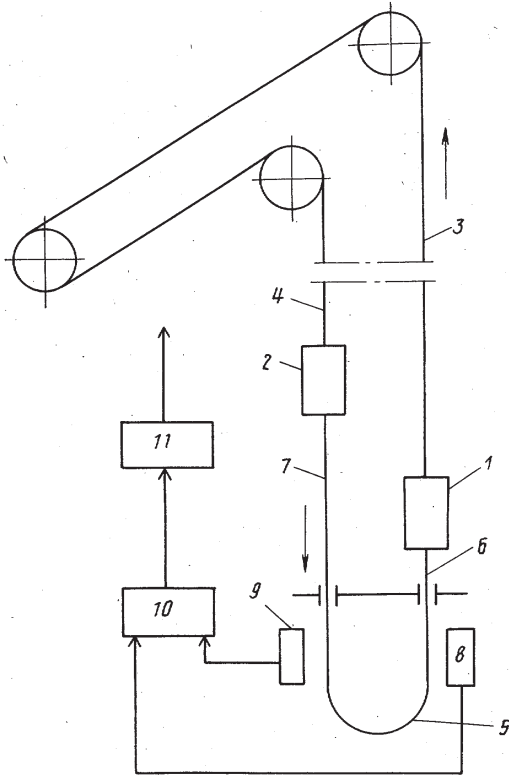
Установка обоих датчиков вдоль вертикальных ветвей уравновешивающего каната позволяет надежно фиксировать любые несинхронности (вызванные застреванием сосуда или обрывом хвостового каната) при движении подъемных сосудов в стволе за счет регистрации нарушенного равенства скоростей движения отдельных ветвей уравновешивающего каната.

Формула изобретения

Устройство для контроля зависания сосудов подъемной установки с головными и уравновешивающими канатами, содержащее датчики скорости перемещения канатов, взаимодействующие с нанесенными на канатах магнитными метками, один из которых установлен параллельно одной из ветвей уравновешивающего каната, и блок сравнения, входы которого соединены с датчиками, а выход — с исполнительным блоком, отличающееся тем, что, с целью повышения надежности контроля, второй датчик установлен параллельно другой ветви уравновешивающего каната.

Источники информации,

- принятые во внимание при экспертизе
1. Бизин И. В. и др. Бесконтактное устройство контроля местоположения шахтного подъемного сосуда. «Горный журнал», 1968, № 6, с. 59—61.
 2. Авторское свидетельство СССР № 537921, кл. В 66 В 5/12, 06.08.75 (прототип).



Редактор М. Хома
Заказ 1701/35

Составитель Л. Цобан
Техред А. Бойкас
Тираж 929

Корректор В. Бутяга
Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета СССР
по делам изобретений и открытий
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., д. 4/5
Филиал ППП «Патент», г. Ужгород, ул. Проектная, 4

Союз Советских
Социалистических
Республик



Государственный комитет
СССР
по делам изобретений
и открытий

О П И С А Н И Е ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(11) 861265

- (61) Дополнительное к авт. свид-ву —
(22) Заявлено 09.01.78 (21) 2566979/29-11
с присоединением заявки № —
(23) Приоритет —
(43) Опубликовано 07.09.81. Бюллетень № 33
(45) Дата опубликования описания 07.09.81

(51) М. Кл.³
В 66В 5/12
В 66В 3/00

(53) УДК 621.867
(088.8)

(72) Авторы
изобретения

И. Н. Латыпов, М. М. Шамсутдинов, П. И. Пахомов
и З. Г. Салихов

(71) Заявитель

Фрунзенский политехнический институт

(54) УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОНТРОЛЯ НАТЯЖЕНИЯ ГИБКОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА ПОДЪЕМНИКА

1

Изобретение касается средств автоматизации подъемно-транспортных механизмов.

Известно устройство для контроля натяжения гибкого тягового органа подъемника, содержащее магнит, связанный с гибким тяговым органом, геркон, закрепленный на корпусе, жестко соединенном с контролируемым гибким тяговым органом, и взаимодействующий с магнитом, сигнализатор, в цепь питания которого включены контакты геркона [1].

Недостатками такого устройства являются сравнительно низкие его надежность в работе и чувствительность.

Цель изобретения — повышение надежности устройства в работе и его чувствительности.

Это достигается тем, что устройство снабжено толкателем, один конец которого соединен с гибким тяговым органом, причем магнит имеет кольцевую форму и закреплен на другом конце толкателя, а геркон размещен в полости кольцевого магнита параллельно его осевой линии.

На фиг. 1 схематически изображено предлагаемое устройство, разрез; на фиг. 2 — сечение А—А на фиг. 1.

Устройство содержит корпус 1, в котором расположен толкатель 2 с пружиной 3.

2

Один конец толкателя 2 посредством штока 4 и скобы 5 жестко связан с подъемным канатом 6, а на другом конце толкателя 2 впрессован постоянный магнит 7, установленный в латуновой втулке 8.

На конце толкателя 2 с магнитом 7 выполнена полость 9, куда вставлен геркон 10 с контактами 11. К корпусу 1 жестко прикреплены распорки 12 с опорами 13, являющиеся направляющими подъемного каната 6.

В нерабочем положении пружина 3 толкателя 2 находится в сжатом положении, при котором геркон 10 находится в замкнутом положении, взаимодействуя с полем постоянного магнита 7.

Устройство работает следующим образом.

Подъемник при движении в стволе шахты под действием своего веса, поддерживает канат 6 в натянутом состоянии. Скоба 5, жестко связанная посредством штока 4 с толкателем 2, под действием силы натяжения каната 6, преодолевая упругое усилие пружины 3, перемещается в крайнее положение. Постоянный магнит 7 движется вместе с толкателем 2. Геркон 10 настроен так, что при движении толкателя 2 с магнитом 7 в крайнее положение он замыкает свои контакты 11, сигнализируя о

натянutos положении подъемного каната 6. При ослаблении натяжения каната 6 усилие, действующее на толкатель 2 со стороны каната, уменьшается. Под действием силы упругости пружины 3 толкатель 2 с магнитом 7 перемещаются в обратном направлении и изгибают подъемный канат 6 в поперечном сечении, при этом размыкаются контакты 11 геркона 10. Размыкание контактов 11 геркона 10 сигнализирует об аварии (образование напуска или обрыв подъемного каната 6).

