

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»

На правах рукописи

КУСКИЛЬДИН РАФИС БУРИБАЕВИЧ

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА КАНАТ
ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ
НА ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВКАХ

Специальность 05.05.06 – Горные машины

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
д.т.н., профессор
Александров Виктор Иванович

Санкт-Петербург -2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1 АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ И СПОСОБОВ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ.....	12
1.1 Динамика подъемной установки.....	12
1.1.1 Динамика подъемной установки без учета упругости звеньев..	12
1.1.2 Динамика подъемной установки с учетом упругости каната...	13
1.1.3 Динамика подъемной установки с учетом собственного веса канатов и их вязкости.....	17
1.2 Способы снижения динамических нагрузок на канат при осуществлении предохранительного торможения.....	21
1.2.1 Основные этапы протекания предохранительного торможения на шахтных подъемных установках и предъявляемые к ним требования.....	21
1.2.2 Основные способы осуществления предохранительного торможения применяемые в шахтных подъемных установках.....	23
1.2.3 Предлагаемые способы снижения динамических нагрузок на канат во время предохранительного торможения.....	28
1.3 Цели и задачи исследования.....	32
ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВОЗДЕЙСТВИЯ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ПРОЦЕСС ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ.....	34
2.1 Методика теоретического исследования предохранительного торможения.....	34
2.2 Влияние сил естественного сопротивления на величину максимального усилия в канате в процессе предохранительного торможения.....	35
2.3 Оценка естественной величины сопротивления движению подъемного сосуда.....	43

2.4 Оценка величины снижения динамических колебаний за счет вязкости стального каната и сил естественного сопротивления.....	46
2.5 Снижение динамических нагрузок в случае резкого приложения тормозного усилия с помощью подтормаживания сосуда с грузом на одноконцевой подъемной установке.....	48
2.6 Снижение динамических нагрузок в случае резкого приложения тормозного усилия с помощью подтормаживания сосуда с грузом на двухконцевой подъемной установке.....	56
2.7 Выводы по результатам теоретического исследования.....	59
ГЛАВА 3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ С УЧЕТОМ ВЕСА КАНАТА И ЭКСПОНЕНЦИАЛЬНОГО ПРИЛОЖЕНИЯ ТОРМОЗНОГО УСИЛИЯ.....	60
3.1 Выбор математической модели для анализа предохранительного торможения с учетом веса каната.....	60
3.2 Моделирование предохранительного торможения одноконцевой шахтной подъемной установки с подтормаживанием сосуда.....	63
3.3 Моделирование предохранительного торможения двухконцевой шахтной подъемной установки с подтормаживанием сосуда.....	66
3.4 Предохранительное торможение на подъемных машинах с канатоведущим шкивом трения.....	69
3.5 Выводы по результатам моделирования предохранительного торможения с учетом веса канатов и реальных тормозных характеристик.....	75
ГЛАВА 4 ТЕХНИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ПОДТОРМАЖИВАНИЯ СОСУДА ВО ВРЕМЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ.....	77
4.1 Управление предохранительным торможением шахтной подъемной установки с подтормаживанием сосуда с грузом.....	77
4.2 Исполнительный тормозной механизм.....	79

4.3 Ориентировочный расчет тормозной системы.....	83
4.4 Оценка нагрузки на армировку шахтного ствола во время подтормаживания сосуда с грузом.....	84
4.5 Основные рекомендации по технической реализации подтормаживания сосудов в процессе предохранительного торможения.....	87
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	88
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	89

Введение

Актуальность темы исследования. Основным несущим и наиболее подверженным износу элементом шахтной подъемной установки является стальной канат.

Главным неудобством, связанным с использованием стального каната является то, что при возникновении дефектов на каком-либо его участке, замене подлежит весь канат.

Выход из строя каната раньше установленного срока увеличивает эксплуатационные затраты предприятия. Если же происходит обрыв каната, то возникают дополнительные простои, связанные с ремонтом стволового хозяйства.

На 5-й Международной конференции в г. Одессе, организованной Международной Ассоциацией Исследователей Стальных канатов (МАИСК), в работе которой приняли участие представители 36 предприятий и институтов Украины, России, Казахстана, Молдовы и Германии было доложено, что зарубежные канаты служат в среднем по 3,5 – 6 лет [44]. В то же время в нашей стране ресурс каната составляет для одноканатных подъемных установок около 1 года.

Повышение долговечности стальных канатов идет двумя путями:

- 1) изменение свойств каната (применение новых материалов, совершенствование конструкции каната, изменения в технологии изготовления каната и т. д.);
- 2) изменение условий эксплуатации стального каната (снижение динамических нагрузок, обслуживание каната и т.д.).

Динамические нагрузки, возникающие в рабочем режиме работы шахтной подъемной установки, являются незначительными, однако они постепенно приводят к «старению» каната. Наиболее опасные динамические нагрузки возникают в процессе предохранительного торможения, необходимость которого

возникает вследствие различных отклонений в работе подъемной установки (застревание порожнего скипа или противовеса в стволе, срабатывание ограничителя скорости, срабатывание различных защит и блокировок).

Влияние динамических нагрузок на канат во время предохранительного торможения опасно по двум причинам:

- 1) перегрузки, действующие на канат во время предохранительного торможения, могут привести к его обрыву или потери работоспособности;
- 2) частое осуществление предохранительного торможения является причиной повышенного усталостного износа стальных канатов.

Результаты исследований МакНИИ свидетельствуют о снижении агрегатной прочности шахтных подъемных канатов в 2,4...2,8 раза в пределах допустимых значений потери сечения металла вследствие коррозионного износа и механического истирания проволок каната [7]. При этом динамические нагрузки во время предохранительного торможения становятся соизмеримой с прочностью изношенного каната.

Оценка влияния случаев предохранительного торможения на долговечность стальных канатов приведена в работе Г.Д. Трифанова [88]. Там говорится о том, что случаи предохранительного торможения, возникающие в процессе работы шахтной подъемной установки, приводят к снижению срока службы канатов до 30%.

Исходя из этого, можно сделать вывод о том, что снижение динамических нагрузок при предохранительном торможении с целью повышения долговечности канатов является актуальной задачей.

Степень изученности проблемы. Проблема снижения динамических нагрузок на канат активно изучается с момента начала применения электрического привода для шахтных подъемных установок.

Колебания подъемных сосудов связаны с упругими свойствами головных канатов и возникают при любом изменении тягового усилия в канате (включение

и отключение двигателя, отключение очередной ступени роторных сопротивлений во время разгона машины, появление тормозного усилия).

Теоретические основы шахтных подъемных установок были заложены в работах М.М. Федорова и А.П. Германа. Развитие теории шахтного подъема получило в трудах А.С. Ильичева, Г.М. Еланчика, Ф.Н. Шклярского, Н.Г. Картавого, З.М. Федоровой, В.Б. Уманского.

Основоположником динамического подхода к теории расчета подъемных канатов в нашей стране является акад. А.Н. Динник. Он независимо от некоторых иностранных ученых (А. Ляв, Дж. Перри, И. Ричардсон) наиболее полно решил задачу о динамических напряжениях в канатах постоянной длины и сечения возникающих при внезапной остановке верхнего конца каната [74]. А.Н. Динником выполнено большое число экспериментальных и теоретических исследований прочности, долговечности, упругости каната.

Значительный вклад в исследования динамики шахтного подъемного каната привнесли работы А.Ш.Локшина, Н.П.Неронова, Ф.В. Флоринского, Г.Н. Савина.

В самом начале проволочный подъемный канат рассматривался как упругая нить. Затем в работах Ф.В. Флоринского рассматривается упруго-вязкая нить с учетом внутренних сил сопротивления каната [26].

Задача динамики нити переменной длины впервые четко и с достаточной строгостью сформулирована Н.П.Нероновым [71].

Г.Н. Савиным рассмотрены различные методы расчета канатов для шахтного подъема и приведены расчеты по выбору наибольшей допустимой величины замедления в режимах предохранительного торможения при подъеме и спуске груза [71].

Первое исследование подъемной установки как многомассовой механической системы с упругими звеньями было выполнено А.Н. Голубенцевым на примере однобарабанной и двухбарабанной подъемных машин, описываемых системой из пяти или шести дифференциальных уравнений, исследование которых представляло значительные трудности с точки зрения математики [71].

Изучению вопросов динамики шахтного подъема при управлении двигателем постоянного тока и при торможении посвящены работы профессоров В.М.Чермалых и Е.С.Траубе [17].

Также вопросам снижения динамических нагрузок и безопасности работы шахтных подъемных установок посвящены работы А.Г.Степанова, М.В.Корнякова, И.Н. Латыпова, Г.Д. Трифанова.

С целью снижения динамических нагрузок на канат на данном этапе предлагается осуществлять управляемое предохранительное торможение, которое реализует выбор величины тормозного усилия в зависимости от вида выполняемой операции (спуск – подъем груза), от местонахождения сосуда в стволе, от причины подачи сигнала на торможение [80].

В работе А.Г. Степанова «Динамика шахтных подъемных установок» [81] рассмотрены основные известные способы снижения динамических нагрузок на канат.

В настоящее время не исследована возможность снижения динамических нагрузок на канат при предохранительном торможении за счет собственного тормозного усилия подъемного сосуда.

Такой подход позволит значительно снизить динамические нагрузки на канат при осуществлении экстренного торможения, уменьшить величину напуска каната, а также уменьшить длину тормозного пути при опасности переподъема сосуда, снизить вероятность скольжения канатов у подъемных установок с канатоведущим шкивом трения в режиме спуска груза.

Цель работы - разработка и обоснование способа снижения динамических нагрузок в канатной системе шахтных подъемных установок при осуществлении предохранительного торможения.

Идея работы заключается в том, что снижение динамических нагрузок на канат в процессе предохранительного торможения обеспечивается путем создания подтормаживающего усилия на сосуде при работе шахтной подъемной установки в режиме подъема груза.

Основные задачи исследования:

1. Теоретический анализ воздействия сил сопротивления движению сосуда с грузом на величину динамических нагрузок на канат в процессе предохранительного торможения.

2. Определение рациональной величины тормозного усилия, приложенного к подъемному сосуду для снижения динамических нагрузок на канат для различных шахтных подъемных установок.

3. Математическое моделирование предохранительного торможения с подтормаживанием сосуда с грузом по техническим параметрам действующих шахтных подъемных установок на основе реальных тормозных характеристик, полученных при испытании предохранительного тормоза.

4. Разработка схемы управления и настройки тормозной системы шахтных подъемных установок при осуществлении предохранительного торможения и подтормаживания подъемных сосудов.

Научная новизна диссертационной работы. Снижение динамических нагрузок на канат в процессе предохранительного торможения достигается созданием тормозного усилия на самом подъемном сосуде. В результате исследований подтормаживания сосуда во время предохранительного торможения:

- получены функциональные зависимости динамических нагрузок в канатной системе шахтных подъемных установок от величины подтормаживающей силы, приложенной к подъемному сосуду с грузом при работе в режиме предохранительного торможения;

- разработана математическая модель процесса предохранительного торможения с приложенным к сосуду с грузом подтормаживающего усилия, обеспечивающего снижение динамических нагрузок в канатной системе шахтных подъемных установок;

- разработана принципиальная схема управления тормозной системой шахтных подъемных установок при работе в режиме предохранительного торможения.

Методика исследований. Теоретические результаты получены с использованием методов классической механики и численных методов решения систем дифференциальных уравнений. Математическое моделирование предохранительного торможения с учетом реальных тормозных характеристик шахтной подъемной установки.

Защищаемые положения:

1. При работе шахтной подъемной установки в режиме подъема груза увеличение силы трения, приложенной к подъемному сосуду в момент наложения предохранительного торможения приводит к снижению амплитуды первого максимума усилий в канате после стопорения подъемной машины на трехкратную величину изменения силы трения.

2. Воздействие подтормаживающей силы, равной произведению массы сосуда с грузом на ускорение среднего замедления за вычетом половины ускорения разгона в рабочем цикле, с коэффициентом пропорциональности 0,5–0,67 приводит к снижению усилий в канатной системе шахтных подъемных установок, величина которых не превышает допустимых значений.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций, разработанных в диссертации, подтверждается использованием методов

теоретической механики, сравнением и удовлетворительной сходимостью теоретических результатов с данными численного моделирования на основе технических характеристик действующих шахтных подъемных установок и испытаний предохранительного тормоза.

Теоретическая значимость работы: определено влияние сил сопротивления на первый максимум усилия в канате, возникающий после стопорения подъемной машины; определено выражение для расчета рациональной величины тормозного усилия, приложенного к сосуду, необходимого для устранения динамической перегрузки каната.

Практическая значимость работы:

- методика расчета необходимой и достаточной подтормаживающей силы, приложенной к сосуду с грузом в процессе предохранительного торможения, обеспечивающей снижение динамических нагрузок в канатной системе шахтных подъемных установок до допустимых значений;

- схема управления и настройки тормозной системы шахтных подъемных установок при осуществлении предохранительного торможения и подтормаживания подъемных сосудов.

Личный вклад автора. Поставлена задача исследований, проведен обзор применяемых способов осуществления предохранительного торможения, а также предлагаемых способов снижения динамических нагрузок на канат шахтной подъемной установки, определено влияние сил естественного сопротивления на величину первого максимума усилий в канате после стопорения подъемной машины, определена рациональная величина тормозного усилия, приложенного к сосуду, необходимая для устранения динамических перегрузок каната, сформулированы основные принципы управления и настройки системы предохранительного торможения шахтной подъемной установки с подтормаживанием сосуда в режиме подъема груза.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 4 научные работы в научных журналах и изданиях, в том числе 3 статьи в журналах из перечня ВАК Министерства образования и науки РФ.

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав и заключения, общим объемом 97 страниц печатного текста, содержит 13 таблиц и 28 рисунков, список источников из 105 наименований.

Автор выражает глубокую благодарность научному руководителю проф. Александрову Виктор Ивановичу, а также зав. лабораториями кафедры «Горная электромеханика» Пермского национально исследовательского политехнического университета к.т.н. Чугунову Александру Николаевичу за консультации.

ГЛАВА 1 Анализ динамики шахтной подъемной установки и способов осуществления предохранительного торможения

1.1 Динамика подъемной установки

1.1.1 Динамика подъемной установки без учета упругости звеньев

Подъемную установку без учета упругости звеньев можно рассматривать как одномассовую систему. На рисунке 1.1 представлена схема шахтной подъемной установки с уравновешивающим канатом.

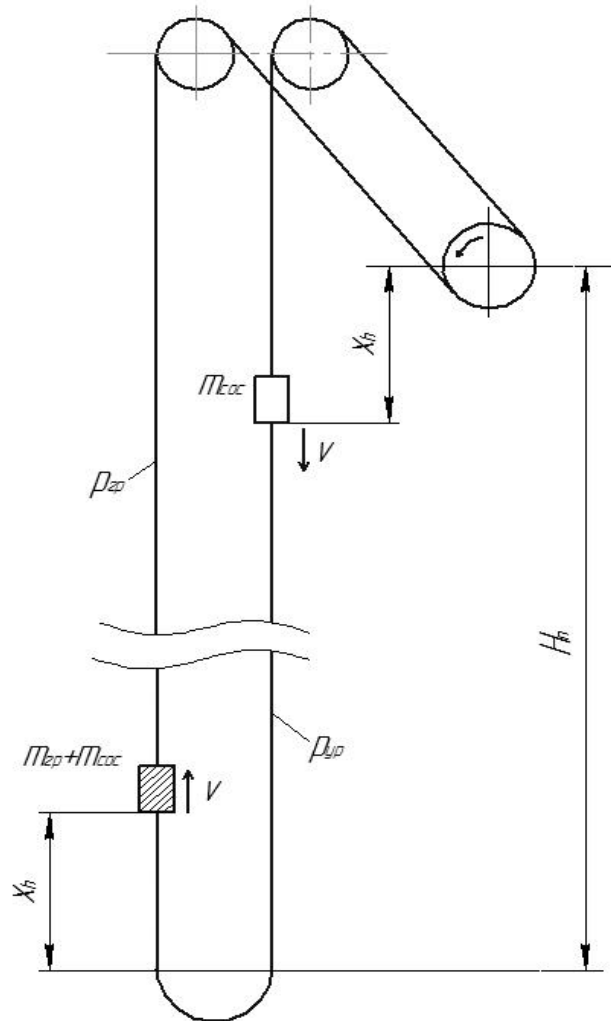


Рисунок 1.1 – Схема шахтной подъемной установки

На нем имеются следующие обозначения: H_{Π} – высота подъема, м; $m_{гр}$ – масса полезного груза, кг; x_h – путь, пройденный подъемным сосудом от конечной точки его остановки, м; $p_{гр}$ – масса 1 м подъемного каната, кг/м; $p_{ур}$ – масса 1 м уравновешивающего каната кг/м; v – скорость подъемной машины, м/с.

Уравнение для такой системы получено академиком М.М. Федоровым и имеет вид [14]:

$$m_{\Sigma} \frac{d^2 x_h}{dt^2} - (p_{ур} - p_{гр})(H_{\Pi} - 2x_h)g + km_{cp}g = F_{об} \quad (1.1)$$

где m_{Σ} – масса всех движущихся частей подъемной установки, приведенная к ободу навивки каната на барабан, кг; $\frac{d^2 x_h}{dt^2}$ – ускорение машины м/с²;

k – коэффициент вредных сопротивлений; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; $F_{об}$ – усилие, приведенное к ободу навивки, Н.

На практике данное уравнение рассматривается не как дифференциальное уравнение, а как формула для вычисления движущего усилия привода $F_{дв}$ при заданной функции перемещения сосудов $x_h = x_h(t)$ [14].

Используя данное уравнение, можно рассчитать только статические усилия в канате в разные периоды работы подъемной установки. Однако, для определения динамических нагрузок, действующих на элементы подъемной установки необходимо учитывать упругие свойства стального каната и рассматривать шахтную подъемную установку как многомассовую систему.

1.1.2 Динамика подъемной установки с учетом упругости каната

Шахтная подъемная установка в реальности состоит из сосредоточенных (сосуды, барабаны, вращающихся частей редуктора, ротора двигателя) и распределенных масс (канат). Так как в данной работе нас интересуют только динамические усилия, возникающие в стальном канате, будем воспринимать элементы подъемной машины как единое целое, приведенные к ободу приводного барабана.

Одноконцевая подъемная установка при невесомом канате состоит из двух масс. Подъемная машина обычно приводится к поступательно перемещающейся массе $m_{п.м.}$, на которую не действует ее собственный вес, а после стопорения подъемной машины (рисунок 1.2) движение сосуда описывается также как для груза на пружине.