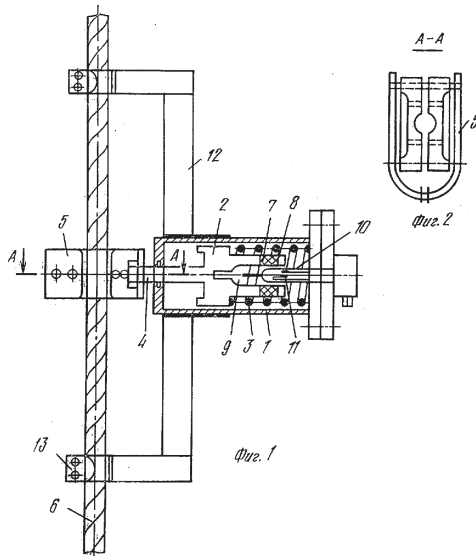
После устранения аварии при натяжении каната 6 устройство контроля возвращается в исходное положение.

Предлагаемая конструкция устройства позволяет увеличить чувствительность фиксации момента образования напуска за счет практически мгновенного срабатывания системы магнит—геркон, так как магнит жестко связан с толкателем, который в свою очередь жестко связан непосредственно с подъемным канатом.

Формула изобретения

Устройство для контроля натяжения гибкого тягового органа подъемника, содержащее магнит, связанный с гибким тяговым органом, геркон, закрепленный на корпусе, жестко соединенном с контролируемым гибким тяговым органом, и взаимодействующий с магнитом, сигнализатор, в цепь питания которого включены контакты геркона, отличающееся тем, что, с целью повышения его надежности и чувствительности, оно снабжено толкателем, один конец которого соединен с гибким тяговым органом, причем магнит имеет кольцевую форму и закреплен на другом конце толкателя, а геркон размещен в полости кольцевого магнита параллельно его осевой линии.

Источники информации, принятые во внимание при экспертизе
1. Авторское свидетельство СССР № 499202, кл. В 66В 5/02, 1974 (прототип).



Составитель А. Чайка

Редактор С. Суркова

Техред М. Гайдамак

Корректор Е. Хмелева

Заказ 1877/8

Изд. № 506

Тираж 940

Подписное

НПО «Поиск» Государственного комитета СССР по делам изобретений и открытий
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., д. 4/5

Типография, пр. Сапунова, 2



СОЮЗ СОВЕТСКИХ
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ
РЕСПУБЛИК

(19) SU (11) 1456352 A1

(51)4 В 66 В 5/12

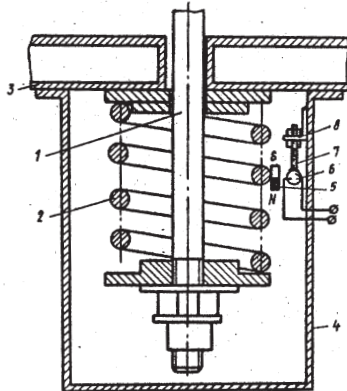
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ
ПРИ ГИИТ СССР

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

- (21) 4246472/31-11
(22) 15.05.87
(46) 07.02.89. Бюл. № 5
(71) Фрунзенский политехнический институт
(72) А.В. Прахов и М.М. Шамсутдинов
(53) 622.67.078.5(088,8)
(56) Авторское свидетельство СССР № 261761, кл. В 66 В 5/12, 1967.
(54) УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОНТРОЛЯ НАПУСКА КАНАТА И ЦЕЛОСТНОСТИ ПРИВОДНОЙ ПРУЖИНЫ ПАРАШЮТА ШАХТНОЙ КЛЮЧИ
(57) Изобретение относится к подъемно-транспортным устройствам, а именно к предохранительным устройствам, срабатывающим при провисе каната. Цель изобретения - повышение надежности в работе за счет контроля положения

приводной пружины парашюта при нахождении кабины на посадочных кулаках. 1 Устройство содержит шпильку 1 парашюта, охватываемую пружиной 2, размещенной в стакане 4, постоянный магнит 5, закрепленный на пружине 2, и геркон 6, установленный на внутренней стенке стакана 4 с возможностью регулировки винтом 7. При нахождении клети подъемника на посадочных кулаках геркон 6 замкнут, так как находится в зоне действия магнита 5. При поломке пружины 2, ослаблении канатов или поломке шпильки 1 парашюта магнит 5 перемещается, что приводит к размыканию геркона 6 и подаче аварийного сигнала в схему управления подъемником, блокирующего его работу. 1 ил.



(19) SU (11) 1456352 A1

Изобретение относится к подъемно-транспортным устройствам, а именно к контрольным и предохранительным устройствам, обеспечивающим безопасность при эксплуатации шахтных подъемных установок в случае напуска каната, обрыва шпильки или поломки пружины парашюта.

Цель изобретения - повышение надежности в работе за счет контроля положения пружины при нахождении кабины на посадочных кулаках.

На чертеже схематично представлено предлагаемое устройство.

Устройство содержит шпильку 1 парашюта, взаимосвязанную с пружиной 2, которая опирается на потолок клетки 3 и заключена в стакан 4 пружинного устройства парашюта, постоянный магнит 5, жестко закрепленный на внешней стороне предварительно поджатой пружины 2, геркон 6, жестко закрепленный с помощью регулировочного винта 7 и кронштейна 8 на стакане 4.

Устройство работает следующим образом.

При нормальном режиме работы подъемной установки в процессе движения клетки пружина 2 сжата шпилькой 1, которая удерживается подъемным канатом (не показан). Постоянный магнит 5 смещается совместно с витками пружины 2 вверх и не воздействует на геркон 6.

При напуске каната или обрыве шпильки 1 пружина 2 разжимается, и виток с магнитом 5 перемещается вниз, воздействует на геркон 6, подающий сигнал об аварии.

При нахождении клетки 3 на посадочных кулаках горизонта воздействие хвостового каната (не показаны) на шпильку 1 ослабляется, пружина 2 находится в разжатом состоянии. При

этом витки пружины 2 занимают заданное положение, магнит 5 воздействует на геркон 6, замкнутые контакты которого свидетельствуют о целостности пружины 2. В случае поломки пружины 2 ее витки занимают положение, отличное от заданного. Магнит 5 находится выше или ниже заданного положения, что определяется местом поломки пружины - выше или ниже места крепления магнита 5, и не вызывает замыкания контактов геркона 6, в результате чего в схему управления подъемной установки подается аварийный сигнал, блокирующий ее дальнейшую работу.

Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

Устройство для контроля напуска каната и целостности приводной пружины парашюта шахтной клетки, содержащее датчик, закрепленный на охватывающем пружину стакане парашюта, воздействующий элемент датчика, связанный с пружиной, один конец которой контактирует с потолком клетки, имеющим отверстие, а другой - с нижним концом шпильки парашюта, ось которой совмещена с осью, охватывающей шпильку пружины, и осью отверстия в потолке клетки, при этом верхний конец шпильки скреплен с канатом, о т л и ч а ю щ е е с я тем, что, с целью повышения надежности в работе за счет контроля положения пружины при нахождении кабины на посадочных кулаках, воздействующий элемент датчика представляет собой постоянный магнит, размещенный на витке пружины, а датчик - геркон, установленный на внутренней стенке охватывающего пружину стакана и выполнен с возможностью регулирования положения геркона в зоне действия магнита.

Составитель А. Белобородов

Редактор Н. Бобкова

Техред А. Кравчук

Корректор Г. Решетник

Заказ 7486/17

Тираж 625

Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., д. 4/5

Производственно-полиграфическое предприятие, г. Ужгород, ул. Проектная, 4

КЫРГЫЗ РЕСПУБЛИКАСЫ



КЫРГЫЗ ПАТЕНТ

ПАТЕНТ

№ 1608

Ойлоп табуунун аталышы: *Аркандын керилүүсүн контролдоо үчүн түзүлүшү*

Истеги өлкөсү, өлкөсү: *Кыргыз - Орус Славян университети (KG)*

Ачуучулары: *Степанов С. Г., Шамсутдинов М. М., Мадалинов Д. Т., Мишустин И. Е. (KG)*

Кыргыз патент № *20120105.1*

Сыйлоо приоритети *28-ноябрь, 2012-жылы*

Кыргыз Республикасынын ойлоп табуулар Мамлекеттик реестринде катталган

2014-жылдын 31-январында



Ушул ойлоп табууга берилген ӨТҮНМӨ ЭЭСИ (ПАТЕНТ ЭЭСИ) ЖООПКЕР БОЛГОН ПАТЕНТ. Кыргыз Республикасынын аймагында ойлоп табууга өзгөчө кылууга, аны пайдаланууга, тескөөгө, ошондой эле аны башка адамдардын пайдалануусуна тыюу салууга патент ээсинин өөгөнө укугун кырастат.

Төрага

Назарбеков М. Р.

КЫРГЫЗСКАЯ РЕСПУБЛИКА



КЫРГЫЗПАТЕНТ

ПАТЕНТ

№ 1608

Название изобретения: *Устройство для контроля натяжения каната*

Патентовладелец, страна: *Кыргызско - Российский Славянский университет (KG)*

Автор (авторы): *Степанов С. Г., Шамсутдинов М. М., Мадалинов Д. Т.,
Мицусти И. Е. (KG)*

Заявка № *20120105.1*

Приоритет изобретения *28 ноября 2012 года*

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Кыргызской Республики
31 января 2014 года

ПАТЕНТ ПОД ОТВЕТСТВЕННОСТЬ ЗАЯВИТЕЛЯ (ВЛАДЕЛЬЦА) на данное изобретение удостоверяет исключительное право патентоладельца на владение, использование, а также распоряжение использованием другими лицами на территории Кыргызской Республики.

Союз Советских
Социалистических
Республик



Государственный комитет
СССР
по делам изобретений
и открытий

О П И С А Н И Е ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(11) 889587

(61) Дополнительное к авт. свид-ву —

(22) Заявлено 15.02.80 (21) 2883963/27-11

с присоединением заявки № —

(23) Приоритет —

Опубликовано 15.12.81. Бюллетень № 46

Дата опубликования описания 15.12.81

(51) М. Кл.³

В 66 В 5/12

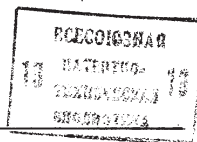
(53) УДК 621.864
(088.8)

(72) Авторы
изобретения

М. М. Шамсутдинов и И. Н. Латыпов

(71) Заявитель

Фрунзенский политехнический институт



(54) УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОНТРОЛЯ НАТЯЖЕНИЯ КАНАТОВ

1

Изобретение относится к подъемно-транспортному машиностроению, в частности к устройствам для контроля натяжения канатов, преимущественно шахтных подъемных установок.

Известно устройство для контроля натяжения канатов, содержащее скобу, прикрепляемую к подъемному канату с помощью зажима, и размещенный на ней привод, взаимодействующий с выключателем [1].

Однако достаточно жесткие условия ствола шахты, а именно влажная и кислотная среда и камнепады в стволе, постоянно выводят из строя как поршневую пару с пружиной, используемую в качестве привода, так и контактный выключатель, установленный на скобе. Недостатком устройства являются также значительные габариты, не допускающие его применения для контроля натяжения каната противовеса подъемной машины.

Цель изобретения — повышение надежности контроля.

Для этого устройство выполнено с корпусом, имеющим направляющие, а привод выполнен в виде взаимодействующей с канатом рессоры, один конец которой жестко

2

прикреплен к скобе, а второй расположен в одной из направляющих с возможностью свободного перемещения, при этом свободный конец рессоры снабжен постоянным магнитом, а днище корпуса — магнитоуправляемым контактом, взаимодействующим с постоянным магнитом.

На чертеже показана схема устройства для контроля натяжения гибких элементов.

Схема устройства содержит корпус 1, который жестко соединен со скобой 2 и зажимом 3 и прикреплен к подъемному канату 4. Привод выполнен в виде рессоры 5, один конец которой жестко закреплен в скобе 2, а второй расположен в направляющей 6 с возможностью свободного перемещения. Внутри корпуса 1 установлен магнитоуправляемый контакт 7, расположенный с возможностью взаимодействия с постоянным магнитом 8, который жестко закреплен на свободном конце рессоры 5. Рессора 5 опирается на канат 4. Контакт 7 закреплен на нижней крышке 9 корпуса 1. В нижней части корпуса 1 расположены направляющие каната 10, между которыми свободно пропущен канат 4.

Устройство работает следующим образом.

В эксплуатационном режиме подъемный канат 4 находится в натянтом состоянии. Рессора 5 под действием усилия натяжения каната 4 скользит свободным концом по направляющей 6 и, занимая левое крайнее положение, переходит в рабочем упругом состоянии. Перемещение вместе с рессорой 5 постоянного магнита 8 приводит к срабатыванию контакта 7. В случае экстренного ослабления каната 4 у сосуда (на чертеже не показан) рессора 5 перемещается по направляющей 6, изгибая канат 4, а смещение, соответственно магнита 8 приводит к замыканию магнитоуправляемого контакта.