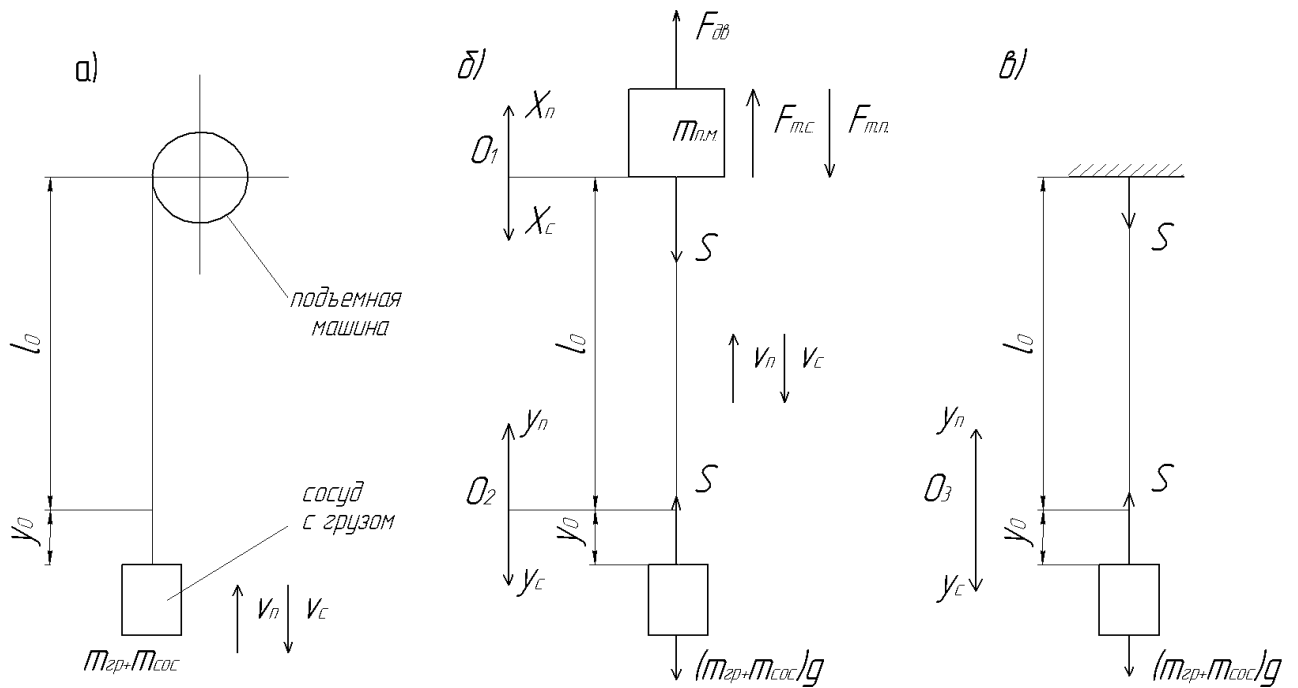


Рисунок 1.2 – Расчетные схемы одноконцевой шахтной подъемной установки при невесомом канате: а) действительная расчетная схема, б) упрощенная расчетная схема, в) расчетная схема после полной остановки подъемной машины

На рисунке 1.2 введены следующие обозначения: x_n и x_c – перемещения массы $m_{п.м.}$ соответственно при подъеме и спуске, м; y_n и y_c – перемещения массы $m_{сос.} + m_{гр}$ соответственно при подъеме и спуске, м; y_0 – удлинение каната под действием веса сосуда с грузом, м; S – усилие в канате, Н; v_n и v_c – скорость сосуда соответственно при подъеме и спуске до момента торможения, м/с; l_0 – начальная (нерастянутая) длина каната, м; $F_{м.с}$ и $F_{м.н}$ – сила торможения при спуске и при подъеме, Н.

Движение двухмассовой системы при невесомом канате описывается системой уравнений [86]:

$$\begin{cases} m_{п.м.} x'' = \mp S - F_T \\ (m_{гр} + m_{сос}) y'' = \pm S \mp (m_{гр} + m_{сос}) g \end{cases}, \quad (1.2)$$

где $m_{п.м.}$ – приведенная масса подъемной машины, кг; $m_{сос}$, $m_{гр}$ – соответственно масса сосуда и масса груза, кг; F_m – тормозное усилие на приводном барабане, Н; S – усилие в канате, Н; x'' и y'' – ускорение соответственно подъемной машины и грузового скипа м/с²; (здесь верхние знаки – режим подъема, нижние – спуска).

В этой расчетной схеме одноконцевой шахтной подъемной установки (ШПУ) пренебрегается изменением длины каната за время торможения. Пренебрегая затуханием колебаний в канате, при отсутствии набегания сосуда на канат можно записать:

$$S = \pm c(x - y), \quad (1.3)$$

где $c = \frac{EA}{l_0}$ - жесткость каната Н/м; E - эквивалентный модуль упругости каната,

Н/м²; A - эквивалентное поперечное сечение каната, м²; x - перемещение массы $m_{н.м}$ - при подъеме или спуске, м; y - перемещение массы $m_{coc} + m_{zp}$

Тогда, система уравнений (1.2) примет вид:

$$\begin{cases} m_{н.м} x'' = -c(x - y) - F_T \\ (m_{zp} + m_{coc}) y'' = c(x - y) \mp (m_{zp} + m_{coc}) g \end{cases} \quad (1.4)$$

Данная система уравнений справедлива при мгновенном отключении двигателя и возникающем постоянном тормозном усилии F_m [86].

В горной промышленности в основном используются двухконцевые ШПУ. На рисунке 1.3 приведена расчетная схема такой установки при подъеме груза, где по аналогии с расчетными схемами одноконцевой подъемной установки подъемная машина также приведена к массе $m_{п.м}$, на которую не действует собственный вес.

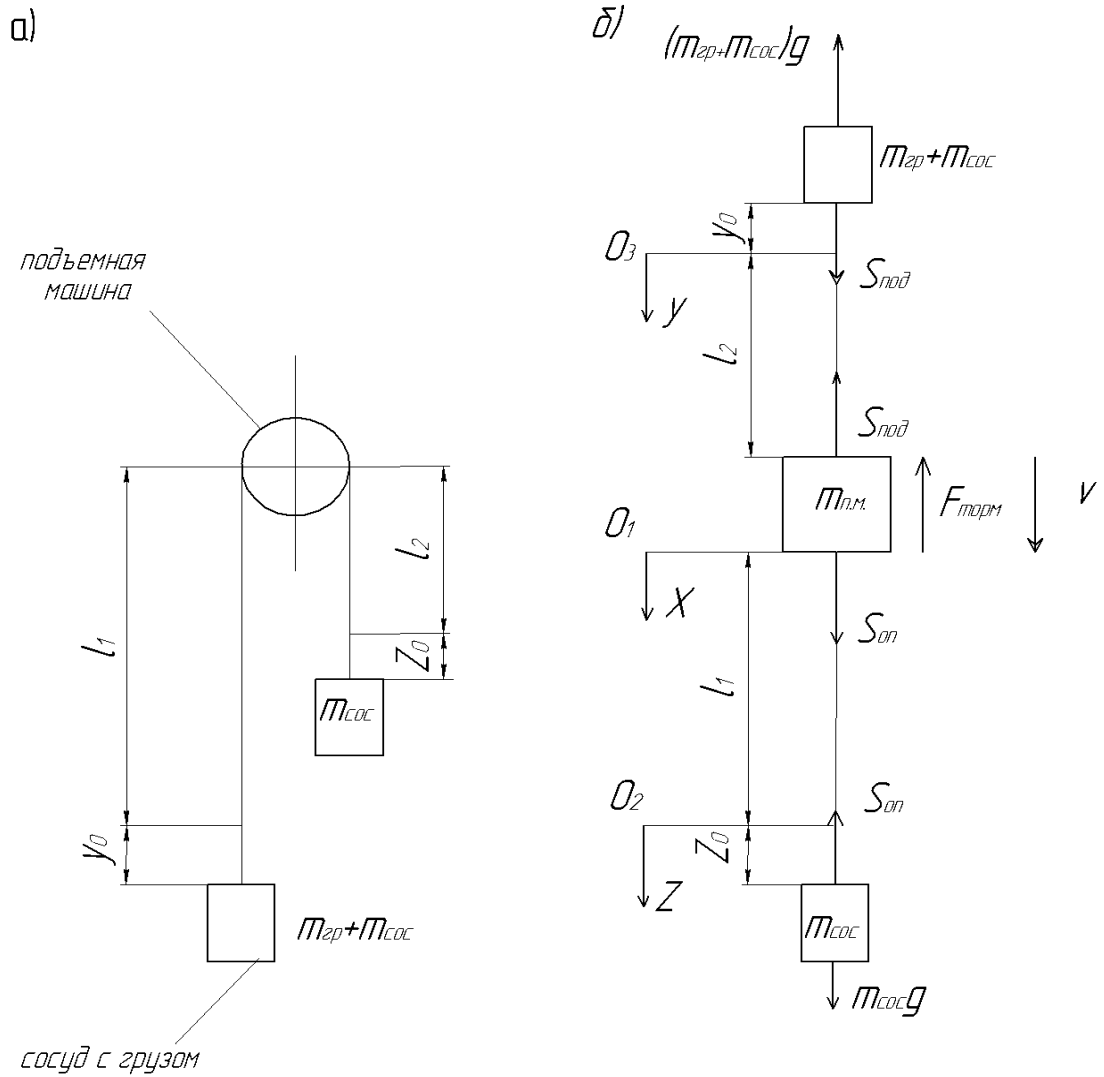


Рисунок 1.3 – Расчетные схемы двухконцевой шахтной подъемной установки при невесомом канате: а) действительная расчетная схема, б) упрощенная расчетная схема

На рисунке 1.3 введены следующие обозначения: $S_{под}$ и $S_{оп}$ – усилие в поднимающейся и опускающейся ветви каната, Н; l_1 и l_2 – нерастянутые длины канатов опускающейся и поднимающейся ветви, м; z_0 – удлинение опускающейся ветви каната под действием порожнего сосуда, м.

Тогда при тех же допущениях допущенных, что и для системы 1.2 можно записать [86]:

$$\begin{cases} m_{н.м} x'' = c_z(z - x) - c_y(x - y) - F_T \\ (m_{cp} + m_{coc}) y'' = c(x - y) \mp (m_{cp} + m_{coc}) g, \\ m_{coc} z'' = m_{coc} g - c_z(z - x) \end{cases} \quad (1.5)$$

где x , z и y – перемещения масс соответственно $m_{п.м}$, $m_{сос}+m_{гр}$ и $m_{сос}$, отсчитываемые от начальных точек в пространстве O_1 , O_2 и O_3 ; c_z и c_y – жесткости соответственно опускающейся и поднимающейся ветвей канатов.

Описанные в этом разделе системы дифференциальных уравнений можно использовать для анализа предохранительного торможения и для расчета динамических нагрузок при небольшой глубине подъема (до 150 м) [71].

1.1.3 Динамика подъемной установки с учетом собственного веса канатов и их вязкости

Для глубоких шахт вес каната становится соизмеримым с весом подъемного сосуда [86]. Учет массы каната приводит к тому, что канат разгружается при торможении больше, чем в расчетной схеме с невесомым канатом, что приводит к большим динамическим нагрузкам после стопорения подъемной машины.

Учет веса каната в математических моделях возможно осуществить тремя способами [90]:

- 1) отнесение определенной части массы каната к его концам;
- 2) замена каната упругой гибкой нитью (стержнем) с распределенной массой по длине;
- 3) допущение, что масса каната сосредоточена в нескольких точках, равномерно распределенных по длине.

Впервые на возможность приведения распределенной массы к дискретной указал Рэлей. Он допускал, что распределение динамических деформаций в системе аналогично распределению статических. На геометрическую близость первой формы колебаний весомой нити, нагруженной концевым грузом, к линейной функции указывали Г.Н.Савин и О.А.Горошко [7].

Широкое распространение метода Рэля объясняется его простотой и достаточной для инженерных расчетов точностью. Согласно этому методу 1/3 распределенной массы стержня от узла первой формы колебаний нужно прибавить к грузу, чтобы получить частоту колебаний одномассовой системы с учетом распределенных масс стержня. А.Н. Голубенцев предлагает распределенную массу головного каната учитывать разнесением 1/3 массы каната к концевому грузу и 1/3 – к барабану [86].

Одна из полученных систем дифференциальных уравнений на основе вывода из уравнения Лагранжа для двухмассовой системы в процессе торможения приведена в источнике [86]:

$$\begin{cases} (m_{н.м} + \frac{M_{\kappa}}{3})x'' + \frac{M_{\kappa}}{6}y'' = -c(x - y) - \mu c(x' - y') \mp M_{\kappa}g \mp (m_{сп} + m_{coc})g - F_T, \\ (m_{сп} + m_{coc} + \frac{M_{\kappa}}{3})y'' + \frac{M_{\kappa}}{6}x'' = c(x - y) + \mu c(x' - y') \end{cases}, \quad (1.6)$$

где $M_{\kappa} = \rho l_0/g$ – масса каната, кг; μ – параметр вязкости, характеризующий диссипативные свойства материала каната, с; x и y – отклонения положения подъемной машины и сосуда с грузом от начального положения, м.

Там же отмечено, что такой подход искажает движение элементов ШПУ. Имеется ложный начальный скачок ускорения сосуда x'' и ложный прирост скорости y' .

Ложный скачок замедления x' объясняется наличием ускорений разных масс в левых частях (1.6). Эти члены появились одновременно в результате дифференцирования произведения $x' \cdot y'$ в выражении для кинетической энергии каната [86]:

$$E_{\kappa} = \frac{M_{\kappa}}{3} \cdot \frac{((x')^2 + x' \cdot y' + (y')^2)}{2} \quad (1.7)$$

✕_{2п}

Следуя из предположения, что и мало отличаются по относительным величинам соотношение приведено к виду:

$$E_{\kappa} = \frac{M_{\kappa}}{3} \cdot \frac{3((x')^2 + (y')^2)}{2} \quad (1.8)$$

Вследствие этой замены система получила вид [86]:

$$\begin{cases} (m_{н.м} + \frac{M_{\kappa}}{2})x'' = -c(x - y) - \mu c(x' - y') \mp M_{\kappa}g \mp (m_{сп} + m_{coc})g - F_T \\ (m_{сп} + m_{coc} + \frac{M_{\kappa}}{2})y'' = c(x - y) + \mu c(x' - y') \end{cases}, \quad (1.9)$$

где в левой части нет ускорений разных масс.

Более точным считается метод учета массы каната с помощью волновых уравнений, позволяющий учесть постепенность вовлечения участков каната в процессе торможения (распространения упругой волны вдоль каната) [24].

Дифференциальное уравнение движения продольных колебаний стержня с грузом имеет следующий вид [26]:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}) \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -j_n, \quad (1.10)$$

где u – относительное перемещение сечения с координатой y , м; t – время, с;

a – скорость распространения деформации вдоль стержня, которая равна $a = \frac{E \cdot g}{\gamma}$

(E – модуль упругости материала стержня, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; γ – вес единицы объема стержня, Н/м³); j_n – ускорение верхнего сечения, м/с².

Однако, решения которые получают с помощью решения волнового уравнения достаточно сложные и не обладает наглядностью [86]. Поэтому в источниках [82, 86] для снижения трудоемкости получения точного решения задач динамики шахтного подъема рекомендуют использовать линейно-кусочную аппроксимацию каната, которая косвенно учитывает волновые процессы.

Опишем способ, представленный в источнике [82]. Канат предлагается разбить на равные части и заменить n массами, соединенными невесомыми вязкоупругими связями. При этом общая сумма этих масс и общая жесткость отрезков равняется массе и жесткости каната в целом.

Вязкоупругие связи головного каната обладают жесткостью равной [82]:

$$c_{1i} = \frac{EF}{L_1}(n + 1), \quad (1.11)$$

где F – площадь поперечного сечения всех проволок в канате, м^2 ; L_1 – длина головного каната, м ;

На рисунке 1.4 представлена расчетная схема ветви каната.

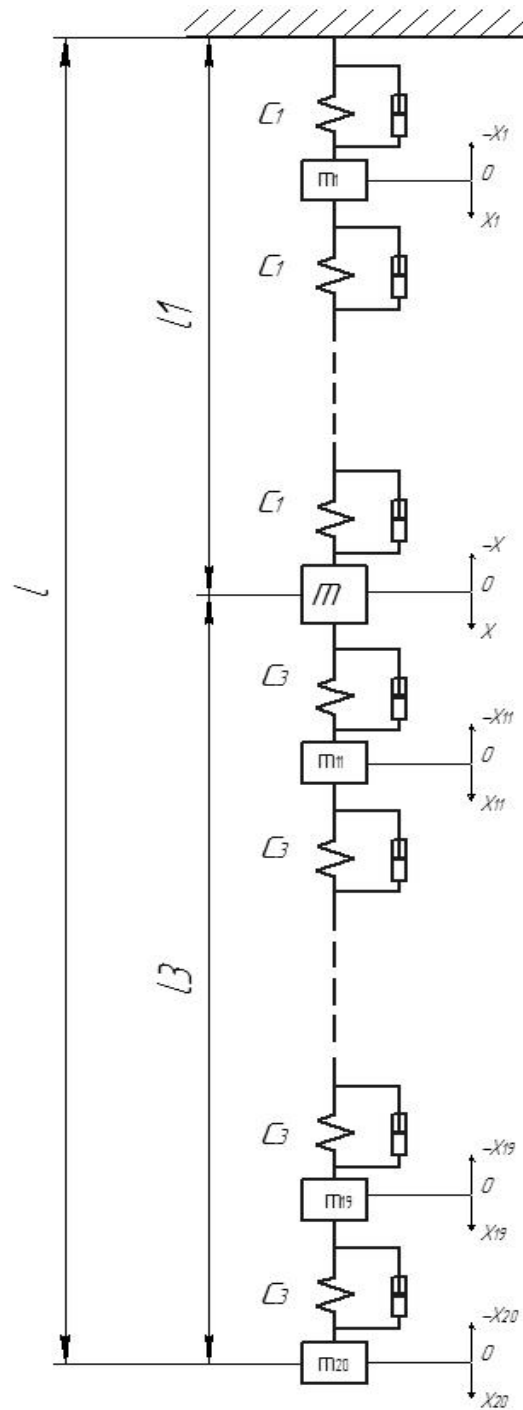


Рисунок 1.4 – Эквивалентная схема ветви канатов уравновешенного подъема

Для уравновешивающего каната [82]:

$$c_{3j} = \frac{EF}{L_3} n, \quad (1.12)$$

где L_3 – длина хвостового каната, м;

Диссипативные свойства канатов будут соответственно равны [82]:

$$\mu_1 = \frac{\delta}{\pi} \sqrt{c_1 m_1}, \quad \mu_3 = \frac{\delta}{\pi} \sqrt{c_3 m_3}, \quad \mu_{1m} = \frac{\delta}{\pi} \sqrt{c_1 m}, \quad \mu_{3m} = \frac{\delta}{\pi} \sqrt{c_3 m} \quad (1.13)$$

Дифференциальное уравнение для массы m_1 записывается в виде [82]:

$$m_1 x_1'' = -c_1 x_1 - \mu_1 x_1' + c_1 (x_2 - x_1) + \mu_1 (x_2' - x_1') \quad (1.14)$$

Для массы m :

$$m x_2'' = -c_1 (x - x_{10}) - \mu_{1m} (x' - x_{10}') - c_3 (x - x_{11}) - \mu_{3m} (x' - x_{11}') \quad (1.15)$$

Для любой массы хвостового каната:

$$m_n x_n'' = -c (x_n - x_{n-1}) - \mu (x_n' - x_{n-1}') + c (x - x_{n+1}) + \mu (x_n' - x_{n+1}') \quad (1.16)$$

С увеличением числа n свойства такой модели и реального каната будут возрастать.

1.2 Способы снижения динамических нагрузок на канат при осуществлении предохранительного торможения

1.2.1 Основные этапы протекания предохранительного торможения на шахтных подъемных установках и предъявляемые к ним требования

Одной из важных функций тормозной системы является полная остановка на возможно коротком пути при нарушении нормального режима работы.

Обычно процесс торможения проходит через три основных этапа [37]:

- 1) период холостого хода;
- 2) период нарастания тормозного усилия;
- 3) период торможения с установившимся усилием.

Период холостого хода, также часто называют периодом свободного выбега. Продолжительность холостого хода - это время, протекающее с момента разрыва цепи защиты до момента появления усилия в исполнительном органе тормоза [37].

Период холостого хода начинается с отключения электродвигателя, что приводит к возникновению колебаний во время свободного выбега подъемной

установки. После отключения двигателя возникают колебания ускорения барабана и сосуда вокруг среднего ускорения свободного выбега. При этом усилие в канате ослабляется [86].

Отключение двигателя будет характеризоваться ступенчатым возмущением для подъемной установки.

Продолжительность холостого хода предохранительного торможения действующих подъемных машин не должна превышать [104]:

- 0,5 с. – при грузопневматическом и пружинно-пневматическом грузовом приводе тормоза;
- 0,6 с. – при гидрогидравлическом приводе тормоза;
- 0,3 с. – при пружинно-пневматическом и пружинно-гидравлическом приводах тормоза, а также для всех вновь создаваемых конструкций тормозных устройств.

А в период нарастания тормозного усилия возникают колебания из-за того, что тормозное усилие прикладывается только к приводному барабану, поэтому скорость вращения барабана и путь, проходимый им за единицу времени будут отличаться от скорости и перемещения сосуда за это же период.

Период нарастания тормозного усилия характеризуется временем срабатывания тормоза. Под временем срабатывания тормоза понимают время, протекающее с момента разрыва цепи защиты до момента нарастания тормозного усилия до величины, равной статическому усилию (разности статических натяжений канатов) [104].

При этом время срабатывания предохранительного тормоза (с учетом времени холостого хода) не должно превышать 0,8 с. [104].

Период торможения с установившимся тормозным усилием будет определяться условиями, сложившимися в конце периода нарастания тормозного усилия.

Также существуют ограничения, накладываемые на величину среднего замедления подъемной установки. На вертикальных подъемных установках

замедление должно быть не ниже $1,5 \text{ м/с}^2$ при спуске и не более 5 м/с^2 при подъеме расчетного груза; кроме того, замедления не должно превышать предела, обусловленного скольжением каната в системах подъема со шкивом трения. Ограничения среднего замедления при подъеме груза накладываются для того, чтобы не допустить снижения усилия в канате до нуля и исключить возникновение набегания поднимающегося сосуда на канат [104].

Не рекомендуется при выборе величины замедления ориентироваться на допускаемые крайние значения, так как они регламентировались из условия отсутствия регулирования тормозного усилия.

Коэффициент статической надежности тормоза при предохранительном торможении, представляющий собой отношение максимального тормозного момента, развиваемого тормозной системой, к максимальному статическому моменту, создаваемому опускаемого расчетного груза, должен быть не менее трех для вертикального подъема и наклонного при угле наклона 30° и более [25].

1.2.2 Основные способы осуществления предохранительного торможения применяемые в шахтных подъемных установках

По принципу торможения исполнительные органы тормоза подразделяются на два основных типа:

- *радиального* типа (колодочные тормоза), в котором две диаметрально расположенные жесткие тормозные колодки, оснащенные фрикционными накладками, прижимаются с двух сторон к цилиндрическому тормозному ободу барабана с тормозным усилием, направленным по радиусу барабана;

- *аксиального* типа (дисковые тормоза), в котором две тормозные колодки, составляющие один тормозной модуль, прижимаются с двух сторон к соосному с барабаном тормозному диску [14].

В качестве источника энергии для осуществления предохранительного торможения в тормозных приводах применяются:

- 1) вес тормозного груза;

2) усилие предварительно сжатых пружин.

В подъемной установке из-за нестабильности коэффициента трения колодок о тормозной обод, различной величины загрузки сосудов полезным ископаемым действительное замедление может существенно отличаться от требуемой величины [11]. Приложение тормозного усилия носит колебательный характер. С целью поддержания заданного замедления предлагаются различные системы автоматического регулирования замедления подъемной установки.

Стремление поддержать заданное замедление органа навивки предъявляет к тормозному устройству повышенные требования: высокое быстродействие, минимум гистерезиса, хорошая регулируемость [81].

По принципу управления тормозные системы могут быть *разомкнутого* или *замкнутого* типа. Для разомкнутых систем информация о требуемой величине тормозного момента в каждый момент времени должна вводиться в схему до момента осуществления предохранительного торможения.

Недостатками тормозных систем с разомкнутыми системами являются:

- необходимость наличия датчиков, которые должны замерить многие параметры еще в начале движения;

- не могут повлиять на величину тормозного момента, реальное замедление оказалось ниже расчетного, например, из-за снижения коэффициента трения.

В замкнутых системах управления информация о требуемом тормозном моменте возникает непосредственно в процессе торможения. Замкнутые системы управления предохранительного торможения в основном ориентируются на величину замедления приводного барабана или шкива трения.

В то же время Степанов А.Г. в работе [80] утверждает, что создание систем регулируемого предохранительного торможения с замыканием их отрицательной обратной связью, только по замедлению органа навивки, нецелесообразно. И построенная таким образом система автоматического регулирования предохранительного торможения (САПТ) может стать причиной увеличения амплитуды колебаний сосудов.

САРПТ с функцией поддержания заданного замедления не могут полностью устранить динамические перегрузки, возникающие после стопорения подъемной машины. Они в большей степени ориентированы на снижение амплитуды колебаний возникающих от приложения тормозного усилия, от нестабильности коэффициента трения и т.д.

По качеству регулирования тормозного момента можно разделить САРПТ на дискретные и непрерывные. Дискретные САРПТ ступенчато дозируют тормозной момент, а непрерывные САРПТ плавно изменяют его величину

Тормоза радиального типа (колодочные тормоза), у которых развиваемое усилие создается тормозным грузом, не могут одновременно удовлетворить основным требованиям, предъявляемым к совершенному предохранительному торможению, а именно:

- 1) минимальной продолжительности холостого хода;
- 2) быстрому нарастанию усилия привода до устойчивой его величины, требующейся для остановки подъемной системы с допустимым замедлением;
- 3) получению после остановки подъемной системы усилия привода, соответствующего трехкратной степени надежности тормозного устройства.

Для соблюдения указанных требований обычно применяется комбинированное двухступенчатое торможение (рисунок 1.5) .

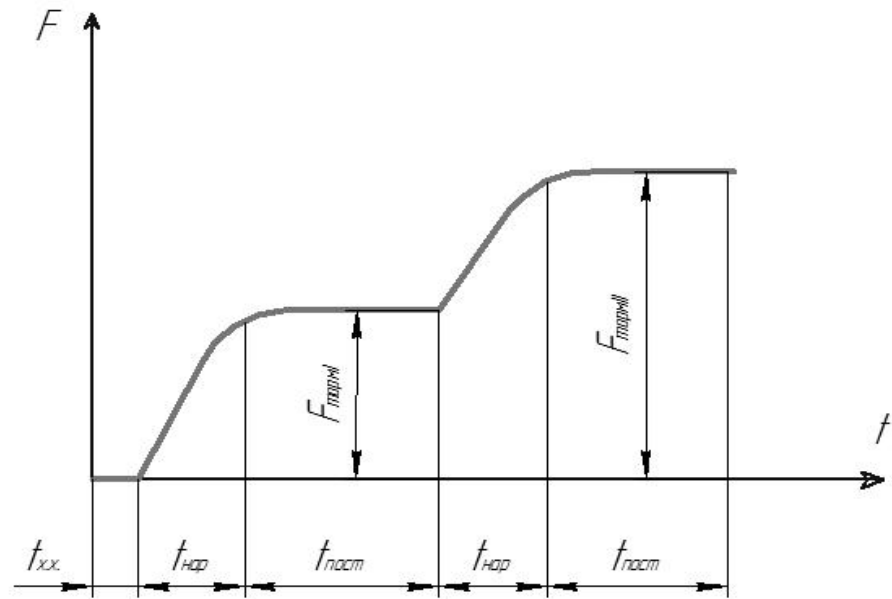


Рисунок 1.5 – График приложения усилия к барабану при двухступенчатом торможении:
 $t_{х.х.}$ – время холостого хода, с; $t_{нар}$ – время нарастания тормозного усилия, с; $t_{пост}$ – период торможения с постоянным усилием, с; $F_{тормI}$ и $F_{тормII}$ – тормозное усилие I и II ступени, Н;

В начальной стадии тормозная система проходит холостой ход и усилие привода; после возрастания его до величины, обеспечивающей требуемое замедление подъемной системы, остается постоянным до остановки этой системы [86]. Эта стадия осуществляется рабочим пневматическим или пружинным приводом, которые в состоянии обеспечить как достаточную быстродейственность, так и соответствующее этой стадии промежуточное значение усилия привода. Конечная стадия осуществляется тормозным грузом, под действием которого усилие привода после остановки достигает своей полной величины.

Характер нарастания тормозного усилия каждой ступени при этом можно определить выражением [80]:

$$F_t = F_{\max} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right), \quad (1.17)$$

где F_t – текущее значение тормозного усилия, Н; F_{\max} – максимальное значение тормозного усилия, Н; τ – постоянная времени тормоза, с; t – время, с.

Для тормозов радиального типа в основном используются системы разомкнутого типа управления, а именно [17]:

- одноступенчатое с последующим наложением второй ступени;
- двухступенчатое с заданной выдержкой времени;
- системы избирательного торможения в зависимости от режима работы (спуск или подъем груза).

В одноступенчатой системе с последующим наложением второй ступени при срабатывании цепи защиты включается I ступень на время, гарантирующее остановку подъемной установки во всех режимах, включая спуск груза. После этого включается II ступень, обеспечивающая требуемый запас тормозного усилия.

Системы избирательного торможения оснащаются датчиками, определяющие режим работы подъемной установки (подъем или спуски), и в зависимости от этого формируют величину первой степени торможения [17].

Следующим шагом в развитии такой системы является выбор тормозного усилия в зависимости от местоположения сосуда в стволе, а также от причины подачи сигнала на предохранительное торможение. При этом торможение с низким значением замедления следует принимать вдали от приемных устройств, и более высокие значения по мере приближения к ним [80].

Учитывая, что амплитуда колебаний сосуда определяется в основном средним замедлением системы: чем оно выше, тем амплитуда больше. При этом амплитудное значение ускорения может достигнуть двукратной величины по отношению к установившемуся значению [80]. Следовательно, выбор оптимального значения замедления позволяет значительно снизить динамические нагрузки на подъемную установку.

В настоящее время уже используются анализаторы срабатывания защит и блокировок. В качестве примера можно привести устройство анализатора защит АНЗ-0 в источнике [104], которое регистрирует причины осуществления предохранительного торможения.

Применение систем автоматического регулирования предохранительным торможением в условиях применения тормозов радиального типа является затруднительным.

С началом широкого использования дисковых тормозов появились различные САРПТ.

САРПТ могут быть замкнуты не только по величине замедления, но и по величине тормозного усилия, для стабилизации тормозного усилия. При этом оценка замедления может производиться косвенно по скорости барабана подъемной машины или шкива трения.

Используются также комбинированные системы предохранительного торможения, например [14]:

- аналоговое предохранительное торможение по заданной программе с контролем по действительному замедлению;
- дискретное предохранительное торможение по заданной программе с контролем по действительному замедлению.

Следует признать, что даже самое качественное регулирование имеющего цель - обеспечение строго линейного нарастания и постоянства замедления подъемной машины, не способно существенно снизить динамические нагрузки на канат.

1.2.3 Предлагаемые способы снижения динамических нагрузок на канат во время предохранительного торможения

Основные предлагаемые на сегодняшний день способы снижения динамических нагрузок при осуществлении предохранительного торможения можно условно разделить на две группы:

- 1) способы, компенсирующие колебания в канате от приложения тормозного усилия;
- 2) способы, ориентированные на снижение динамических нагрузок после стопорения подъемной машины.

К первой группе относится способ, запатентованный Найдено И.С. [1]. Он состоит в том, что последовательно с выдержкой по времени включают первую и вторую ступень тормозного момента, причем вторая ступень равна по

величине первой. А интервал времени принимают равным полупериоду продольных колебаний каната. Включение второй ступени тормозного момента вызывает дополнительные продольные колебания каната, которые находятся в противофазе к колебаниям, возникшим от приложения первой ступени тормозного момента. Что приводит к погашению колебаний от приложения тормозного усилия.

Другой способ изменения тормозного усилия для снижения колебаний от переходных процессов при изменении движущего усилия или приложении тормозного усилия описан проф. Чермалых В.М. [41]. Уменьшение амплитуды колебаний при этом способе обеспечивается за счет изменения интенсивности нарастания возмущающего воздействия. А конкретно, предлагается осуществлять тормозное усилие по линейному закону за время кратное периоду колебаний.

В работе Степанова А.Г [81] отмечено, что такой результат справедлив при следующих допущениях:

- 1) на переходный процесс в подъемной системе не оказывает влияние порожняя ветвь;
- 2) возмущающее воздействие на подъемную установку изменяется от нуля до максимума, т.е. не учитывается приложение ступенью статического сопротивления при торможении.

Другим недостатком этого способа является увеличение пути предохранительного торможения [86]. Поэтому использование такого приема рекомендуется только, когда можно не считаться с этим.

Устранение колебаний от приложения тормозного усилия можно добиться с помощью автоматического регулирования тормозным усилием на подъемной машине. В этом случае прикладывается нерегулируемая величина тормозного усилия, но с добавкой в виде демпфирующей составляющей. Уравнение изменения тормозного усилия будет выглядеть следующим образом [81]:

$$F_p = F_T(t) - k_y(x' - y'), \quad (1.18)$$

где $F_t(t)$ - закон изменения тормозного усилия нерегулируемым приводом, Н; $k_y(x'-y')$ - часть тормозного усилия, демпфирующая колебания; k_y - коэффициент усиления, Нс/м.

Т.е. торможение осуществляется с введением обратной связи по скорости подъемной машины x' и груженого сосуда y' . Сложностью реализации является необходимость точного измерения скорости сосуда.

В источнике [81] сказано, что эту сложность можно обойти путем формирования общего тормозного усилия по закону:

$$F_p = F_T(t) - \frac{k_y}{c_y} (m_{н.м.} x''' - F') \quad (1.19)$$

Такому способу демпфирования колебаний посвящена работа Чугунова А.Н. [100].

Общим недостатком способов снижения динамических нагрузок на канат путем погашения возмущений от приложения тормозного усилия является то, что после стопорения возникают значительные динамические нагрузки, определяющиеся постоянной составляющей замедления подъемной установки.

Ко второй группе можно отнести способ, описанный в источнике [81]. В нем предлагается с целью уменьшения динамических усилий в канате после остановки подъемной машины, отключать вторую ступень тормозного момента при скорости машины, равной:

$$V = \frac{0,5 \cdot F \cdot T}{m_{\Sigma} \cdot 2}, \quad (1.20)$$

где F – тормозное усилие, равное сумме первой и второй ступени тормозного усилия, Н; T – период колебаний каната, с; m_{Σ} - общая масса подъемной установки, кг;

А после остановки машины прикладывают вторую ступень, для надежного стопорения подъемной машины. Данный способ требует, чтобы стопорение органа навивки произошло именно через пол-периода колебаний сосуда на канате

с момента снятия половины тормозного момента. Недостатком такого способа является то, что достаточно сложно произвести точное по времени отключение второй ступени. Кроме этого, неизбежно будет ошибка при определении периода колебаний, и скорости подъемной машины. Кроме этого, такой способ также приведет к увеличению тормозного пути.

Также известен способ предохранительного торможения основанный на приложении тормозного усилия одной ступенью, вычисляемой по формуле [81]:

$$F = \frac{V \cdot m}{n \cdot T} + F_{cm}, \quad (1.19)$$

где V – скорость подъемной машины в момент начала торможения, м/с; m – масса подъемного устройства, приведенная к органу навивки, кг; T – период колебаний, с; n – кратность времени остановки подъемной машины периоду продольных колебаний каната; F_{cm} – статическая разность усилий в канате соответственно для спуска и подъема груза, Н.

Следует заметить, что при подходе подъемного сосуда с грузом к месту разгрузки значение периода продольных колебаний каната будет иметь малое значение, поэтому осуществить такое торможение с высокой точностью будет проблематичным. При осуществлении предохранительного торможения по причине застревания порожнего скипа и образовании напуска каната, резко меняется значение F_{cm} , что делает такое торможение неприемлимым.

Также предлагается снижать линейно тормозное усилие перед стопорением подъемной машины за период кратный периоду колебаний каната [81]. И приложением полного тормозного усилия после остановки подъемной машины для его надежного стопорения. Такой способ является привлекательным, т.к. даже в случае ошибки при определении периода колебаний значительно снизится величина динамических нагрузок на канат. Единственным недостатком является также увеличение пути предохранительного торможения.

Общим требованием к предлагаемым способам является необходимость в измерении величины загрузки подъемного сосуда и определения его

местоположения в стволе шахты. При этом возникает необходимость до начала торможения определять величину и характер нарастания тормозного усилия.

Следует признать, что данные методы пока не нашли широкого применения на шахтных подъемных установках, возможно в силу сложности применения и настройки предохранительного торможения. В основном на сегодняшний день используются системы, ориентированные на плавное нарастание и поддержание постоянной величины замедления подъемной машины.

1.3 Цели и задачи исследования

До сих пор не была рассмотрена возможность одновременного торможения подъемной машины и сосуда с грузом в процессе предохранительного торможения. Такой подход к снижению динамических нагрузок является с одной стороны очевидным, но с другой стороны он был долгое время технически неосуществим [50].

Основные сложности одновременного торможения подъемной машины и сосуда следующие:

- сложность организации одновременного торможения приводного барабана подъемной машины и сосуда с грузом;
- необходимость компактного источника энергии для тормозной системы подъемного сосуда;
- возрастает нагрузка на проводники и армировку шахтного ствола.

На данном этапе развития техники, эти трудности вполне разрешимы.

Для снижения динамических нагрузок на канат при осуществлении предохранительного торможения шахтной подъемной установки, определены следующие **задачи данного исследования:**

1. Теоретический анализ воздействия сил сопротивления движению сосуда с грузом на величину динамических нагрузок на канат в процессе предохранительного торможения.

2. Определение рациональной величины тормозного усилия, приложенного к подъемному сосуду, для снижения динамических нагрузок на канат для различных шахтных подъемных установок.
3. Математическое моделирование предохранительного торможения с подтормаживанием сосуда с грузом по техническим параметрам действующих шахтных подъемных установок на основе реальных тормозных характеристик, полученных при испытании предохранительного тормоза.
4. Разработка схемы управления и настройки тормозной системы шахтных подъемных установок при осуществлении предохранительного торможения с подтормаживанием подъемного сосуда.

ГЛАВА 2 Теоретический анализ воздействия сил сопротивления на процесс предохранительного торможения шахтной подъемной установки

2.1 Методика теоретического исследования периода предохранительного торможения

Для анализа процесса предохранительного торможения имеются два принципиально разных способа расчета динамических усилий в канате: первый выполняется с учетом массы каната, второй – без учета массы. Оба способа имеют свои преимущества и недостатки, например, первый позволяет точнее оценить происходящее в канате явления, а второй обеспечивает большую наглядность и простоту выкладок [94].

В этом разделе мы будем рассматривать динамику шахтных подъемных установок без учета веса каната, для того чтобы получить явные закономерности процесса предохранительного торможения. Затем рассмотрим влияние сил сопротивления примере двухконцевой подъемной установки.

Рассмотрение воздействия сил сопротивления движению сосуда на процесс предохранительного торможения будем проводить на одноконцевой подъемной установке, т.к. в этом случае нет необходимости учитывать влияние порожней ветви, что упрощает теоретический анализ.

Наиболее высокие динамические нагрузки возникают в момент резкого приложения тормозного усилия к подъемной машине. При резком приложении тормозного усилия нагрузка на канат может достичь двукратного статического значения [86]. Проведенные Е.С. Траубе и В.М. Чермалых исследования показали, что при предохранительном торможении мгновенные значения динамических перегрузок превосходят статические натяжения в 1,6 – 1,7 раза. Для случая экспоненциального нарастания тормозного момента за время равное полупериоду колебаний усилий в канате с учетом затуханий рекомендуют принимать коэффициент динамичности равным 1,6 [69]. Рассмотрение влияния сил сопротивления будем проводить для случая резкого приложения тормозного

усилия к подъемной машине. В этом случае мы сможем получить явные зависимости и гарантированно утверждать, что для реального предохранительного торможения динамические перегрузки будут меньше. При этом все рассмотренные случаи резкого приложения в этом разделе будут ориентироваться на максимальные динамические перегрузки.

2.2 Влияние сил естественного сопротивления на величину максимального усилия в канате в процессе предохранительного торможения

Рассмотрим предохранительное торможение при подъеме груза в период равномерного движения с учетом действия сил естественного сопротивления движению сосуда с грузом. Усилие в канате в момент приложения тормозного усилия, которое необходимо будет учесть при формировании начальных условий, будет равно сумме веса подъемного сосуда с грузом и силе сопротивления движению:

$$S_0 = (m_{zp} + m_{coc})g + F_{сопр}, \quad (2.1)$$

где $F_{сопр}$ – сила естественного сопротивления движению сосуда, Н.

До момента стопорения подъемной машины, движение сосуда с грузом и подъемной машины осуществляется согласно системе дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_{н.м.} x'' = -c(x - y) - F_{торм} \\ (m_{zp} + m_{coc}) y'' = c(x - y) - (m_{zp} + m_{coc})g - F_{сопр} \end{cases} \quad (2.2)$$

Наибольшее усилие в канате возникнет в первом полупериоде колебаний, возникших после стопорения подъемной машины. После полной остановки сосуда движение сосуда с грузом определяется уравнением [80]:

$$y'' + \omega_1^2 y = -a_{mp} \cdot \text{sign}(y'), \quad (2.3)$$

где $\omega_1 = \sqrt{\frac{c}{m_{cp} + m_{coc}}}$ частота колебаний сосуда с грузом, c^{-1} ; $a_{mp} = \frac{F_{comp}}{m_{cp} + m_{coc}}$ -

ускорение сосуда под действием силы сопротивления m/c^2 ; а $sign(y')$ - функция Кронекера, которая показывает, что при изменении знака скорости y' изменяется направление силы F_{comp} . Математически она будет выглядеть следующим образом:

$$sign(y') = \begin{cases} 1, & \text{при } y' > 0 \\ -1, & \text{при } y' < 0 \\ 0, & \text{при } y' = 0 \end{cases} \quad (2.4)$$

Решить аналитически это уравнение невозможно, в силу того, что функция претерпевает разрыв в моменты изменения направления скорости. Известно лишь, что в моменты изменения направления скорости амплитуда ускорения скачком уменьшается на величину $2a_{mp}$, что подтверждается при решении этого уравнения численными методами [80].