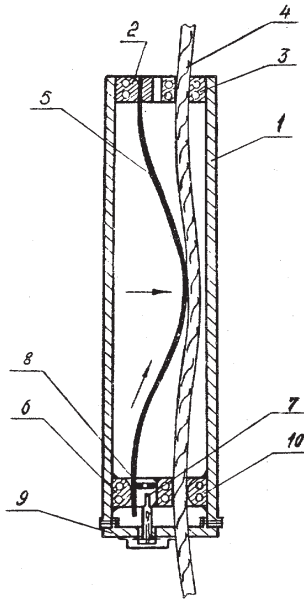
Устройство освобождено от влияний среды ствола шахты, так как закрепленный внутри выключатель не подвержен выходу из строя при ударах кусками породы.

Простота конструкции позволяет увеличить надежность, а значит и повысить безопасность эксплуатации шахтной подъемной установки.

Формула изобретения

Устройство для контроля натяжения канатов, преимущественно шахтных подъемных установок, содержащее скобу, прикрепляемую к подъемному канату с помощью зажима и размещенный на ней привод, взаимодействующий с выключателем, отличающееся тем, что, с целью повышения надежности контроля, оно выполнено с корпусом, имеющем направляющие, а привод выполнен в виде взаимодействующей с канатом рессоры, один конец которой жестко прикреплен к скобе, второй расположен в одной из направляющих с возможностью свободного перемещения, при этом свободный конец рессоры снабжен постоянным магнитом, а днище корпуса — магнитоуправляемым контактом, взаимодействующим с постоянным магнитом.

Источники информации, принятые во внимание при экспертизе
1. Ерофеев Н. И. Предохранительные и сигнализационные устройства кранов. М., «Машиностроение», 1970, с. 70 (прототип).



Редактор Л. Повхан
Заказ 10878/38

Составитель В. Кокорев
Техред А. Бойкас
Тираж 932

Корректор Н. Стец
Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета СССР
по делам изобретений и открытий
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб. д. 4/5
Филиал ППП «Патент», г. Ужгород, ул. Проектная, 4



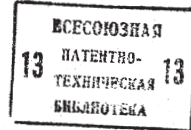
СОЮЗ СОВЕТСКИХ
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ
РЕСПУБЛИК

(19) **SU** (11) **1011483 A**

з (5) В 66 В 5/12

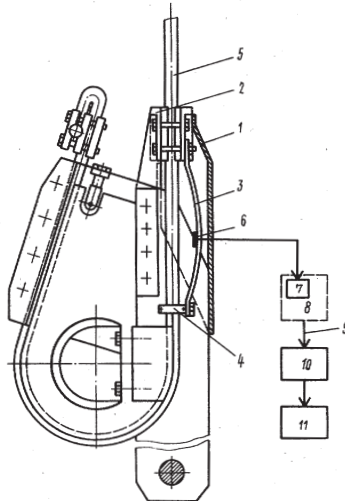
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ



- (21) 3357997/29-11
- (22) 23.11.81
- (46) 15.04.83. Бюл. № 14
- (72) И. Н. Латыпов, М. М. Шамсутдинов
и В. А. Тамаркин
- (71) Фрунзенский политехнический инсти-
тут
- (53) 621.876(088.8)
- (56) 1. Авторское свидетельство СССР
№ 647221, кл. В 66 В 5/12, 1976 (прототип).
- (54) (57) УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОНТРОЛЯ
НАТЯЖЕНИЯ ТЯГОВОГО ОРГАНА ПОДЪ-
ЕМНОЙ УСТАНОВКИ, содержащее коуш,

к которому жестко прикреплен канат, дат-
чик усилий, выход которого соединен с
модулятором передатчика, выход которого
через линию связи подключен к приемнику,
соединяющему передатчик с исполнитель-
ным механизмом тормоза, отличающееся
тем, что, с целью повышения точности кон-
троля, оно снабжено упругой пластиной,
один конец которой жестко прикреплен к
коушу, а другой — к канату вблизи места
жесткого соединения каната с коушем, при-
чем упомянутый датчик усилий закреплен
на этой упругой пластине.



(19) **SU** (11) **1011483 A**

Изобретение относится к подъемно-транспортному машиностроению, в частности к устройствам для контроля натяжения тягового органа подъемной установки.

Известно устройство для контроля натяжения каната подъемной установки, содержащее коуш, к которому жестко прикреплен канат, датчик усилий, выход которого соединен с модулятором передатчика, выход которого через линию связи соединен с приемником, соединяющим последний с исполнительным механизмом тормоза [1].

Недостатком известного устройства является низкая точность контроля, так как оба кронштейна датчика жестко прикреплены к канату выше жимков прицепного устройства, что вызывает ложные срабатывания.

Цель изобретения — повышение точности контроля.

Поставленная цель достигается тем, что устройство для контроля натяжения каната подъемной установки, содержащее коуш, к которому жестко прикреплен канат, датчик усилий, выход которого соединен с модулятором передатчика, выход которого через линию связи подключен к приемнику, соединяющему передатчик с исполнительным механизмом тормоза, снабжено упругой пластиной, один конец которой жестко прикреплен к коушу, а другой — к канату вблизи места жесткого соединения каната с коушем, причем упомянутый датчик усилий закреплен на этой упругой пластине.

На чертеже показано предложенное устройство.

Устройство контроля натяжения тягового органа подъемной установки содержит корпус 1, который жестко соединен с коушем 2 и к которому одним концом жестко прикреплена упругая пластина 3, выполняющая роль привода датчика, а другим концом жестко закреплена через кронштейн 4 к участку каната, находящемуся в непосредственной близости от места соединения коуша 2 и каната 5. Крепление упругой пластины 3 к канату производится с предварительной изгибной деформацией. На упругой пластине 3 установлен датчик усилий 6, в качестве которого использован тензометрический датчик. Выход последнего соединен с модулятором 7 передатчика 8, соединенного посредством линии связи 9 с приемником 10, выход которого соединен с исполнительным реле 11, контакты которого введены в цепь предохранительного тормоза подъемной установки (не показан).

Устройство работает следующим образом.

В нормальном режиме работы подъемной установки канат натянут. Расстояние между коушем 2 и кронштейном 4 уменьшается за счет вытяжки каната 5, следовательно упругая пластина 3, имеющая предварительную изгибную деформацию, дополнительно изгибается, и уровень сигнала от тензодатчика 6, соответствующий нормальному режиму натяжения каната, поступает на вход модулятора 7 передатчика 8. Сигнал, преобразованный в передатчике 8, поступает в линию связи 9 и далее — на вход приемника 10, выход которого подключен к исполнительному реле 11, настроенного на данный уровень сигнала.