Рассмотрим влияние сил естественного сопротивления на примере одноконцевой подъемной установки в случае резкого приложения тормозного усилия. Параметры одноконцевой установки приведены в таблице 2.1

Таблица 2.1 – Параметры подъемной установки

Приведенная масса движущихся частей подъемной машины	$m_{п.м.}$	$10 \cdot 10^4$ кг
Масса сосуда с грузом	$m_{coc} + m_{гр} = 0,25m_{п.м.}$	$2,5 \cdot 10^4$ кг

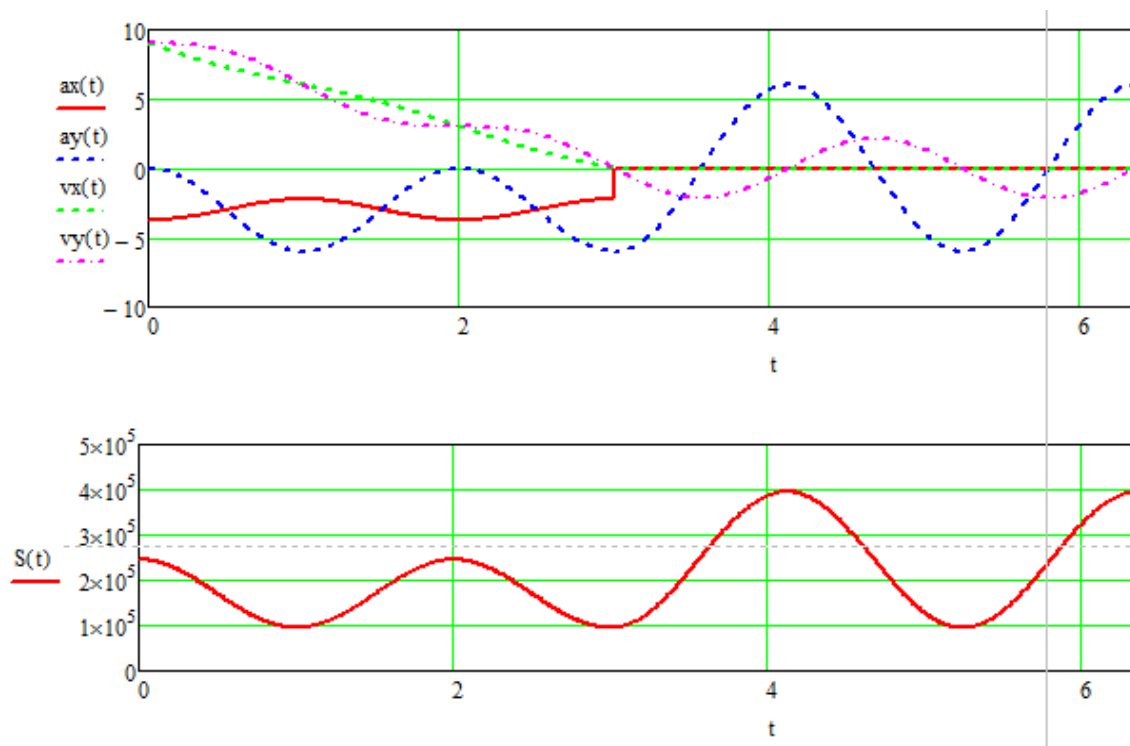
Для начала рассмотрим случай резкого приложения тормозного усилия без учета сил сопротивления движению сосуда с грузом.

Программа в Mathcad 14.0 выполняет расчет процесса резкого приложения тормозного усилия по следующим пунктам [52]:

1) Расчет всех параметров подъемной машины и сосуда с грузом и величины усилия в канате по системе уравнений (2.2) для двухмассовой системы тел соединенных упругой связью с приложения торможения до стопорения подъемной машины;

2) Фиксирование координаты x в момент полной остановки подъемной машины и составление начальных условий для подъемного сосуда (ускорения, скорости, положения (координата y) для дальнейшего расчета;

3) Расчет параметров колебаний и величины усилия в канате для сосуда с грузом (как для одномассовой системы) по сформированным начальным условиям.



$$S(0) = 2,45 \cdot 10^5; \quad S_{\min} = S\left(\frac{T}{2}\right) = 9,52 \cdot 10^4; \quad S_{\max} = S\left(3\frac{T}{2} + \frac{T_1}{2}\right) = 3,95 \cdot 10^5$$

Рисунок 2.1 – Диаграммы усилия в канате, скоростей, ускорений подъемной машины и сосуда с грузом при резком приложении тормозного усилия для одноконцевой подъемной установки: $ax(t) = x''$, $ay(t) = y''$ – графики ускорений подъемной машины и сосуда с грузом соответственно, м/с^2 ; $vx(t) = x'$, $vy(t) = y'$ – графики скоростей подъемной машины и сосуда с грузом соответственно, м/с ; $S(t)$ – график изменения усилия в канате, Н ; t – время, с ; T и T_1 – период колебаний сосуда соответственно до полной остановки подъемной машины и после, с ;

На рисунке 2.1 приведены диаграммы ускорений, скоростей сосуда и подъемной машины при начальной скорости 9 м/с и среднем замедлении $a_{cp} = 3 \text{ м/с}^2$ в случае резкого приложения тормозного усилия к подъемной машине. Как видно, величина ускорений подъемного сосуда достигает величины $a_y^{\max} = 2a_{cp} = -6 \text{ м/с}^2$.

В момент достижения максимального замедления сосуда с грузом усилие в канате $S(t)$ будет равно:

$$S_{\min} = (g - a_y^{\max})(m_{cp} + m_{coc}), \quad (2.5)$$

здесь a_y^{\max} – максимальная (амплитудная) величина ускорения сосуда с грузом до момента полной остановки подъемной машины, m/c^2 .

Максимальная нагрузка на канат после стопорения подъемной машины составит величину:

$$S_{\max} = (g + a_y^{cmo}) (m_{cp} + m_{coc}) \quad (2.6)$$

В нашем случае при $a_y^{cmo} = a_y^{\max} = 2a_{cp} = 2 \cdot 3 = 6 m/c^2$,

$$S_{\min} = (g - a_y^{\max})(m_{cp} + m_{coc}) = (9,81 - 6) \cdot 2,5 \cdot 10^4 = 9,52 \cdot 10^4 H$$

$$S_{\max} = (g + a_y^{cmo})(m_{cp} + m_{coc}) = (9,81 + 6) \cdot 2,5 \cdot 10^4 = 3,95 \cdot 10^5 H$$

Наибольшее усилие в канате возникнет в первом полупериоде колебаний, возникших после стопорения подъемной машины.

Рассмотрим более подробно этот период времени (рисунок 2.2).

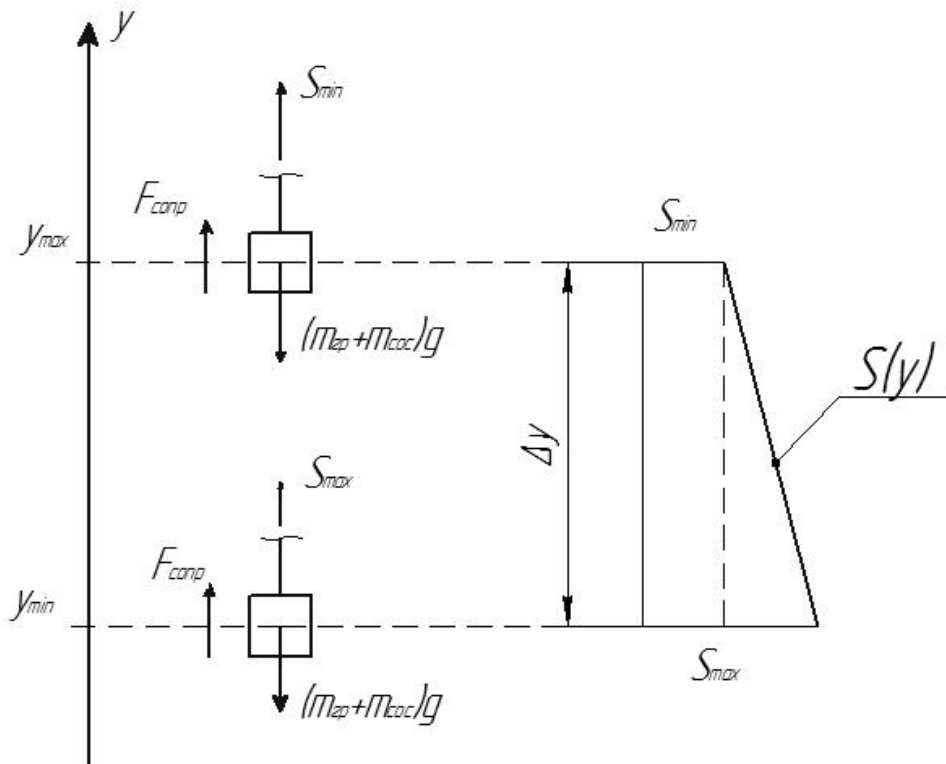


Рисунок 2.2 – Схема сил, действующих на сосуд в крайних положениях первого полупериода колебаний после стопорения подъемной машины в режиме подъема груза, совмещенная с графиком изменения усилия в канате $S(x)$

Усилие в канате в момент стопорения подъемной машины будет определяться по выражению:

$$S_{\min} = (g - a_y^{cmon})(m_{zp} + m_{coc}) + F_{conp} \quad (2.7)$$

Замедление сосуда в момент стопорения подъемной машины в общем случае может принимать любое значение в пределах размаха колебаний. Минимальное усилие в канате будет принимать при максимальном значении замедления $a_y^{cmon} = a_y^{\max}$.

Работа сил упругости каната и силы сопротивления на пути Δy до достижения максимального значения усилия в канате будет равна изменению потенциальной энергии сосуда с грузом в гравитационном поле земли (2.8).

$$A_{yup} + A_{conp} = \Delta E_p \quad (2.8)$$

Работа сил упругости на участке Δy будет равна:

$$A_{yup} = S_{\min} \cdot \Delta y + \frac{c \cdot (\Delta y)^2}{2} \quad (2.9)$$

Выражение 2.8 примет следующий вид:

$$S_{\min} \cdot \Delta y + \frac{c \cdot (\Delta y)^2}{2} + F_{conp} \cdot \Delta y = (m_{zp} + m_{coc}) \cdot \Delta y \quad (2.10)$$

Сократив выражение на величину Δy , подставим величину S_{\min} определенную из выражения 2.7.

$$-a_y^{cmon} \cdot (m_{zp} + m_{coc}) + 2F_{conp} + \frac{c \cdot \Delta y}{2} = 0 \quad (2.11)$$

Судя по диаграмме $S(y)$ на рисунке 2.2 максимальное усилие в канате S_{\max} будет равно:

$$S_{\min} = S_{\max} + c \cdot \Delta y \quad (2.12)$$

Максимальное усилие возникающее через пол-периода после стопорения подъемной машины будет равно:

$$S_{\min} = (g + a_y^{cmon})(m_{zp} + m_{coc}) - 3F_{conp} \quad (2.13)$$

Анализируя выражение (2.13), можно сделать вывод о том, что максимальное усилие в канате под действием силы сопротивления снижается на

величину $3F_{conp}$. Это утверждение справедливо и для двухконцевых подъемных установок, т.к. после полной остановки подъемной грузенная ветвь будет осуществлять колебания, как на одноконцевой подъемной установке. Вывод зависимости осуществлялся при резком приложении тормозного усилия, но и при линейном или экспоненциальном приложении тормозного усилия выражение (2.13) будет справедливо.

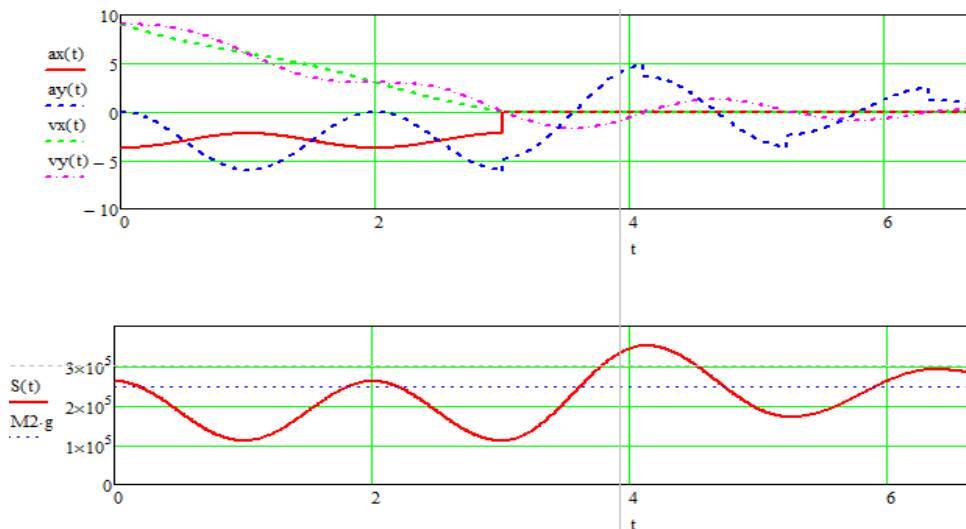
Проверим это утверждение на математической модели одноконцевой подъемной установки при среднем замедлении $a_{cp} = -3 \text{ м/с}^2$; $F_{conp} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Н}$ и скорректированной величине коэффициента упругости c , чтобы наблюдалась максимальная величина динамического усилия в канате ($a_y^{мон} = a_y^{max} = 2a_{cp}$).

Согласно расчетам минимальная и максимальная величина усилий в канатах равны:

$$S_{\min} = (g - 2a_{cp})(m_{cp} + m_{coc}) + F_{conp} = (9,8 - 2 \cdot 3) \cdot 2,5 \cdot 10^4 + 1,5 \cdot 10^4 = 1,1 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

$$S_{\max} = (g + 2a_{cp})(m_{cp} + m_{coc}) - 3F_{conp} = (9,8 + 2 \cdot 3) \cdot 2,5 \cdot 10^4 - 3 \cdot 1,5 \cdot 10^4 = 3,5 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

что и подтверждается на графике $S(t)$ на графике, построенным с помощью математической модели одноконцевой подъемной установки (рисунок 2.3).



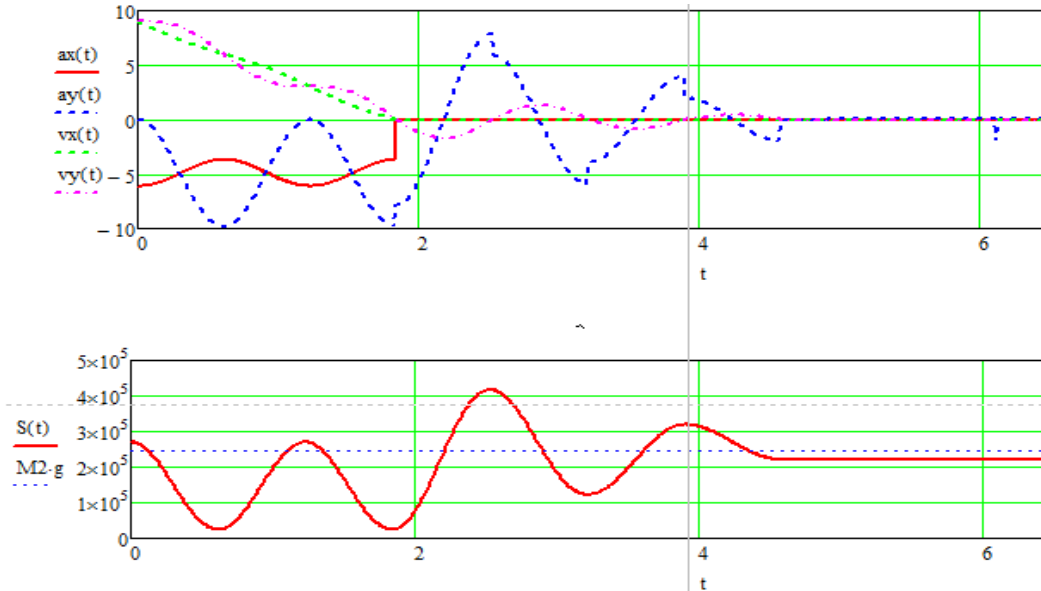
$$S(0) = 2,60 \cdot 10^5; \quad S_{\min} = S\left(\frac{T}{2}\right) = 1,10 \cdot 10^5; \quad S_{\max} = S\left(3\frac{T}{2} + \frac{T_1}{2}\right) = 3,50 \cdot 10^5$$

Рисунок 2.3 – Диаграммы усилия в канате, скоростей, ускорений подъемной машины и сосуда с грузом при резком приложении тормозного усилия для одноконцевой подъемной установки и естественной силой сопротивления $F_{conp} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Н}$

В частном случае при $a_{cp} = 0,5g$ и $F_{comp} = 2,5 \cdot 10^4$ Н (рисунок 2.4).

$$S_{\min} = F_{comp} = 2,5 \cdot 10^4 \text{ H}$$

$$S_{\max} = 2g(m_{cp} + m_{coc}) - 3F_{comp} = 2 \cdot 9,8 \cdot 2,5 \cdot 10^4 - 3 \cdot 1,5 \cdot 10^4 = 4,15 \cdot 10^5 \text{ H}$$



$$S(0) = 2,60 \cdot 10^5; \quad S_{\min} = S\left(\frac{T}{2}\right) = 2,5 \cdot 10^4; \quad S_{\max} = S\left(3\frac{T}{2} + \frac{T_1}{2}\right) = 4,15 \cdot 10^5$$

Рисунок 2.4 – Диаграммы усилия в канате, скоростей, ускорений подъемной машины и сосуда с грузом при резком приложении тормозного усилия для одноконцевой подъемной установки и естественной силой сопротивления $F_{comp} = 2,5 \cdot 10^4$ Н

На основании этих рассуждений можно однозначно сделать вывод о том, что сила сопротивления движению сосуда с грузом F_{comp} при предохранительном торможении в режиме подъема груза снижает максимально возможное усилие в канате на величину $3 F_{comp}$.

Физически это можно объяснить следующим образом: до момента стопорения минимальное значение усилия в канате увеличится на F_{comp} . А значит, потенциал максимальной амплитуды колебаний в первом полупериоде снизится до момента стопорения также на величину F_{comp} . А в момент изменения знака скорости, амплитудная величина ускорения падает на величину $2a_{mp}$, что вызывает снижение за последующий периода снижение усилия в канате на $2 F_{comp}$. А суммарно происходит снижение первого максимума усилий в канате на $3 F_{comp}$.

Определим необходимую силу сопротивления необходимую для полного устранения перегрузки каната после стопорения подъемной машины.