В момент зависания сосуда образуются ослабление натяжения каната у прицепного устройства. При этом упругая пластина 3 выпрямляется, так как расстояние между коушем 2 и кронштейном 4 увеличивается. Датчик 6 реагирует на деформацию упругой пластины 3 и изменяет уровень сигнала, что приводит к срыву модуляции. Передатчик 8 выдает на вход линии связи 9 только несущую частоту, которая принимается на вход приемника 10, аварийный сигнал преобразуется в нем и поступает на вход исполнительного реле 11, которое включается, так как оно настроено на нормальный уровень сигнала, и его контакты размыкают цепь предохранительного тормоза подъемной установки.

Таким образом, устройство для контроля натяжения тягового органа позволяет более точно зафиксировать возникновение напуска каната, поскольку введено непосредственно в коуш, где производится контроль лишь продольной растягивающей нагрузки, и освобождено от влияния поперечных колебаний каната в режиме нормальной эксплуатации подъемной установки. Кроме того, уменьшена возможность ложных срабатываний устройства защиты в целом.

Редактор Н. Швыдка
Заказ 2661/22

Составитель Л. Лапенко
Техред И. Верес
Тираж 859

Корректор В. Бутга
Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета СССР
по делам изобретений и открытий
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., д. 4/5
Филиал ППП «Патент», г. Ужгород, ул. Проектная, 4

КЫРГЫЗСКАЯ РЕСПУБЛИКА



КЫРГЫЗПАТЕНТ

ПАТЕНТ

№ 1788

Название изобретения: *Устройство для перемещения по стальному канату*

Патентовладелец, страна: *Кыргызско - Российский Славянский университет (KG)*

Автор (авторы): *Нифадыев В.И., Шамсутдинов М.М., Степанов С.Г., Корнеев Н.В. (KG)*

Заявка № *20140115.1*

Приоритет изобретения *22 сентября 2014 года*

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений
Кыргызской Республики *30 сентября 2015 года*

ПАТЕНТ ПОД ОТВЕТСТВЕННОСТЬ ЗАЯВИТЕЛЯ (ВЛАДЕЛЬЦА) на данное изобретение удостоверяет исключительное право патентоладельца на владение, использование, а также запрещение использования другими лицами на территории Кыргызской Республики

КЫРГЫЗ РЕСПУБЛИКАСЫ



КЫРГЫЗПАТЕНТ

ПАТЕНТ

№ 1788

Ойлоп табуунун аталышы: *Болот аркан боюнча өтүү үчүн түзүлүш*

Патент ээси, өлкөсү: *Кыргыз-Орус Славян университети (KG)*

Автору (авторлору): *Нифадьев В.И., Шамсутдинов М.М., Степанов С.Г.,
Корнеев Н.В. (KG)*

Эйрелүү талап № *20140115.1 КЫЗПАТЕНТ*

Ойлоп табуунун приоритети *22-сентябрь 2014-жылы*

Кыргыз Республикасынын ойлоп табуулар Мамлекеттик реестринде катталган
2015-жылдын 30-сентябрында

Ушул ойлоп табууга берилген ӨТҮНМӨ ЭЭСИ (ПАТЕНТ ЭЭСИ) ЖООПКЕР
БОЛГОН ПАТЕНТ. Кыргыз Республикасынын аймагында ойлоп табууга
ээлик кылууга, аны пайдаланууга, тескөөгө, ошондой эле аны башка
сизилердин пайдалануусуна тыюу салууга патент ээсинин өлгөчө
укугуна ырастайт.

Торуга

М. Абдыллабек уулу





(19) **KG** (11) **1788** (13) **C1** (46) **30.10.2015**

(51) **F16H 25/22** (2015.01)

ГОСУДАРСТВЕННАЯ СЛУЖБА ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ
И ИННОВАЦИЙ ПРИ ПРАВИТЕЛЬСТВЕ КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

к патенту Кыргызской Республики под ответственность заявителя

(21) 20140115.1

(22) 22.09.2014

(46) 30.10.2015. Бюл. № 10

(71) (73) Кыргызско - Российский Славянский университет (KG)

(72) Нифадьев В. И., Шамсутдинов М. М.,

Степанов С. Г., Корнеев Н. В. (KG)

(56) А. с. SU № 1516683, А1, F16H 25/22, 1989

(54) **Устройство для перемещения**

по стальному канату

(57) Изобретение относится к области машиностроения и может быть использовано в качестве механизма для преобразования вращательного движения в поступательное, а так же может применяться в устройствах экстренной эвакуации, в энергетике - на линиях электропередачи.

Задача изобретения - повышение надежности устройства в работе и сроков эксплуатации.

Задача решается тем, что устройство перемещения по стальному канату, включающее винт в виде стального каната, сепаратор в виде втулки с отверстиями, шарики, размещенные в отверстиях сепаратора и установленные на канате между его прядями, корпус, связанный с сепаратором, дополнительно снабжено упругими элементами, установленными в отверстиях сепаратора, и вкладышами, размещенными в упругих элементах, при этом шарики установлены во вкладышах с возможностью вращения.

1 н. п. ф., 1 фиг.

(19) **KG** (11) **1788** (13) **C1** (46) **30.10.2015**

3

Изобретение относится к области машиностроения и может быть использовано в качестве механизма для преобразования вращательного движения в поступательное, а также может применяться в устройствах экстренной эвакуации, в энергетике на линиях электропередачи.

Известен шариковый винтовой механизм (а. с. SU № 1116251, А, F16H 25/22, 1984), содержащий винт и гайку с винтовой нарезкой на них, сепаратор с выполненными в нем гнездами, шарики, установленные в гнездах сепаратора и размещенные в винтовых нарезках винта и гайки.

Недостатками известного механизма являются невысокая надежность в работе и сниженные сроки эксплуатации за счет повышенного износа винта, шариков и гайки при поперечной деформации - изгибе - винта. Повышение износа обусловлено увеличением усилия прижима шариков к рабочим поверхностям резьбовых нарезок винта и гайки, что приводит к возрастанию трения между шариками и рабочими поверхностями резьбовых нарезок и, соответственно, к ускоренному износу винта, шариков и гайки.

Невысокая надежность в работе обусловлена также вероятностью заклинивания гайки при изгибе винта, т. к. при этом возможен жесткий зажим шариков между рабочими поверхностями резьбовых нарезок винта и гайки, что приводит к отказу механизма в работе.

Кроме этого, невысокая надежность в работе обусловлена вероятностью разрушения сепаратора при изгибе винта, т. к. в этом случае увеличивается давление на шарики со стороны винта, под воздействием которого шарики стремятся сместиться («выдавливается») по винтовой нарезке в стороны от изгиба, при этом, шарики растягивают (нагружают), за счет установки в гнездах, сепаратор, что может привести к его разрушению (разрыву) в местах расположения гнезд, и обуславливает, соответственно, отказ механизма в работе.

За прототип выбран шариковинтовой механизм (а. с. SU № 1516683, А1, F16H 25/22, 1989), включающий ходовой винт с винтовой нарезкой на нем, сепаратор со сквозными отверстиями в его стенках, шарики, расположенные в отверстиях сепаратора и размещен-

4

ные в винтовой нарезке винта, наружную обойму, установленную на сепараторе.

Недостатки известного шариковинтового механизма заключаются в невысокой надежности в работе и сниженных сроках эксплуатации за счет повышенного износа ходового винта, шариков, сепаратора и наружной обоймы при изгибе ходового винта. Повышенный износ обусловлен возрастанием усилия прижатия шариков к стенкам винтовой нарезки ходового винта, отверстий сепаратора и наружной обоймы, что приводит к возрастанию трения между поверхностями шариков и стенок, и, соответственно, к ускорению износа поверхностей.

Кроме этого, невысокая надежность в работе обусловлена вероятностью заклинивания сепаратора при изгибе ходового винта, т. к. при изгибе возможен жесткий зажим шариков в отверстиях сепаратора за счет их прижатия к стенкам винтовой нарезки, отверстий сепаратора и наружной обоймы, что приводит к отказу механизма в работе.

Задача изобретения - повышение надежности устройства в работе и сроков эксплуатации.

Поставленная задача решается тем, что устройство перемещения по стальному канату, включающее винт в виде стального каната, сепаратор в виде втулки с отверстиями, шарики, размещенные в отверстиях сепаратора и установленные на канате между его прядями, корпус, связанный с сепаратором, дополнительно снабжено упругими элементами, установленными в отверстиях сепаратора, и вкладышами, размещенными в упругих элементах, при этом шарики установлены во вкладышах с возможностью вращения.

Снабжение устройства упругими элементами, установленными в отверстиях сепаратора, вкладышами, размещенными в упругих элементах, и установка шариков во вкладышах с возможностью вращения позволяет повысить надежность устройства в работе и сроки его эксплуатации.

Установкой упругих элементов в отверстиях сепаратора и размещением вкладышей в упругих элементах обеспечивается рабочее положение шариков - в канавках между прядями каната - в случае продольной (при растяжении, сжатии) и поперечной (при изгибе) деформациях каната, возможных при его экс-

5

плутации. Шарик сохраняет рабочее положение за счет деформации упругих элементов, посредством которой компенсируется смещение прядей каната при его растяжении, сжатии или изгибе, а именно: шарик, скользя во вкладышах и катясь по канату в канавках между прядями, накатываются на смещенные пряди деформированных участков каната и, меняя направление по смещенным прядям, продолжают катиться между ними, поджимая вкладышами упругие элементы. Поджим упругих элементов происходит в ту же сторону, в какую смещены пряди деформированных участков, чем обеспечивается качение шариков между смещенными прядями и снижение усилия прижима шариков к прядям, что позволяет уменьшить износ поверхностей прядей, шариков и вкладышей, а так же снизить вероятность жесткого зажима шариков и, соответственно, снизить вероятность заклинивания сепаратора, чем обуславливается повышение надежности устройства в работе и сроков его эксплуатации.

Устройство перемещения по стальному канату иллюстрируется чертежом, где на фиг. 1 представлен продольный разрез.

Устройство перемещения по стальному канату включает стальной канат 1, сепаратор 2 с выполненными в нем отверстиями, в которых установлены упругие элементы 3, вкладыши 4, размещенные в упругих элементах 3, шарик 5, подвижно установленные во вкладышах 4, корпус 6, размещенный на сепараторе 2 через радиально-упорные подшипники 7, при этом шарик 5 установлен в канавках (между прядями) каната 1. Подшипники 7 поджаты к сепаратору 2 и корпусу 6 крышками 8 и 9. На корпусе 6 закреплен привод (на

6

фигуре не показан), связанный с сепаратором 2, и размещен груз (на фигуре не показан).

Устройство перемещения по стальному канату работает следующим образом. Включается привод (на чертеже не показан), от которого вращается сепаратор 2, приводящий в движение шарик 5 через упругие элементы 3 и вкладыши 4, и шарик 5, скользя во вкладышах 4, катятся в канавках каната 1, перемещая сепаратор 2 вдоль каната 1. Вместе с сепаратором 2 перемещается корпус 6, при этом последний перемещается поступательно вдоль каната 1 посредством вращения сепаратора 2 в подшипниках 7 относительно корпуса 6. Вращается сепаратор 2 относительно корпуса 6 за счет размещенного на корпусе 6 груза, который не позволяет ему вращаться (вместе с сепаратором 2) вокруг каната 1, чем обеспечивается устойчивое поступательное перемещение корпуса 6. Поджим крышками 8, 9 подшипников 7 к сепаратору 2 и корпусу 6 повышает прочность соединения и тем самым надежность работы подшипников 7.

В случае смещения прядей каната 1 на его деформированных участках качение шариков 5 в канавках между смещенными прядями обеспечивается упругими элементами 3, а именно: шарик 5 накатывается на смещенные пряди и, продолжая катиться, сдвигаются на величину смещения за счет деформации упругих элементов 3 через вкладыши 4, чем обеспечивается возможность вращения сепаратора 2 и, соответственно, поступательного перемещения корпуса 6.