Для этого приравняем S_{max} к статическому значению и определим выражение для величины F_{conp} исходя из формулы 2.13 для силы естественного сопротивления [52]:

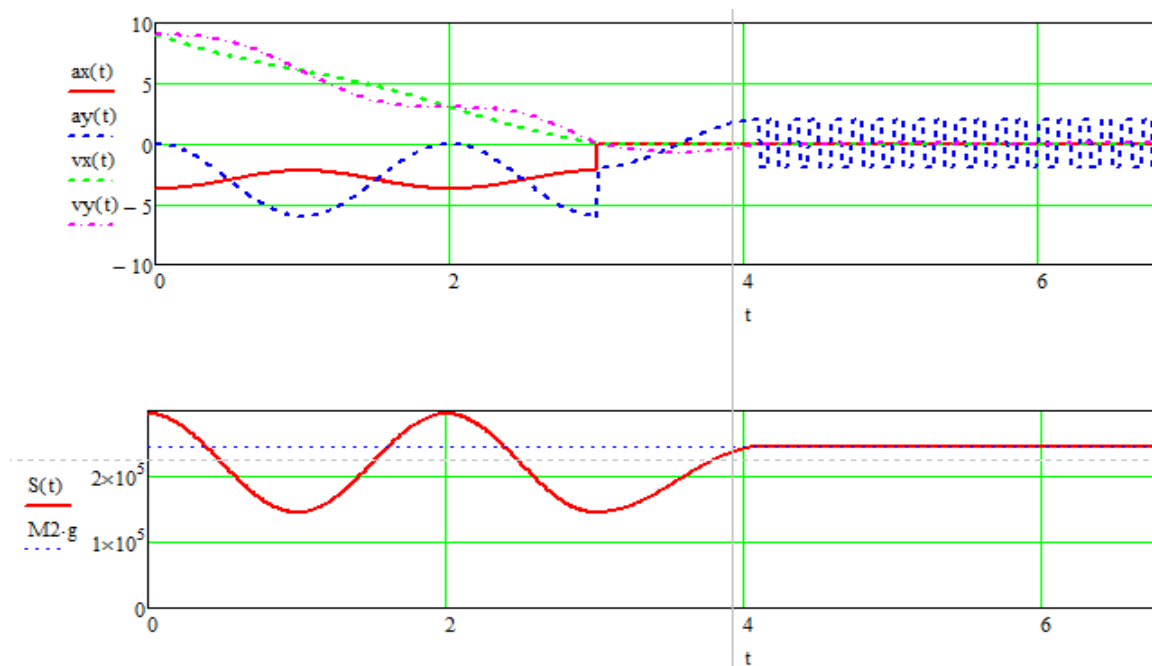
$$F_{conp} = \frac{2}{3}(m_{ep} + m_{coc})a_{cp} \quad (2.14)$$

$$F_{conp} = \frac{2}{3}(m_{ep} + m_{coc})a_{cp} = \frac{2}{3}2,5 \cdot 10^4 \cdot 3 = 5 \cdot 10^4 H$$

А основное тормозное усилие на приводном барабане тогда будет равно:

$$F_{торм} = (m_{н.м.} + \frac{1}{3}(m_{ep} + m_{coc}))a_{cp} - (m_{ep} + m_{coc})g \quad (2.15)$$

Проверим полученные формулы на математической модели одноконцевой подъемной установки (рисунок 2.5) при $a_{cp} = -3 \text{ м/с}^2$ и параметрах указанных в таблице 2.1.



$$S(0) = 2,952 \cdot 10^5; \quad S_{\min} = S\left(\frac{T}{2}\right) = 1,452 \cdot 10^5; \quad S_{\max} = S\left(3\frac{T}{2} + \frac{T_1}{2}\right) = 2,452 \cdot 10^5$$

Рисунок 2.5 – Диаграммы предохранительного торможения с резким приложением тормозного усилия при естественной силе сопротивления $F_{conp} = 5 \cdot 10^4 H$

Появляющиеся скачки ускорения подъемного сосуда $ay(t)$, после остановки всей подъемной установки, вызваны тем, что на численной модели значение скорости устанавливается не строго нулевым, поэтому сила сопротивления начинает восприниматься как активная сила, хотя она и не вызывает изменения координаты y .

Из графика на рисунке 2.5 видно, что достичь устранения динамической перегрузки каната возможно увеличением сил естественного сопротивления, но с экономической точки зрения это не выгодно, т.к. при этом резко возрастут эксплуатационные расходы.

2.3 Оценка естественной величины сопротивления движению подъемного сосуда

Коэффициент шахтных сопротивлений используемый в уравнении (1.1) обычно принимают равным $k=1,2$ для клетевых подъемов, $k=1,15$ – для скиповых подъемов [91]. Для подъемных установок с роликовыми направляющими в некоторых источниках рекомендуется брать величину $k=1,1$. При этом не уточняется, какая часть шахтных сопротивлений относится к подъемной машине, грузенному подъемному сосуду и порожнему сосуду (или противовесу). При вычислении необходимого движущего усилия создаваемой подъемной машиной мы могли бы довольствоваться этими величинами, но при определении динамических нагрузок на канат в каждой ветви распределение вредных сопротивлений между сосудами и подъемной машиной может иметь немаловажное значение.

Все вредные сопротивления, возникающие при работе вертикальных подъемных установок, можно разделить на следующие виды [71]:

1. Трение в подшипниках вала подъемной машины и копровых, отклоняющих шкивов с учетом сопротивления каната изгибу.
2. Трение башмаков (роликов) подъемных сосудов о направляющие при вертикальных подъемниках или трение в подшипниках колес.

3. Сопротивление воздуха движению сосудов в ограниченном пространстве.

Силы сопротивления, действующие в окрестности подъемной машины, нас не интересуют потому, что в случае резкого торможения они суммируются с тормозным усилием на приводном барабане. Рассмотрим только силы сопротивления движению сосудов.

Суммарный коэффициент сопротивления движению сосуда в этом случае будет равен:

Для вертикальных подъемных установок исходя из формулы в источнике [71]:

$$\xi = f_{\text{нап}} + f_{\text{воз}} \quad (2.16)$$

где $f_{\text{нап}}$ - коэффициент сопротивления движению башмаков по направляющим; $f_{\text{воз}} = \frac{F_{\text{воз}}}{Q_{\text{ср}}}$ - коэффициент сопротивления воздуха движению сосудов в шахте.

Сила трения башмаков о направляющие возникает в результате отклонения направляющих от вертикали, из-за несовпадения центра тяжести груза с центром тяжести сосуда и если центр тяжести сосуда смещен относительно оси его симметрии.

Согласно источнику [20] смещение в горизонтальной плоскости центра тяжести сосуда от оси подвески в угольных скипах находится в пределах 25÷129 мм. При этом величина постоянно действующей нагрузки на проводники армировки изменяется от 10 до 300 кгс (от 100 до 3000 Н) в зависимости эксцентриситета подвески, концевго груза, расстояния между направляющими по вертикали и ряда других факторов.

Суммарное сопротивление воздуха движению сосудов в стволе при скорости его движения W и скорости подъемного сосуда v определяется по формулам [71]:

$$F_{\text{воз}} = 2\rho \cdot C_v \cdot S_v \cdot W \cdot v \quad \text{при } W > v, \quad (2.19)$$

$$F_{\text{воз}} = 2\rho \cdot C_v \cdot S_v \cdot (W^2 + v^2) \quad \text{при } W < v, \quad (2.20)$$

где $\rho=0,125 \text{ кг}\cdot\text{сек}^2/\text{м}^4$ – весовая плотность воздуха; C_v – аэродинамический коэффициент сопротивления, зависящий от формы движущего сосуда; S_v – площадь лобовой стенки сосуда по миделевому сечению, м^2 .

Скиповые подъемы обычно устанавливаются в вентиляционных стволах, где по ПБ [25] максимальная скорость движения воздуха $W \leq 12 \text{ м/с}$. Клетьевые подъемы согласно ПБ устанавливаются в стволах, подающих свежий воздух в шахту со скоростью $W \leq 8 \text{ м/с}$. Средние значения аэродинамических коэффициентов, полученные продувкой сосудов в аэродинамической трубе приведены в таблице 2.2 [71].

Таблица 2.2 – Значения аэродинамических коэффициентов для подъемных сосудов

Неопркидные клетки		Скипы с секторным затвором	
Число этажей	C_v	Грузоподъемность, т	C_v
I	1,15	4–10	1,05
II	1,3	10–22	1,18
III	1,82	22–50	1,54

Средние значения каждого коэффициента сопротивления для различных видов подъемных установок приведены в таблице [71].

Таблица 2.3 – Коэффициенты сопротивления для шахтных подъемных установок

Вертикальные подъемные установки					
Тип сосуда	$f_{\text{нап}}$ при башмаках		$f_{\text{воз}}$	ξ при башмаках	
	скольжения	качения		скольжения	качения
Скипы	0,028	0,0025	0,018 – 0,012	0,046	0,043
Клетки	0,085	0,007	0,037 – 0,03	0,122	0,044

Коэффициенты, приведенные в таблице 2.3 отражают правоту утверждения, что на вредные сопротивления непосредственно в шахтном стволе для нормальных условий работы приходится не более 3-4% от концевой нагрузки [91].

2.4 Оценка величины снижения динамических колебаний за счет вязкости стального каната и сил естественного сопротивления

Первоочередной задачей в оценке поглощения энергии колебаний за счет вязкости канат является определение границ значения параметра вязкости для стального каната.

Упругий динамический расчет каната получается несколько условным и вследствие больших затуханий колебаний пригоден только для оценки первого максимума напряжений. Рассеивание энергии в канате на внутреннее трение из-за его сложной структуры значительно больше, чем в сплошных стержнях[26].

В источнике [80] указано, что величина логарифмического декремента для канатов $\delta = 0,1 - 0,2$. При этом в эту величина входит две составляющие: затухание колебаний из-за сил сопротивления и за счет сил вязкого сопротивления.

В источнике [91] отмечено наличие интенсивного затухания колебаний в канате (заметить можно не более 5 периодов). По мнению автора, объяснить затухание колебаний невозможно только наличием сил трения.

В то же время существует и другая точка зрения [92]: уменьшение первого максимума полных напряжений в упруго-вязком канате по сравнению с упругим не превысит 3-4% ,а во многих случаях окажется ниже 1% , при установленных параметрах вязкости на основании результатов испытания реального каната.

Декремент затухания определим по выражению [80]:

$$\delta = \frac{1}{i} \cdot \ln \frac{A_n}{A_{n+i}} \quad (2.21)$$

где i – количество циклов; A_n и A_{n+i} – амплитуды n и $n+I$ циклов.

В работе М.М. Федорова и М.А. Федорова [94] отмечено, что обычно через 6-7 периодов амплитуда колебаний уменьшается на 20-25%. Исходя из этого утверждения декремент затухания должен составлять величину:

$$\delta_{\min} = \frac{1}{i} \cdot \ln \frac{A_n}{A_{n+i}} = \frac{1}{7} \ln \frac{A_0}{0,8 A_0} = 0,032$$

$$\delta_{\max} = \frac{1}{i} \cdot \ln \frac{A_n}{A_{n+i}} = \frac{1}{6} \ln \frac{A_0}{0,75 A_0} = 0,048$$

Несмотря на некоторые расхождения в величинах затухания колебаний, можно смело утверждать, что декремент затухания не превышает величины $\delta = 0,2$.

Чтобы определить влияние вязкости стального каната, оценим ее определяя величину декремента затухания только под действием сил сопротивления.

Определим их через величину в 3% от концевой нагрузки:

$$F_{\text{сопр}} = 0,03(m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}})a_{\text{сп}} \quad (2.22)$$

Допуская, что торможение осуществляется при среднем замедлении $a_{\text{сп}} = -\frac{g}{2} = 4,9 \text{ м/с}^2$. При этом максимальная амплитуда в первом полупериоде будет равна:

$$S_{\max} = 2g(m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}}) - 3F_{\text{сопр}} = 2(m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}})g - 3 \cdot 0,03(m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}})g = 1,91(m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}})g$$

Через период усилие в канате (2-й максимум) будет иметь величину:

$$S_2 = S_{\max} - 4F_{\text{сопр}} = 1,91(m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}})g - 4 \cdot 0,03(m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}})g = 1,79(m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}})g$$

При наличии только сил естественного сопротивления движению сосуда величина декремента затухания составит величину:

$$\delta_{\text{сп}} = \ln \frac{S_{\max}}{S_2} = \ln \frac{1,91 (m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}}) g}{1,79 (m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}}) g} = 0,06$$

Через 6 периодов усилие в канате (7-й максимум) будет равно:

$$S_7 = S_{\max} - 6 \cdot 4 F_{\text{сопр}} = 1,91(m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}})g - 6 \cdot 4 \cdot 0,03(m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}})g = 1,19(m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}})g$$

Средний декремент затухания будет равен:

$$\delta_{\text{мп}} = \frac{1}{6} \ln \frac{S_{\max}}{S_7} = \frac{1}{6} \cdot \ln \frac{1,91 (m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}}) g}{1,19 (m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}}) g} = 0,08$$

Декременты определены для максимально возможных амплитуд при данных замедлениях, но учитывая, что реально возникают колебания меньших значений, то декремент затухания может иметь большее значение. При оценке величины декремента затухания в $\delta=0,2$ порядка 0,1 осуществляется за счет вязкости стального каната.

Исходя из графиков в источнике [94], где приведены диаграммы усилий в канате на одноконцевой подъемной установке при предохранительном торможении декремент затухания не превышает $\delta=0,2$.

Для совместной оценки затуханий колебаний вполне можно пользоваться величиной декремента затухания $\delta=0,15$.

В процентах снижение первого максимума усилий в канате за счет силы вязкости и сил сопротивления составит ориентировочно 6-7 %.

2.5 Снижение динамических нагрузок в случае резкого приложения тормозного усилия с помощью подтормаживания сосуда с грузом на одноконцевой подъемной установке

Рассмотрим подтормаживание сосуда с грузом в процессе резкого приложения тормозного усилия к подъемной машине на примере одноконцевой подъемной установки. Исключим действие сил естественного сопротивления движению сосуда. Замедление будет создаваться за счет силы тяжести сосуда с грузом, тормозного усилия на приводном барабане, и подтормаживающего усилия $F_{\text{подт}}$, приложенного к сосуду (формула 2. 23).

$$a'_{\text{сп}} = \frac{F_{\text{торм}} + (m_{\text{сп}} + m_{\text{сос}})g + F_{\text{подт}}}{m_{\text{п.м.}} + m_{\text{сос}} + m_{\text{сп}}} \quad (2.23)$$

Сила подтормаживания сосуда с грузом вызовет смещение средней величины замедления на величину $\frac{F_{подт}}{m_{п.м.} + m_{сос} + m_{ср}}$. Обозначим среднее замедление с учетом подтормаживающего усилия, приложенного к сосуду через $a'_{ср}$.

В источнике [82] указано, что мгновенные ускорения подъемной машины и сосуда с грузом ($a_x(t)$ и $a_y(t)$) колеблются относительно среднего значения ускорения всей подъемной установки $a_{ср}$. Поэтому мгновенное максимальное замедление будет равно сумме величин среднего замедления всей подъемной установки и амплитуде колебаний замедления груженого сосуда около значения $a_{ср}$ (2.24) [52]. В свою очередь амплитуда колебаний равна разности средней величины замедления подъемной установки и замедления сосуда в момент времени $t = 0$.

$$a_y^{\max} = a'_{ср} + (a'_{ср} - a_y(0)) \quad (2.24)$$

где $a_y(0) = \frac{F_{подт}(0)}{m_{ср} + m_{сос}}$ - мгновенное значение замедления подъемного сосуда в начале торможения.

При резком приложении тормозного усилия к приводному барабану и подтормаживающего усилия к сосуду с грузом в режиме подъема груза, диаграмма ускорения сосуда будет выглядеть следующим образом (рисунок 2.6).

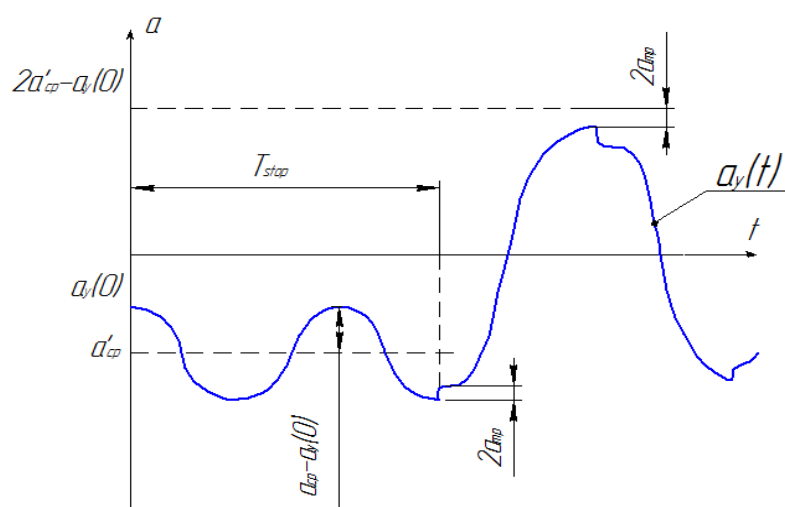


Рисунок 2.6 – Диаграмма изменения ускорения сосуда с грузом в случае резкого приложения тормозного усилия к приводному барабану и к сосуду: T_{stop} – время до полной остановки подъемной машины

Снижение максимального значения замедления при $m_{п.м.} > m_{гр} + m_{сос}$ по сравнению со случаем без подтормаживания сосуда составит:

$$\Delta a = F_{подм} \left(\frac{2}{m_{н.м.} + m_{сос} + m_{зр}} - \frac{1}{m_{сос} + m_{зр}} \right) \quad (2.25)$$

Максимальное замедление сосуда будет равно:

$$a_y^{\max} = 2a_{зр} - F_{подм} \cdot \frac{m_{н.м.} - (m_{зр} + m_{сос})}{(m_{н.м.} + m_{зр} + m_{сос}) \cdot (m_{зр} + m_{сос})} \quad (2.26)$$

Исходя, из данного выражения можно сделать вывод о том, что чем больше будет соотношение массы подъемной машины $m_{п.м.}$ к массе сосуда с грузом $m_{сос} + m_{гр}$ тем сильнее будет снижаться максимальная величина замедления сосуда с грузом, а при $m_{н.м.} = m_{зр} + m_{сос}$ силы сопротивления не будут влиять на максимальную величину ускорения груженого сосуда.

Формулы для определения минимального и максимального усилия в канате (2.7) и (2.13) будут также справедливы для случая с подтормаживанием, но снижается максимально возможная величина $a_y^{смон}$. Т.е. максимально возможное усилие в канате снизится на трехкратную величину сил подтормаживания и дополнительно на некоторую величину за счет снижения максимальной величины замедления.