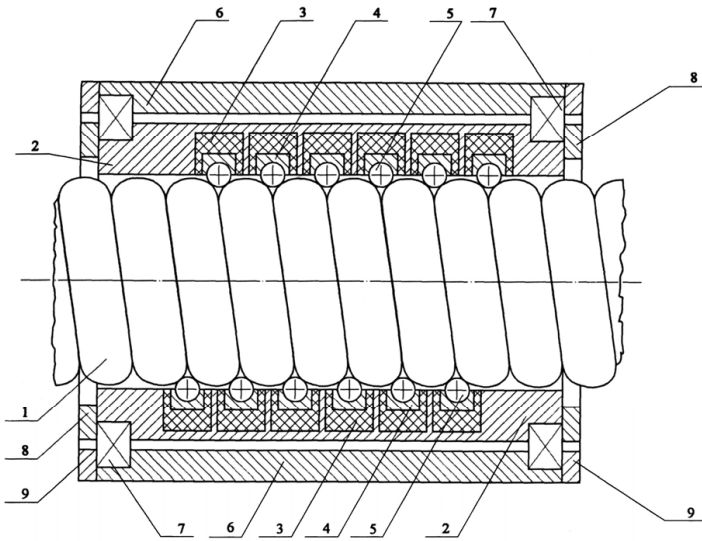
Таким образом, применение устройства перемещения по стальному канату предлагаемой конструкции позволит повысить надежность в работе и сроки эксплуатации.

Формула изобретения

Устройство перемещения по стальному канату, включающее винт в виде стального каната, сепаратор в виде втулки с отверстиями, шарик, размещенные в отверстиях сепаратора и установленные на канате между его прядями, корпус, связанный с сепаратором, о

т л и ч а ю щ е с я тем, что снабжено упругими элементами, установленными в отверстиях сепаратора, и вкладышами, размещенными в упругих элементах, при этом шарик установлен во вкладышах с возможностью вращения.

Устройство для перемещения по стальному канату



Фиг. 1

Выпущено отделом подготовки материалов

Государственная служба интеллектуальной собственности и инноваций при Правительстве Кыргызской Республики,
720021, г. Бишкек, ул. Московская, 62, тел.: (312) 68 08 19, 68 16 41; факс: (312) 68 17 03



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ
ПРИ ГНТ СССР

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

- (21) 4604354/31-11
(22) 10.11.88
(46) 23.09.90. Бюл. № 35
(71) Фрунзенский политехнический институт
(72) А. В. Чечин, М. М. Шамсутдинов,
А. В. Прахов, С. Н. Цибульский,
В. М. Салеев и Э. Г. Нурмухамедов
(53) 621.876(088.8)
(56) Авторское свидетельство СССР
№ 948826, кл. В 66 В 5/12, 1979.
(54) УСТРОЙСТВО ДЛЯ ЗАЩИТЫ
ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ ОТ НАПУС-
КА КАНАТА
(57) Изобретение относится к шахтным
подъемным машинам и предназначено для
аварийного торможения каната при зависа-
нии подъемного сосуда в любой точке ствола.

Изобретение относится к шахтным подъемным машинам и предназначено для аварийного торможения каната при зависании подъемного сосуда в любой точке ствола.

Цель изобретения — повышение надежности путем снижения динамических нагрузок на канат.

На фиг. 1 изображено предлагаемое устройство, общий вид; на фиг. 2 — тормозной башмак, общий вид.

Устройство содержит датчик 1 напуска каната 2, огибающего шкив 3, закрепленный на раме 4 копра. Сигнал об аварии поступает с датчика 1 на блок управления, включающий в себя электромагнит 5 и шарнирно-рычажную систему, которая содержит приводную тягу 6, двуплечий рычаг 7 и шток 8. Тормозной башмак 9 шарнирно закреплен на концах штока 8 и упругого элемента 10. Другой конец упругого элемента закреплен на раме 4 копра. В тормоз-

ной башмаке выполнен конусно-сходящийся вырез 11 в направлении движения каната. Устройство содержит датчик напуска каната, сигнал которого поступает на блок управления, включающий в себя электромагнит и шарнирно-рычажную систему, кинематически связанную с тормозным башмаком. Тормозной башмак установлен на конце упругого элемента с возможностью одновременного фрикционного взаимодействия с поверхностями шкива и каната. При поступлении аварийного сигнала на блок управления под действием упругого элемента тормозной башмак опускается, что приводит к попаданию каната в конический вырез башмака и одновременному фрикционному взаимодействию с поверхностями шкива и каната. 2 ил.

ном башмаке выполнен конусно-сходящийся вырез 11 в направлении движения каната.

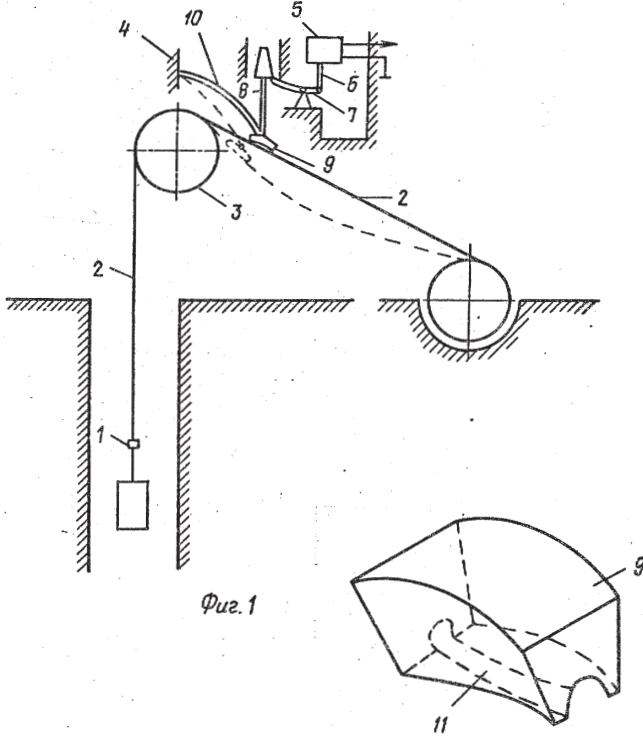
Устройство работает следующим образом. При поступлении аварийного сигнала от датчика 1 на блок управления, электромагнит перемещает левое плечо двуплечего рычага 7 вниз. При этом шток 8, на конце которого закреплен тормозной башмак, также перемещается вниз под действием упругого элемента 10, что приводит к попаданию каната в конический вырез башмака, и создает постепенно нарастающую силу трения. Кроме того, тормозной башмак наружной фрикционной поверхностью взаимодействует с поверхностью шкива. Поджатие каната 2 упругим элементом 10 увеличивает угол огибания шкива 3 канатом 2, что обеспечивает увеличение тормозного усилия каната 2 на шкив 3.