Проведем математическое моделирование при параметрах подъемной установки указанных в таблице 2.1, при подтормаживании сосуда с грузом с усилием равным $F_{подм} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Н}$ и средней величине ускорения при резком приложении тормозного усилия только к подъемной машине $a_{зр} = 2,88 \text{ м/с}^2$. При этом сначала аналитически определим минимальное и максимальное значения усилия в канате при $a_y^{смон} = a_y^{\max}$.

$$a_y^{\max} = 2a_{зр} - \frac{3F_{подм}}{5 \cdot (m_{зр} + m_{сос})} = 2 \cdot 2,88 - \frac{3 \cdot 1,5 \cdot 10^4}{5 \cdot 2,5 \cdot 10^4} = -5,4 \text{ м/с}^2;$$

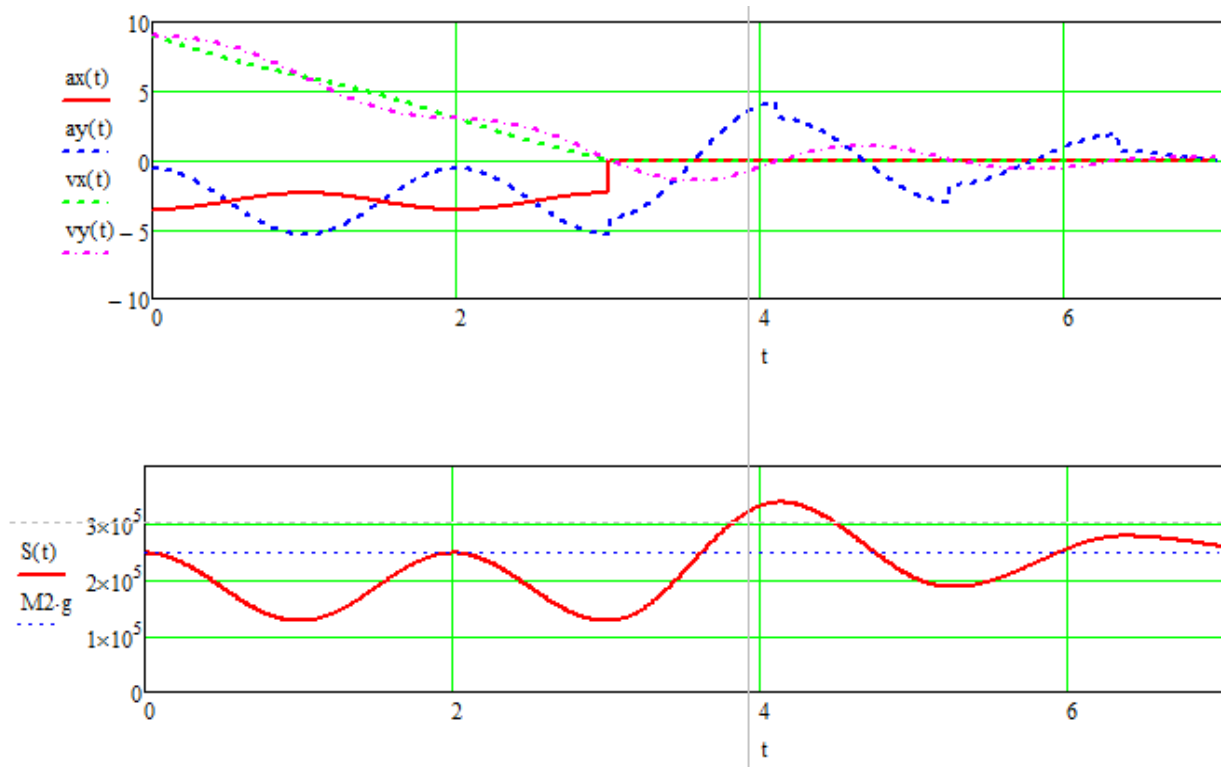
$$S_{\min} = (g - a_y^{смон})(m_{зр} + m_{сос}) + F_{подм} = (9,8 - 5,4) \cdot 2,5 \cdot 10^4 + 1,5 \cdot 10^4 = 1,252 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

$$S_{\max} = (g + a_y^{смон})(m_{зр} + m_{сос}) - 3F_{подм} = (9,8 + 5,4) \cdot 2,5 \cdot 10^4 - 3 \cdot 1,5 \cdot 10^4 = 3,353 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

Через период после стопорения подъемной машины амплитуда ускорения сокращается на величину $2a_{cp}$:

$$a_y = a_y^{\max} - 2a_{cp} = a_y^{\max} - \frac{2F_{nodm}}{(m_{cp} + m_{coc})} = -5,4 + \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 10^4}{2,5 \cdot 10^4} = -4,2 \text{ м/с}^2.$$

На следующей диаграмме (рисунок 2.7) изображены диаграммы ускорений, скоростей сосуда и подъемной машины при подтормаживании сосуда с грузом с усилием равным $F_{nodm} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Н}$ $a_{cp} = 2,88 \text{ м/с}^2$ – средняя величина ускорения подъемной установки, при торможении только главной тормозной установки, $m_{п.м.} = 4(m_{гр} + m_{coc}) = 10 \cdot 10^4 \text{ кг}$. Коэффициент упругости c подобран так, чтобы наблюдались максимально возможная перегрузка после стопорения подъемной машины.



$$S(0) = 2,452 \cdot 10^5; \quad S_{\min} = S\left(\frac{T}{2}\right) = 1,452 \cdot 10^5; \quad S_{\max} = S\left(3\frac{T}{2} + \frac{T_1}{2}\right) = 3,353 \cdot 10^5;$$

$$a_y\left(\frac{T}{2}\right) = -5,4; \quad a_y\left(3\frac{T}{2} + \frac{T_1}{2}\right) = -4,2;$$

Рисунок 2.7 – Диаграммы предохранительного торможения с резким приложением тормозного усилия к подъемной машине и к сосуду с грузом с усилием $F_{nodm} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Н}$

Как видно, применимость формул (2.7) и (2.13) подтверждаются на математической модели резкого приложения тормозного усилия с подтормаживанием сосуда с грузом.

Приравняв максимальное усилие к статическому значению можно получить выражения для определения силы подтормаживания сосуда с грузом, необходимой для полного гашения перегрузок после стопорения подъемной машины при подъеме груза:

$$F_{подм} = \frac{1}{3}(m_{зр} + m_{сос})a_y^{смон} \quad (2.27)$$

В развернутом виде, при $a_y^{смон} = a_y^{max}$ это выражение выглядит следующим образом [52]:

$$F_{подм} = \frac{2(m_{зр} + m_{сос})a_{ср}}{3 + \frac{m_{н.м.} - (m_{зр} + m_{сос})}{m_{н.м.} + (m_{зр} + m_{сос})}} \quad (2.28)$$

здесь $a_{ср}$ - среднее замедление при торможении только подъемной машины.

Обозначим выражение $\frac{2}{3 + \frac{m_{н.м.} - (m_{зр} + m_{сос})}{m_{н.м.} + (m_{зр} + m_{сос})}}$ через коэффициент q .

Зависимость коэффициента q от соотношения масс подъемной машины и сосуда с грузом будет выглядеть следующим образом (см. рисунок 2.8).

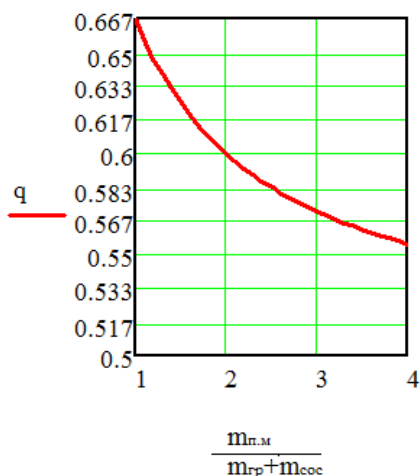


Рисунок 2.8 Зависимость коэффициента q от соотношения массы подъемной машины к массе сосуда с грузом

С дальнейшим увеличением соотношения коэффициент q будет стремиться к значению равному 0,5 .

И тогда выражение (2.28) примет вид:

$$F_{подм} = q(m_{зп} + m_{сос})a_{зп} \quad (2.29)$$

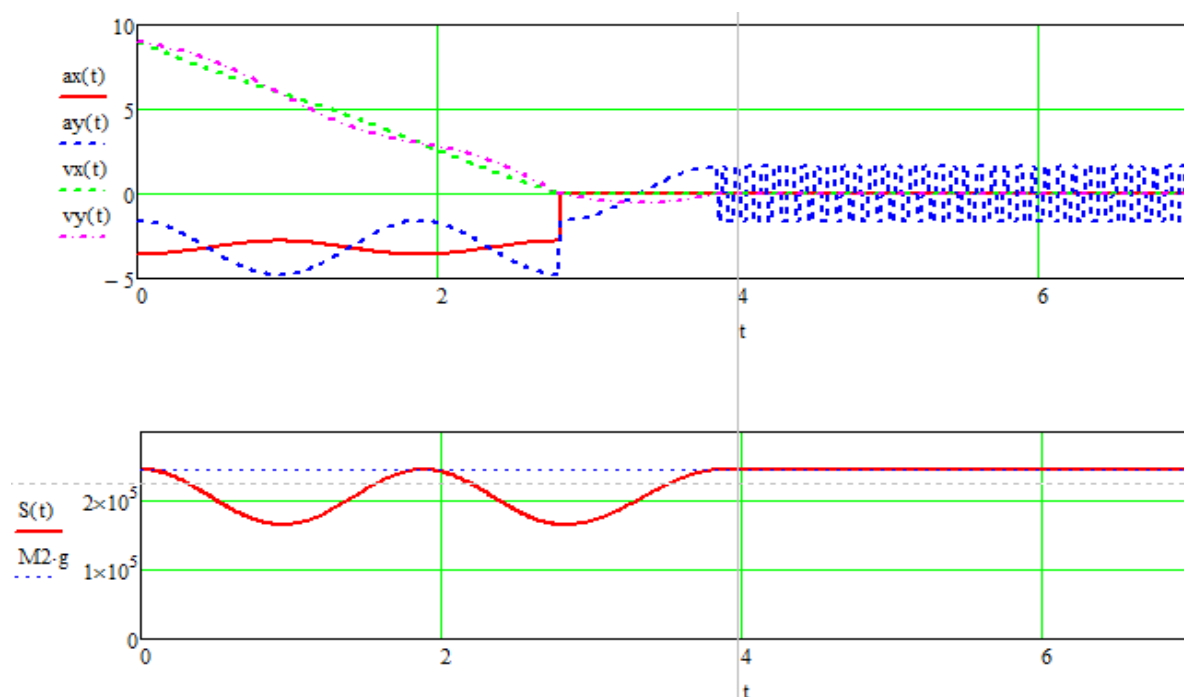
В случае, приведенном выше, коэффициент q будет равен:

$$q = \frac{2}{3 + \frac{m_{н.м.} - (m_{зп} + m_{сос})}{m_{н.м.} + (m_{зп} + m_{сос})}} = \frac{2}{3 + \frac{10 \cdot 10^4 - 2,5 \cdot 10^4}{10 \cdot 10^4 + 2,5 \cdot 10^4}} = 0,55$$

Тогда усилие, необходимое для полного погашения колебаний, для выше приведенного случая:

$$F_{подм} = q(m_{зп} + m_{сос})a_{зп} = 0,55 \cdot 2,5 \cdot 10^4 \cdot 2,88 = 4 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

На рисунке 2.9 представлены диаграммы резкого приложения тормозного усилия к подъемной машине и к сосуду с грузом с полным погашением колебаний сосуда с грузом после стопорения подъемной машины.



$$S(0) = 2,452 \cdot 10^5 ; \quad S_{\min} = S\left(3\frac{T}{2}\right) = 1,653 \cdot 10^5 ; \quad S_{\max} = S\left(3\frac{T}{2} + \frac{T_1}{2}\right) = 2,452 \cdot 10^5 ;$$

Рисунок 2.9 – Диаграммы изменения ускорений, скоростей сосуда и подъемной машины, а также усилия в канате при резком приложении тормозного усилия к подъемной машине и к сосуду с грузом ($F_{подм}=4 \cdot 10^4 \text{ Н}$).

На графике изменения усилия в канате $S(t)$ видно, что после стопорения подъемной машины усилие в канате принимает статическое значение равное весу сосуда с грузом.

В рабочем цикле подъема также происходит динамическая перегрузка каната во время разгона подъемной установки. Согласно [25] величина основного ускорения и замедления для вертикальных подъемных установок не должна превышать $0,75 \text{ м/с}^2$.

Тогда усилие в канате в рабочем цикле подъема определится по выражению:

$$S_{\text{раб}} = (g + a_p)(m_{\text{зп}} + m_{\text{сос}}) \quad (2.30)$$

где a_p – ускорение во время разгона подъемной установки, м/с^2 .

Примем a_p равным $0,75 \text{ м/с}^2$, тогда допустимое усилие в канате для рассматриваемой в этом разделе установки будет равно:

$$S_{\text{раб}} = (g + a_p)(m_{\text{зп}} + m_{\text{сос}}) = 2,5 \cdot 10^4 \cdot (9,81 + 0,75) = 2,64 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Это усилие достигается в каждом рабочем цикле подъема, поэтому можно смело считать его допустимым значением. Из условия достижения допустимого усилия в канате выражение для необходимой силы подтормаживания подъемного сосуда примет вид:

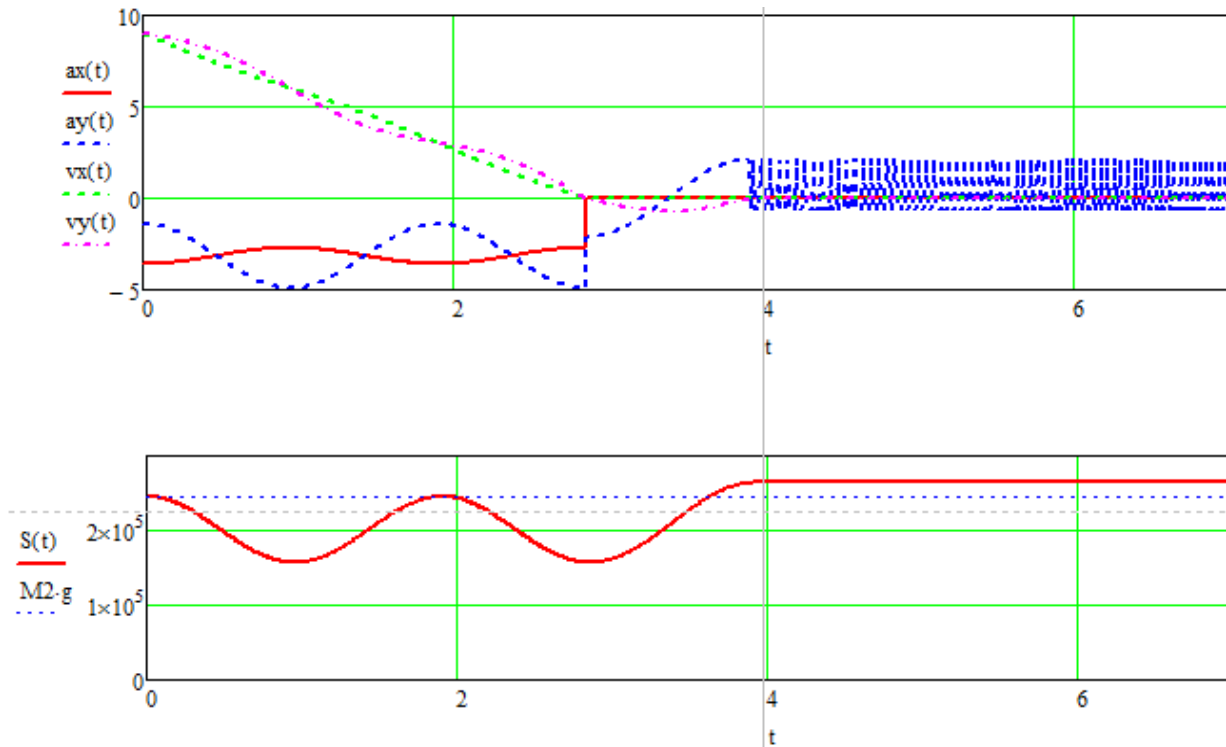
$$F_{\text{подт}} = q(m_{\text{зп}} + m_{\text{сос}})(a_{\text{зп}} - 0,5a_p) \quad (2.30)$$

Усилие подтормаживания при $a_{\text{зп}} = -2,88 \text{ м/с}^2$ будет равно:

$$F_{\text{подт}} = q(m_{\text{зп}} + m_{\text{сос}})(a_{\text{зп}} - 0,5a_p) = 0,55 \cdot 2,5 \cdot 10^4 \cdot (2,88 - 0,5 \cdot 0,75) = 3,48 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Проверим на математической модели наше выражение для определения подтормаживающего усилия.

На рисунке 2.10 представлены диаграммы резкого приложения тормозного усилия к подъемной машине и к сосуду с грузом с полным погашением колебаний сосуда с грузом после стопорения подъемной машины.



$$S(0) = 2,452 \cdot 10^5; \quad S_{\min} = S\left(3\frac{T}{2}\right) = 1,569 \cdot 10^5; \quad S_{\max} = S\left(3\frac{T}{2} + \frac{T_1}{2}\right) = 2,639 \cdot 10^5;$$

Рисунок 2.10 Диаграммы предохранительного торможения с резким приложением тормозного усилия к подъемной машине и к сосуду с грузом с усилием $F_{\text{подм}} = 3,48 \cdot 10^4 \text{ Н}$

Подводя итог, можно сделать следующие выводы о влиянии подтормаживания сосуда в случае резкого приложения тормозного усилия к подъемной машине:

- 1) Сила подтормаживания сосуда с грузом вызовет увеличение средней величины ускорения на величину $\frac{F_{\text{сopr}}}{m_{\Sigma}}$;
- 2) Максимально возможное усилие в канате, возникающее после стопорения подъемной машины в режиме подъема груза, также снизится более, чем на трехкратную величину усилия подтормаживания, за счет снижения максимального ускорения сосуда до момента полной остановки подъемной машины.
- 3) Воздействие подтормаживающей силы равной произведению массы сосуда с грузом, на ускорение среднего замедления за вычетом половины ускорения разгона в рабочем цикле с коэффициентом пропорциональности 0,5-

0,67 приводит к снижению усилий в канатной системе шахтных подъемных установок, величина которых не превышает допустимых значений.

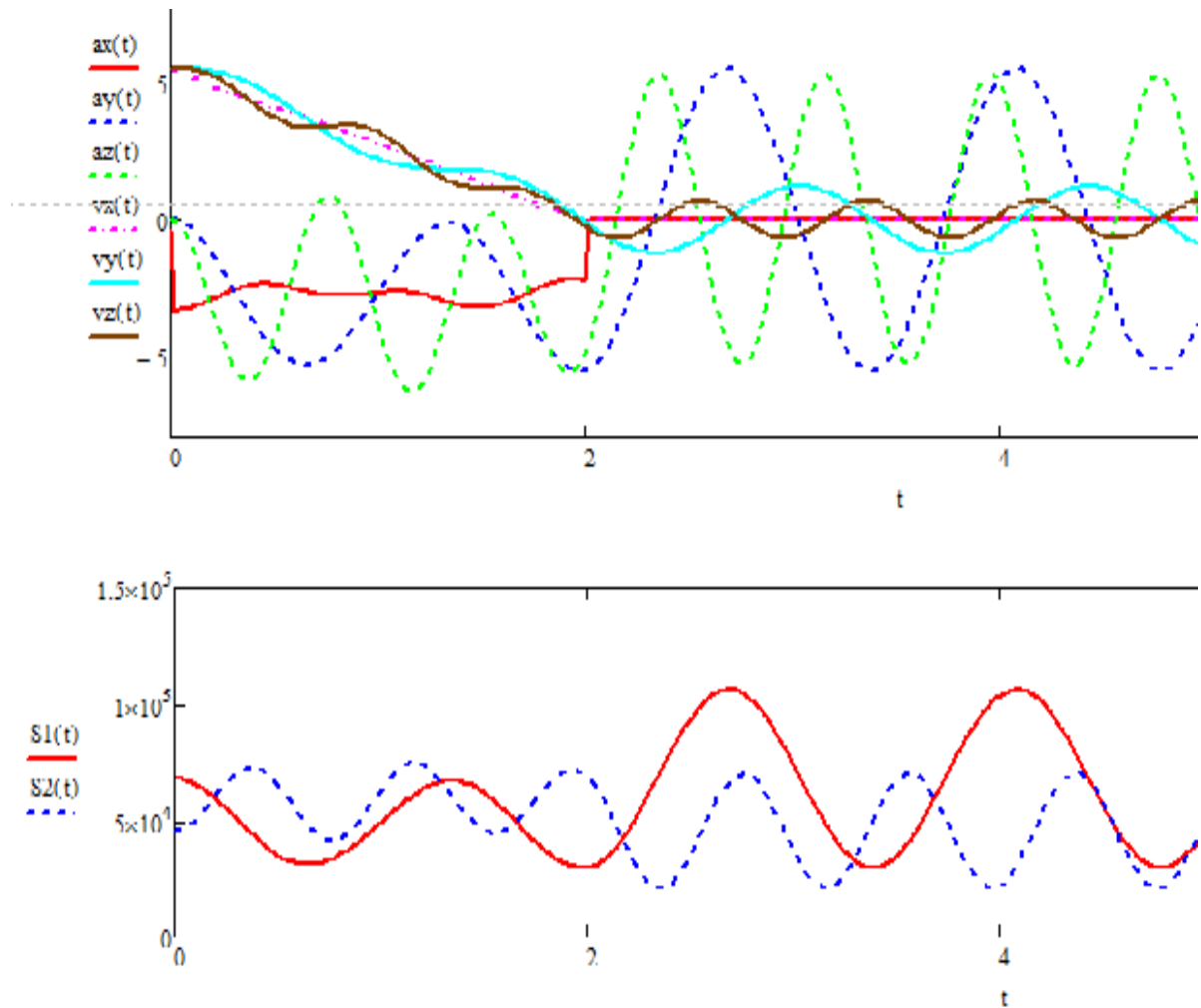
2.6 Снижение динамических нагрузок в случае резкого приложения тормозного усилия с помощью подтормаживания сосуда с грузом на двухконцевой подъемной установке

Рассмотрим резкое приложение к двухконцевой подъемной установке со следующими техническими характеристиками (таблица 2.4).

Таблица 2.4 – Параметры подъемной установки

Приведенная масса движущихся частей подъемной машины	$m_{п.м.}$	55496 кг
Масса сосуда с грузом	$m_{сос}+m_{гр}$	6960 кг
Масса сосуда	$m_{сос}$	4600 кг
Коэффициент упругости груженной ветви	c_y	141 кН/м
Коэффициент упругости порожней ветви	c_z	284 кН/м

До момента стопорения подъемной машины движение трехмассовой системы будет описываться системой уравнений (1.5). После полной остановки подъемной машины каждая ветвь каната будет колебаться независимо друг от друга. На рисунке 2.11 представлена диаграмма резкого приложения тормозного усилия при $a_{cp}=2,76 м/с^2$.



$$S_{\max} = 1,065 \cdot 10^5$$

Рисунок 2.11 – Диаграммы изменения ускорений, скоростей сосуда и подъемной машины, а также усилия в канате при резком приложении тормозного усилия к подъемной машине ($a_{cp}=2,76 \text{ м/с}^2$).

Коэффициент q рассчитаем как для одноконцевой подъемной установки, прибавив массу порожнего сосуда к массе подъемной машины. Чем ближе будет находиться порожний сосуд к подъемной машине, тем справедливее будет такое допущение. В источнике [91] отмечено, что сосуд, находящийся ближе к приемной площадке в начальный период возникновения колебаний движется одновременно с подъемной машиной, как единое жесткое тело.

Тогда коэффициент q для двухконцевой подъемной установки будет определяться по выражению:

$$q = \frac{2}{3 + \frac{m_{н.м.} - m_{сп}}{m_{н.м.} + m_{сп} + 2m_{сос}}} \quad (2.30)$$

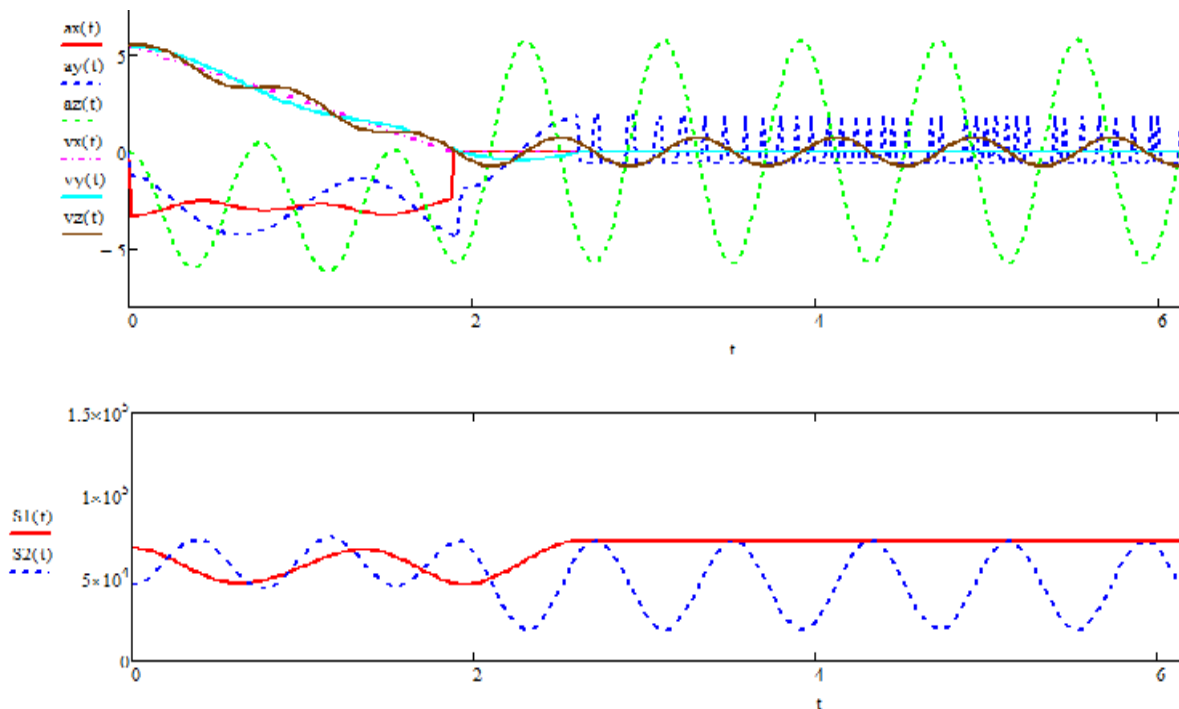
Для рассматриваемой установки он будет равен:

$$q = \frac{2}{3 + \frac{m_{н.м.} - m_{сп}}{m_{н.м.} + m_{сп} + 2m_{сос}}} = \frac{2}{3 + \frac{55496 - 2300}{55496 + 2300 + 2 \cdot 4660}} = 0,53$$

Ускорение разгона примем равным $0,75 \text{ м/с}^2$. Тогда, усилие необходимое для гашения динамических колебаний до допустимого значения будет равно:

$$F_{подм} = q(m_{сп} + m_{сос})(a_{сп} - 0,5a_p) = 0,53 \cdot 6960 \cdot (2,76 - 0,5 \cdot 0,75) = 8798 \text{ Н}$$

На рисунке 2.12 представлены результаты моделирования резкого приложения с подтормаживающим усилием для рассматриваемой подъемной установки.



$$S_{\max} = 7,276 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Рисунок 2.12 – Диаграммы изменения ускорений, скоростей сосудов и подъемной машины, а также усилия в канате при резком приложении тормозного усилия к подъемной машине и к сосуду с грузом ($F_{подм}=8798\text{Н}$).

Усилие грузенной ветви в период разгона в верхнем сечении канат достигает:

$$S_{\text{раб}} = (g + a_p)(m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}}) = (9,81 + 0,75) \cdot 6960 = 7,35 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Как видно, динамическое усилие в канате даже не достигло величины принимаемой в момент разгона подъемной установки. Отсюда следует вывод о том, что при расчете требуемого усилия подтормаживания коэффициент q вполне можно рассчитывать как для одноконцевой модели, прибавив массу порожнего сосуда к массе подъемной машины.

2.5 Выводы по результатам теоретического исследования

1. При работе шахтной подъемной установки в режиме подъема груза увеличение силы трения, приложенной к подъемному сосуду в момент наложения предохранительного торможения приводит к снижению амплитуды первого максимума усилий в канате после стопорения подъемной машины на трехкратную величину.

2. Воздействие подтормаживающей силы равной произведению массы сосуда с грузом, на ускорение среднего замедления за вычетом половины ускорения разгона в рабочем цикле с коэффициентом пропорциональности 0,5-0,66 приводит к снижению усилий в канатной системе шахтных подъемных установок, величина которых не превышает допустимых значений.

3. Амплитуда колебаний ускорения сосуда с грузом в результате приложения тормозного усилия к сосуду при осуществлении предохранительного торможения будет ниже, чем в случае приложения тормозного усилия только к подъемной машине, если масса всех подвижных частей больше массы сосуда с грузом.

Глава 3 Моделирование предохранительного торможения с учетом веса каната и экспоненциального приложения тормозного усилия

3.1 Выбор математической модели для анализа предохранительного торможения с учетом веса каната

Согласно источнику [86], при представлении каната невесомым с включением половины его массы в массы барабана и сосуда ошибка по усилию в окрестности подъемной машины составляет около 4% для шахт средней глубины и 9% для сверхглубокой, а ошибки по периоду колебаний соответственно 4 и 6% соответственно.

Ошибки по периоду колебаний нас не интересуют, т.к. они не скажутся на величине динамических нагрузок. Рассмотрим только величину ошибки при определении максимального усилия, возникающего в верхнем сечении каната. В таблице 3.1 приведены результаты расчета предохранительного торможения различными способами без учета вязкости стального каната [86].

Таблица 3.1 – Результаты расчета максимального усилия в канате для одноконцевой подъемной установки

	Высота подъема	Определено по системе уравнений (1.6)	Определено по системе уравнений (1.9)	По методу линейно-кусочной аппроксимации при замещении массы каната n элементарными массами	
				$n=1$	$n=4$
Расчетное максимальное усилие в верхнем сечении каната, кН	Средняя (L=550 м)	66,7	66,7	70	69,4
	Глубокая (L=2200 м)	124	124	140	137

Как видим, максимальное усилие в верхнем сечении каната по методам при которых одна треть или половина массы каната прибавляют к массам сосудов и

подъемной машины не отличаются. Однако как было уже сказано в первой главе, при методе в котором используется система уравнений (1.9), не возникает искажения реальной картины предохранительного торможения, кроме этого не изменяется время полной остановки подъемной машины.

При расчете методом линейно-кусочной аппроксимации с увеличением числа n элементов разбиения массы каната величина расчетного максимального усилия снижается. При большом числе n элементов оно будет приближаться к значению, рассчитанному по волновому уравнению без учета вязкости стального каната.

На рисунке 3.1 схематично показано расположение величин максимального усилия в канате при определении его различными методами.

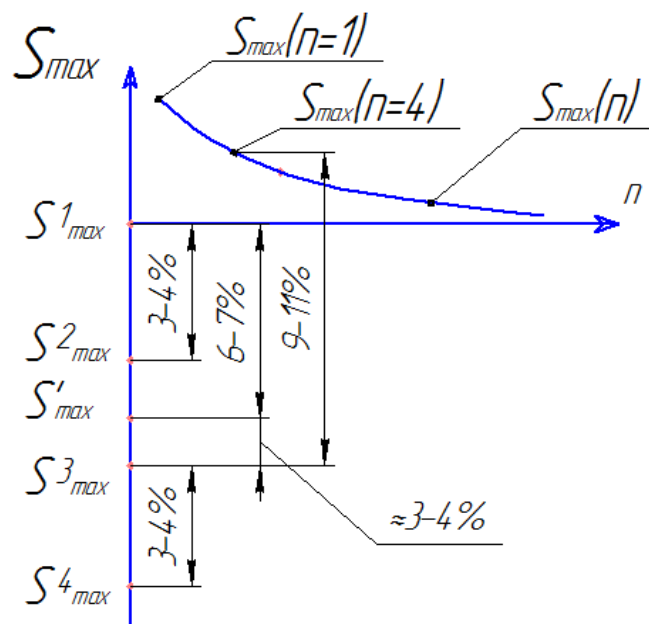


Рисунок 3.1 – Графическое расположение максимальных усилий в канате рассчитанных различными способами.

На рисунке 3.1 обозначены: S'_{max} – истинное значение максимального усилия в канате; $S_{max}(n)$ – расчетные значения по линейно-кусочной аппроксимации в зависимости от числа элементов n ; S^1_{max} – при расчете с помощью волнового уравнения без учета вязкости каната; S^2_{max} – при расчете с помощью волнового уравнения с учетом вязкости каната; S^3_{max} – при расчете с помощью системы

уравнений (1.9) без учета вязкости каната; S_{\max}^4 - при расчете с помощью системы уравнений (1.9) с учетом вязкости каната.

Исходя из этой схемы расположения максимальных значений при расчете различными способами, можно утверждать, что при расчете максимальных усилий в канате можно пользоваться системой уравнений (1.9) без учета вязкости стального каната и при этом разница с экспериментальными данными будет не более 5-7%.

Система уравнений для описания движения до момента стопорения подъемной машины для одноконцевой подъемной установки будет иметь вид:

$$\begin{cases} (m_{н.м} + \frac{M_{\kappa}}{2})x'' = -c(x - y) - M_{\kappa}g - (m_{zp} + m_{coc})g - F_T(1 - e^{-\frac{t-t_{x,x}}{\tau}}) \\ (m_{zp} + m_{coc} + \frac{M_{\kappa}}{2})y'' = c(x - y) - F_{подм}(1 - e^{-\frac{t-t_{x,x}}{\tau}}) \end{cases} \quad (3.1)$$

Для двуконцевой подъемной установки:

$$\begin{cases} (m_{н.м} + \frac{M_{\kappa}}{2})x'' = c_z(z - x) - c_y(x - y) - M_{\kappa}g - (m_{zp} + m_{coc})g - F_T(1 - e^{-\frac{t-t_{x,x}}{\tau}}) \\ (m_{zp} + m_{coc} + \frac{M_{\kappa}}{2})y'' = c_y(x - y) - F_{подм}(1 - e^{-\frac{t-t_{x,x}}{\tau}}) \\ (m_{coc} + \frac{M_{\kappa}}{2})z'' = -c_z(z - x) \end{cases} \quad (3.2)$$

Математическая модель, выполняет расчет процесса предохранительного торможения по следующим пунктам:

- 1) Задание исходных данных;
- 2) Расчет всех параметров подъемной машины и сосуда с грузом и величины усилия в канате по системе уравнений для системы тел соединенных упругой связью с начала предохранительного торможения до стопорения подъемной машины;
- 3) Фиксирование координаты x (положения подъемной машины в момент стопорения) и составление начальных условий для подъемных сосудов (ускорения, скорости, положения (координата y и z) для дальнейшего расчета;

4) Расчет параметров колебаний и величины усилия в канате для сосуда с грузом (как для одномассовой системы) по сформированным начальным условиям.

В этом разделе подтормаживающее усилие прикладывается к сосуду с учетом времени холостого хода по экспоненциальному закону с параметрами характеристики предохранительного тормоза подъемной машины.

3.2 Моделирование предохранительного торможения одноконцевой шахтной подъемной установки с подтормаживанием сосуда

В качестве реального объекта примем шахтную подъемную установку Ц-3×2,2 АР используемую на шахте «Воркутинская». Назначение подъемной установки аварийно-грузовая. Технические характеристики представлены в таблице 3.1. На подъемной машине используется тормоз радиального типа с пружинно-пневматическим приводом.

Таблица 3.2 – Техническая характеристика Ц -3×2,2АР

Высота подъема L , м	967
Масса погонного метра головного каната (p_1 , кг	4,155
Масса подъемного сосуда $m_{\text{сос}}$, кг	1099
Наибольшая масса груза в сосуде, кг	2946
Максимальная скорость подъемной установки, м/с	4,6
Приведенная масса подъемной машины $m_{\text{п.м.}}$, кг	25980

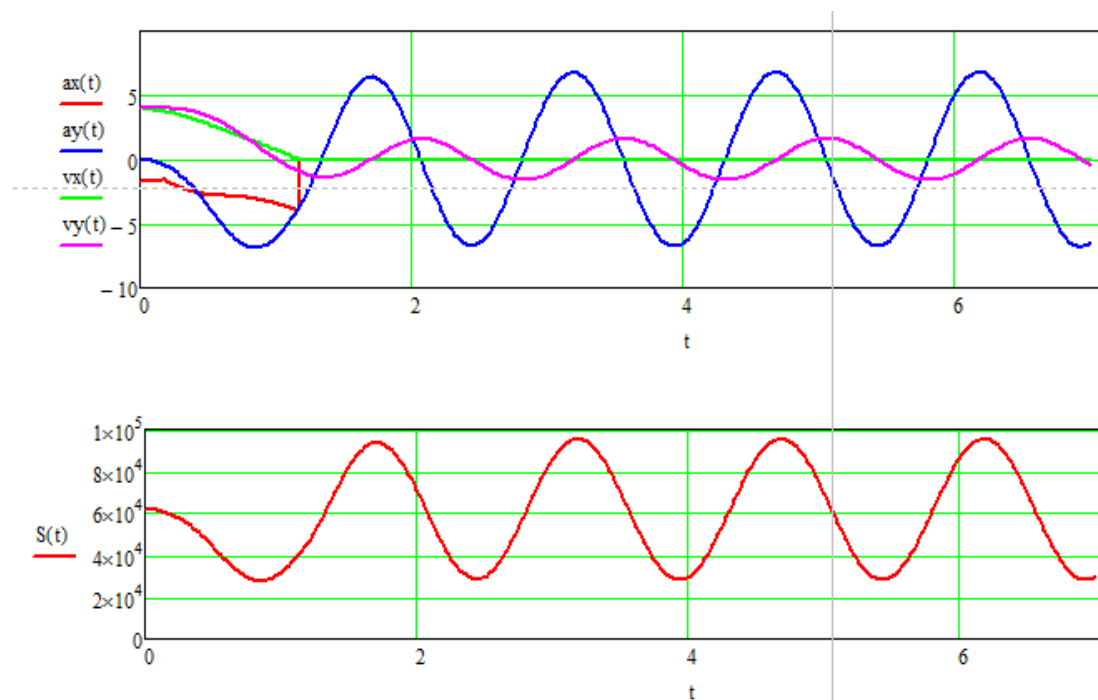
При испытании предохранительного тормоза данной подъемной установки получены следующие характеристики предохранительного торможения (таблица 3.3).

Таблица 3.3 – Параметры предохранительного торможения

Длина отвеса каната L , м	650
Масса груза в сосуде $m_{гр}$, кг	2500
Скорость движения сосуда v , м/с	4
Время холостого хода $t_{х.х.}$, с	0,19
Время срабатывания тормоза $t_{сраб.}$, с	0,44
Фактическое среднее замедление $a_{ср}$, м/с ²	4,27

Данные по тормозным характеристикам получены при рассмотрении изменения скорости подъемной машины, полученные методом осциллографирования.

На рисунке 3.2 представлено диаграммы предохранительного торможения с учетом веса каната и характеристик тормозной системы



$$S_{\max} = 9,358 \cdot 10^4 H$$

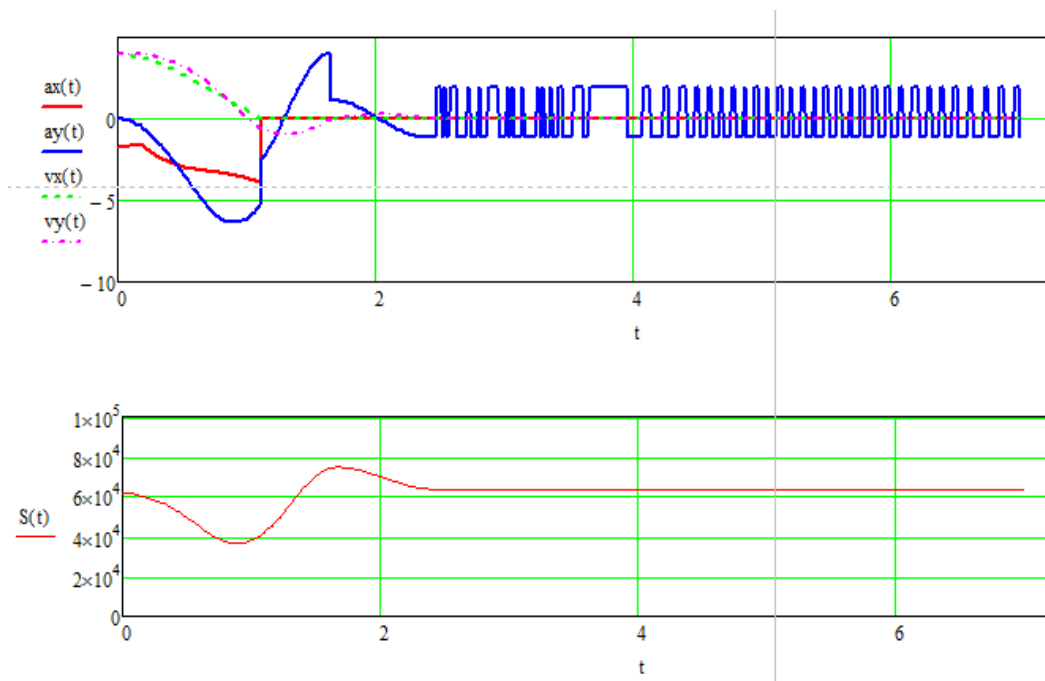
Рисунок 3.2 – Диаграммы изменения ускорений, скоростей сосуда и подъемной машины, а также усилия в канате при экспоненциальном приложении тормозного усилия к подъемной машине ($a_{ср}=4,27 \text{ м/с}^2$).

Рассчитаем коэффициент q и необходимое усилие подтормаживания.

$$q = \frac{2}{3 + \frac{m_{н.м.} - (m_{cp} + m_{coc})}{m_{н.м.} + (m_{cp} + m_{coc})}} = \frac{2}{3 + \frac{25980 - (2500 + 1099)}{25980 + (2500 + 1099)}} = 0,53$$

Ускорение разгона принятое на данной установке равно $0,65 \text{ м/с}^2$. Тогда, усилие необходимое для гашения динамических колебаний до допустимого значения будет равно:

$$F_{подм} = q(m_{cp} + m_{coc})(a_{cp} - 0,5a_p) = 0,53 \cdot 3599 \cdot (4,27 - 0,5 \cdot 0,65) = 7524 \text{ Н}$$



$$S_{\max} = 7,458 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Рисунок 3.3 – Диаграммы изменения ускорений, скоростей сосудов и подъемной машины, а также усилия в канате при экспоненциальном приложении тормозного усилия к подъемной машине и к сосуду с грузом ($F_{подм}=7524\text{Н}$).