Формула изобретения

Устройство для защиты подъемной установки от напуска каната, содержащее дат

чик напуска каната, огибающего шкив, и включенный в электрическую цепь блока управления предохранительным тормозом. *отличающееся* тем, что, с целью повышения надежности путем снижения динамических нагрузок на канат, предохранительный тормоз включает в себя упругий элемент и тормозной башмак с выполненным в нем конусно-сходящимся в направлении движения каната вырезом, закрепленный на кон-

це упругого элемента, блок управления включает в себя электромагнит и шарнирно-рычажную систему, кинематически связанную с тормозным башмаком, при этом тормозной башмак установлен с возможностью одновременного фрикционного взаимодействия своей наружной поверхностью и поверхностью выреза с поверхностями шкива и каната соответственно.



Фиг. 1

Фиг. 2

Редактор Г. Гербер
Заказ 2808
ВНИИПИ Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., д. 4/5
Производственно-издательский комбинат «Патент», г. Ужгород, ул. Гагарина, 101

Составитель Л. Борисова
Техред А. Кравчук
Тираж 602

Корректор О. Ципле
Подписное

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Балянов А.П., Алексеев И.А.* Влияние износа жестких проводников на застревание подъемного сосуда в стволе // 1 Всес. Семинар «Проблемы разработки полезных ископаемых в условиях высокогорья»: тез. докл. – Фрунзе, 1987. – С. 144–145.
2. *Бежок В.Р., Дворников В.И., Манец И.Г., Пристром В.А.* / общ. ред. Б.А. Грядущий, В.А. Корсун. – Донецк: ООО «Юго-Восток, Лтд», 2007. – 624 с.
3. *Белоцерковский А.А.* и др. Использование магнитной записи на канате для управления многоканатными подъемными установками // Механизация и автоматизация производства. – 1971. – № 6. – С. 25–28.
4. *Бизин И.В., Шупов В.П., Пащенко Ю.А.* Бесконтактное устройство контроля местоположения шахтного подъемного сосуда // Горный журнал. – 1968. – № 6. – С. 59–61.
5. *Гаркуша Н.Г., Дворников В.И., Курilenко В.К.* Определение горизонтальных нагрузок на жесткую армировку вертикальных шахтных стволов // Шахтное строительство. – 1968. – № 8. – С. 16–18.
6. *Бежок В.Р., Калинин В.Г., Чайка Б.Н.* Аппаратура защиты и блокировки шахтных подъемных установок. – М.: Недра, 1970.
7. *Герман А.П., Шклярский Ф.Н.* Рудничные подъемные установки. – М.: Углетехиздат, 1953.
8. *Головинский О.И.* Средства и системы управления рудничными подъемными установками: Обзор // Механизация и автоматизация производственных процессов. – М., 1972. – 40 с.
9. *Глушко М.Ф., Хоанг Ван Хоанг.* К изгибу несущих канатов. Детали машин и подъемно-транспортные машины // Техника. – 1967. – № 6.
10. *Давыдов Б.Л.* Расчет и конструирование шахтных подъемных машин. – М.: Углетехиздат, 1949. – 299 с.

11. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и рассыпных месторождений подземным способом. – М.: Недра, 1977. – 233 с.
12. *Католиков В.Е., Динкель А.Д., Седунин А.М.* Тиристорный электропривод с реверсом возбуждения двигателя рудничного подъема – М.: Недра, 1990. – 382 с.
13. *Латыпов И.Н., Пахомов П.И., Шамсутдинов М.М.* и др. Аппаратура АПИК-2 для контроля напуска в стволе шахты // Цветная металлургия. – 1982. – № 9. – С. 45–47.
14. *Латыпов И.Н.* Шахтные подъемные установки (безопасность эксплуатации). – Уфа: Гилем, 2005. – 360 с.
15. *Найденко И.С., Белый В.Д.* Шахтные многоканатные подъемные установки. – М.: Недра, 1979. – 391 с.
16. *Латыпов И.Н., Борохович А.И.* Организация контроля и защиты от напуска каната на рудничных подъемных установках. – Свердловск, 1984.
17. *Манец И.Г., Грядущий Б.А., Левит В.В.* Техническое обслуживание и ремонт шахтных стволов. – Донецк: ООО «Юго-Восток, Лтд», 2008. – 596 с.
18. *Носырев Б.А., Кубарев С.М.* Подъемные установки: учебное пособие. – Свердловск: Изд-во СГИ, 1986. – 84 с.
19. *Носырев Б.А., Пахомов П.И.* Цифро-аналоговая система управления электроприводом подъемной установки в функции местоположения сосуда в стволе // I Всесоюзный семинар «Проблемы разработки полезных ископаемых в условиях высокогорья»: тез. докл. – Фрунзе, 1987. – С. 143–144.
20. *Попов Ю.В., Тимухин С.А.* О прогнозе этапов структурного кризиса комплексов шахтных подъемных установок // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – № 11. – С. 10–12
21. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. – М.: Недра, 1976. – 511 с.
22. *Пахомов П.И., Фролов А.В.* Методы и средства контроля и защиты рудничных подъемов от аварий. – Бишкек: Изд-во КРСУ, 2004. – 171 с.
23. *Смелянец С.Г.* Исследования возможности применения различных датчиков в приборах защиты проходческих канатов от

- перенатяжения и ослабления // Тр. ВНИИОМШС. – Вып. 19. – 1970.
24. *Трифанов Г.Д.* Поперечные колебания струны каната подъемной установки при предохранительном торможении // Известия вузов. Горный журнал. – 1984. – № 2. – С. 74–77.
 25. *Трифанов Г.Д., Князев А.А., Трифанов М.Г.* Аппаратура контроля натяжения канатов шахтной подъемной установки «Туллым» // Горное оборудование и электромеханика. – 2012. – № 11. – С. 39–40.
 26. *Федоров М.М.* Накладка монтируемых подъемных машин. – М.: Недра, 1970. – 360 с.
 27. *Флоринский Ф.В.* Динамика шахтного подъемного каната. – М.: Углетехиздат, 1955. – 238 с.
 28. *Шамсутдинов М.М.* Исследование влияния натяжения каната на условия эффективной и безопасной эксплуатации подъемна: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Свердловск, 1985.

Марат Мубарьякшаевич Шамсутдинов

РУДНИЧНЫЕ
ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ
(БЕЗОПАСНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ)

Учебник

Редактор *О.А. Матвеева*
Компьютерная верстка *М.Р. Фазлыевой*

Подписано в печать 27.07.2019.
Формат 60×84 ¹/₁₆. Офсетная печать.
Объем 19,5 п.л. Тираж 100 экз. Заказ 46.

Издательство КРСУ
720000, г. Бишкек, ул. Киевская, 44

Отпечатано в типографии КРСУ
720048, г. Бишкек, ул. Анкара, 2а