Статическая величина усилия в канате в верхнем сечении равна $61,8 \text{ кН}$. Усилие в канате в момент разгона составляет на данном участке каната $66,1 \text{ кН}$. Принимая усилие в момент разгона как допускаемую величину, тогда в случае обычного предохранительного торможения перегрузка каната составит 42% , а в случае с подтормаживанием 12% .

Для полного устранения динамической перегрузки каната необходимо учитывать вес каната при расчете тормозного усилия на сосуде. Но при этом усложнится устройство управления тормозным усилием на подъемном сосуде, т.к. необходимо будет учитывать местоположение сосуда в стволе в момент начала предохранительного торможения. Если же выдерживать тормозное усилие с максимальным значением, ориентированным на полную длину каната, то при подходе к приемной площадке вес каната снизится и такое усилие будет излишним.

Следует также отметить, что усилие в канате при подтормаживании сосуда в течение одного периода принимает значение близкое к статическому. А в случае естественного затухания колебаний как минимум будут наблюдаться 6-7 периодов колебаний. Поэтому влияние фактора случаев предохранительного торможения на долговечность каната снизится примерно в 5 раз.

Одноконцевые подъемные установки в основном используются во время проходки стволов, либо в качестве аварийно-грузовых подъемных установок. Поэтому применение предохранительного торможения с подтормаживанием сосуда с грузом на таких установках нецелесообразно. Моделирование предохранительного торможения с учетом веса каната на одноконцевой установке произведено только для исследования.

3.3 Моделирование предохранительного торможения двухконцевой шахтной подъемной установки с подтормаживанием сосуда

Объектом моделирования в этом разделе вступит шахтная подъемная установка 2Ц-4×2,3, которая используется на шахте «Воркутинская». Назначение подъемной установки грузо-людская. На подъемной машине используется тормоз радиального типа с пружинно-пневматическим приводом.

Технические характеристики подъемной установки представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Техническая характеристика 2Ц -4×2,3

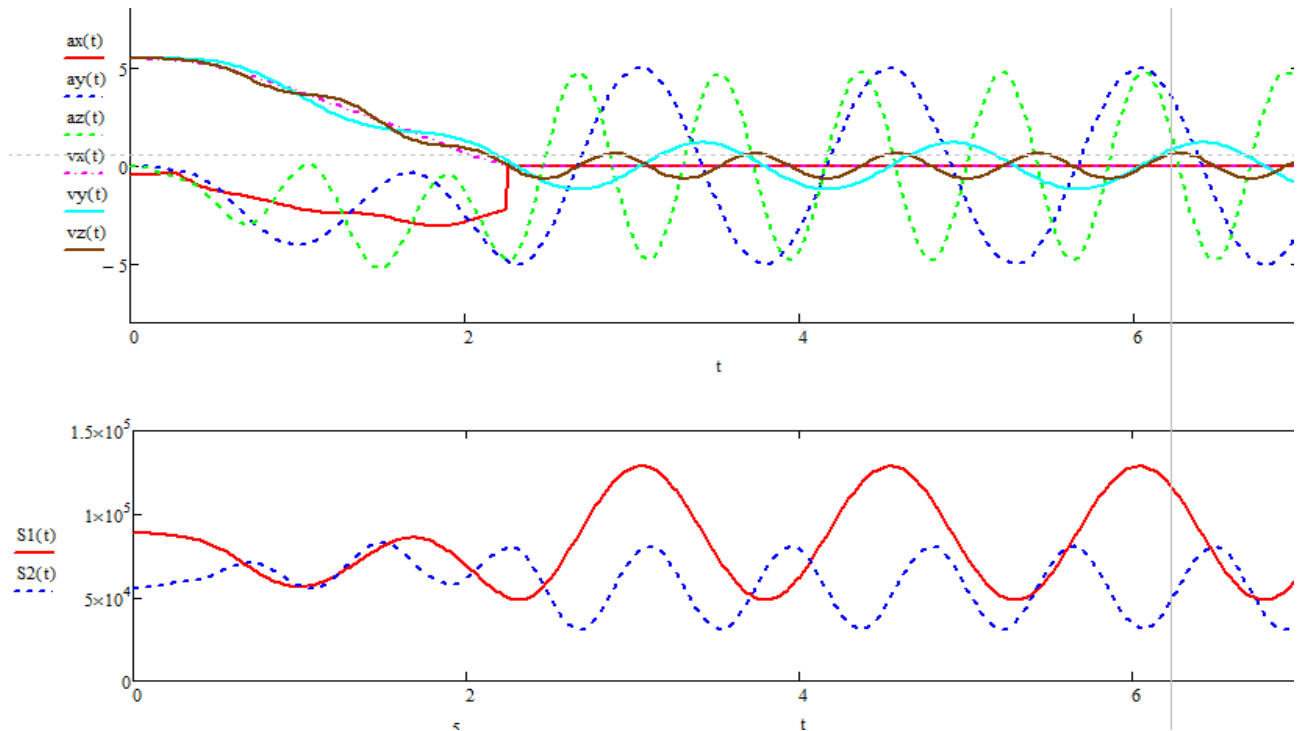
Высота подъема L , м	673
Масса погонного метра головного каната p_1 , кг	4,61
Масса подъемного сосуда $m_{\text{сос}}$, кг	4660
Наибольшая масса груза в сосуде $m_{\text{гр}}$, кг	2300
Максимальная скорость подъемной установки, м/с	5,5
Приведенная масса подъемной машины $m_{\text{п.м.}}$, кг	55496

В таблице 3.5 приведены условия испытания предохранительного тормоза и полученные методом осциллографирования скорости подъемной машины тормозные характеристики предохранительного торможения.

Таблица 3.5 – Параметры предохранительного торможения

Длина отвеса грузенной ветви каната L , м	450
Масса груза в сосуде $m_{\text{гр}}$, кг	2300
Скорость движения сосуда v , м/с	5,5
Время холостого хода $t_{\text{х.х.}}$, с	0,28
Время срабатывания тормоза $t_{\text{сраб}}$, с	0,48
Фактическое среднее замедление $a_{\text{сп}}$, м/с ²	2,69

На рисунке 3.4 приведены диаграммы изменения усилий в грузенной и порожней ветви, а также скорости и ускорения составных частей подъемной установки.



$$S_{\max} = 1,287 \cdot 10^5 \text{ H}$$

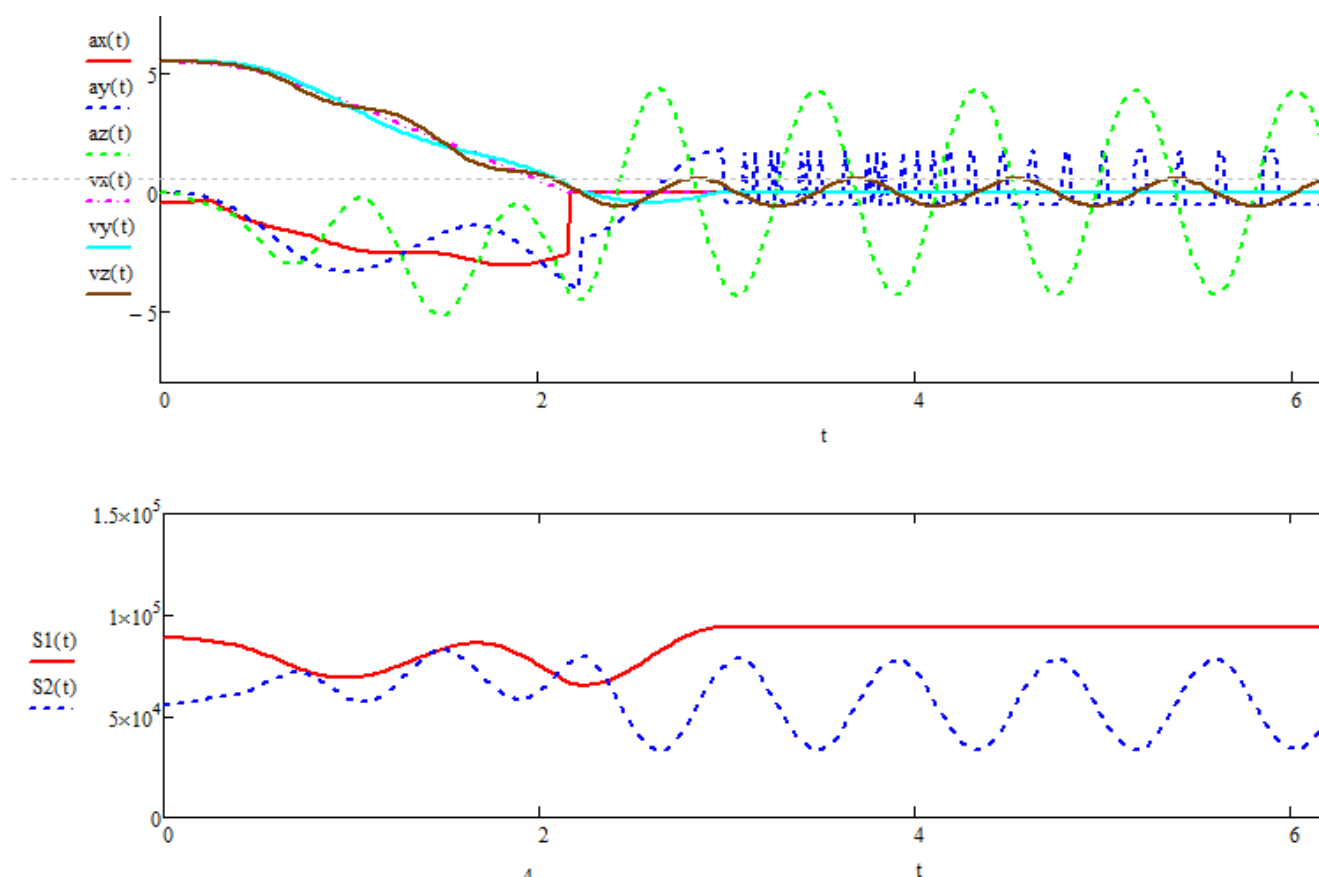
Рисунок 3.4 – Диаграммы изменения ускорений, скоростей сосуда и подъемной машины, а также усилия в канате при экспоненциальном приложении тормозного усилия к подъемной машине ($a_{cp}=2,69 \text{ м/с}^2$)

Коэффициент q поэтому рассчитаем по формуле для двуконцевой подъемной установки с невесомым канатом.

$$q = \frac{2}{3 + \frac{m_{n.m.} - m_{cp}}{m_{n.m.} + m_{cp} + 2m_{coc}}} = \frac{2}{3 + \frac{55496 - 2300}{55496 + 2300 + 2 \cdot 4660}} = 0,52$$

Ускорение разгона принятое на данной установке равно $0,65 \text{ м/с}^2$. Тогда, усилие необходимое для гашения динамических колебаний до допустимого значения будет равно:

$$F_{подт} = q(m_{cp} + m_{coc})(a_{cp} - 0,5a_p) = 0,52 \cdot 6960 \cdot (2,69 - 0,5 \cdot 0,65) = 8560 \text{ H}$$



$$S_{\max} = 9,377 \cdot 10^4 \text{ H}$$

Рисунок 3.5 – Диаграммы изменения ускорений, скоростей сосудов и подъемной машины, а также усилия в канате при экспоненциальном приложении тормозного усилия к подъемной машине и к сосуду с грузом ($F_{\text{подм}}=8560\text{H}$).

Усилие грузенной ветви в период разгона в верхнем сечении канат достигает величины 94,5 кН . Усилие возникшее после стопорения подъемной машины не превышает допустимого значения.

Отсюда следует вывод о том, что расчетные формулы для определения силы подтормаживания для двухконцевой подъемной установки при невесомом канате вполне пригодны для реальной шахтной подъемной установки.

3.4 Предохранительное торможение на подъемных машинах с канатоведущим шкивом трения

Предохранительное торможение на подъемных установках с канатоведущим шкивом трения часто является причиной возникновения

проскальзывания канатов по футеровке шкива. В режиме подъема груза торможение канатоведущего шкива снижает усилие в головных канатах грузовой ветви, при этом в порожней ветви усилия наоборот возрастают. А после полной остановки подъемной машины мгновенная разность усилий в канатах порожней и грузовой ветви может оказаться выше допустимой статической разности усилий, что и повлечет за собой проскальзывание канатов. Во время предохранительного торможения в режиме спуска груза усилие в грузовой ветви усиливается, а порожняя ветвь при этом ослабляется, что также вызывает возрастание разности натяжения канатов. Но при этом спуск груза осуществляется с меньшей скоростью и с более низким значением замедления, поэтому рассмотрим только случай предохранительного торможения в режиме подъема груза [51].

Рассмотрим процессы предохранительного торможения для установки с канатоведущим шкивом трения со следующими характеристиками (таблица 3.6).

Таблица 3.6

Техническая характеристика ЦШ -3,25×4

Высота подъема L , м	981
Масса погонного метра головных канатов (суммарная) p_1 , кг	$4,155 \times 4 = 16,62$
Масса погонного метра хвостовых канатов (суммарная) p_2 , кг	$8,75 \times 2 = 17,5$
Масса подъемного сосуда $m_{\text{сос}}$, кг	9320
Наибольшая масса груза в сосуде, кг	6290
Максимальная скорость подъемной установки, м/с	8,3
Приведенная масса канатоведущего шкива $M_{\text{шк}}$, кг	9000
Приведенная масса редуктора $M_{\text{ред}}$, кг	17854
Приведенная масса электродвигателей $M_{\text{эл}}$, кг	16600

Условие для обеспечения нескольжения ветвей канатов выглядит следующим образом [66]:

$$\frac{S_1}{S_2} \leq e^{f\alpha}, \quad (3.3)$$

где S_1 – натяжение наиболее нагруженной ветви канатов, Н; S_2 – натяжение менее нагруженной ветви канатов, Н; e – основание натурального логарифма; f – коэффициент трения между канатом и футеровкой канатоведущего шкива; α – угол обхвата шкива трения, рад.

Для рассматриваемой установки $f=0,25$; $\alpha=\pi$, тогда в нашем случае это условие будет выглядеть следующим образом:

$$\frac{S_1}{S_2} \leq 2,19$$

Рассмотрим подъемную установку как трехмассовую систему, при этом прибавив к массе подъемной машины треть массы головных канатов, а к массе сосудов прибавим одну треть массы ветви головных канатов и полную массу присоединенных хвостовых канатов. Конечно, мы осознаем, что при рассмотрении подъемной установки как трехмассовой системы неизбежно возникает несоответствие реальной картине происходящих явлений при предохранительном торможении. Степанов А.Г. рекомендует рассматривать шахтную подъемную установку как систему, при которой полная масса каждого участка каната разбивается на 10 частей [80]. Но, там же отмечено, что при положении сосудов в середине ствола, характеристики изменения скоростей и ускорений, канатоведущего шкива и сосудов для трехмассовой и многомассовой системы будут близки.

А согласно М.М.Федорову [91] расчет следует вести именно для момента встречи сосудов в стволе, когда величина динамических усилий будет максимальной и возникнут наихудшие условия для проскальзывания канатов.

Поэтому для нашей установки будем рассматривать случай предохранительного торможения в момент встречи сосудов в стволе. Данные,

при которых провели предохранительное торможение и параметры, полученные при анализе осциллограммы торможения приведены в таблице 3.

Таблица 3.7 – Параметры предохранительного торможения

Длина отвеса грузенной ветви каната L , м	465
Масса груза в сосуде $m_{гр}$, кг	6000
Скорость движения сосуда v , м/с	8,3
Время холостого хода $t_{х.х.}$, с	0,2
Время срабатывания тормоза $t_{сраб}$, с	0,6
Фактическое среднее замедление $a_{ср}$, м/с ²	2,76

На рисунке 3.6 приведены графики усилий в ветвях канатов в процессе предохранительного торможения.

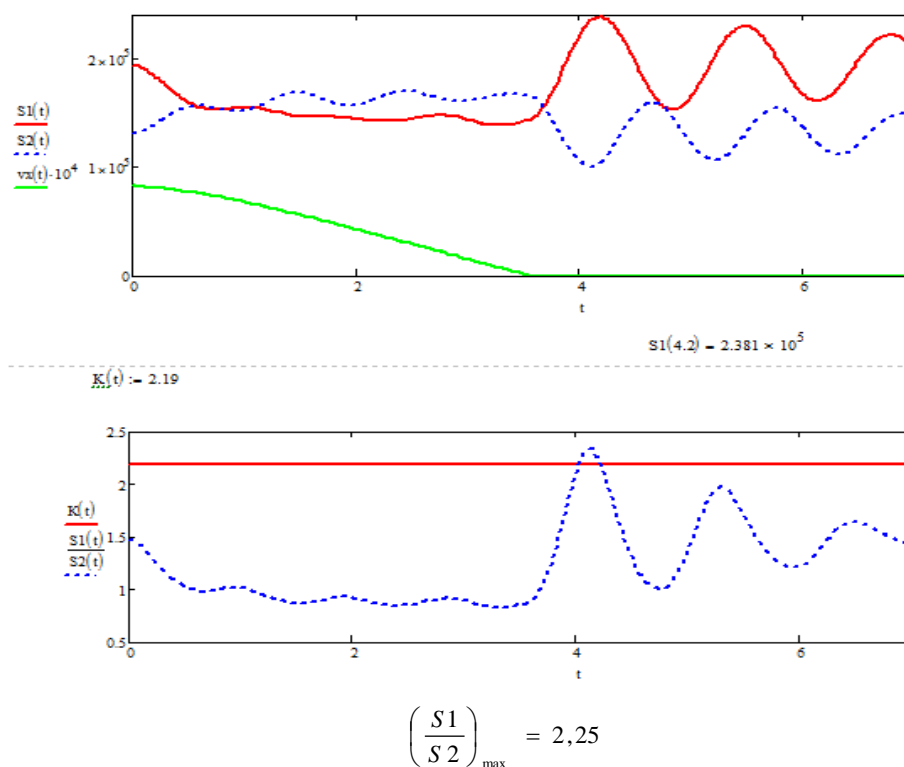


Рисунок 3.6 – Совмещенные графики изменения усилий в грузенной и порожней ветви и их соотношения во время предохранительного торможения в режиме подъема груза: $S1(t)$ – усилия в грузенной ветви канатов; $S2(t)$ – усилия в порожней ветви канатов, $K(t)=2,19$ допустимое соотношение усилий в грузенной и порожней ветви.

Как видно из графика усилий в канатах (рисунок 3.6) в торможение сосуда с грузом осуществляется главным образом, за счет ослабления усилий в канатах, а торможение порожнего сосуда – за счет возрастания [51]. После стопорения подъемной машины картина меняется: возникают затухающие колебания в каждой ветви канатов. Так как длина канатов одинакова, жесткости канатов очень близки по своим значениям. Поэтому период колебаний почти совпадает.

В первом полупериоде после полной остановки подъемной машины натяжение грузенной ветви возрастает, а натяжение порожней ветви наоборот снижается, что вызывает резкий всплеск соотношения S_1/S_2 (рисунок 3.6).

Согласно[4] допустимое замедление в режиме подъем груза будет равно:

$$a_n = g \frac{S_1 \cdot e^{f\alpha} - [K] \cdot S_2}{S_1 \cdot e^{f\alpha} + [K] \cdot S_2} \quad (3.4)$$

где $[K]$ – критическое отношение натяжений сбегавшей и набегавшей ветвей канатов на канатоведущий шкив, для предохранительного торможения в режиме подъема груза $[K]=1,2$; В момент встречи сосудов в стволе:

$$S_1 = g \cdot (m_{cp} + m_{coc} + \frac{L}{2} \cdot p_1 + \frac{L}{2} \cdot p_2) = 9,81 \cdot (6290 + 9320 + \frac{981}{2} \cdot 16,62 + \frac{981}{2} \cdot 17,5) = 315580 \text{ H}$$

$$S_2 = g \cdot (m_{coc} + \frac{L}{2} \cdot p_1 + \frac{L}{2} \cdot p_2) = 9,81 \cdot (9320 + \frac{981}{2} \cdot 16,62 + \frac{981}{2} \cdot 17,5) = 255608 \text{ H}$$

Тогда, допустимое замедление будет иметь значение:

$$a_n = g \frac{S_1 \cdot e^{f\alpha} - [K] \cdot S_2}{S_1 \cdot e^{f\alpha} + [K] \cdot S_2} = 9,81 \frac{315580 \cdot 2,19 - 1,2 \cdot 255608}{315580 \cdot 2,19 + 1,2 \cdot 255608} = 3,78 \text{ м/с}^2$$

Такой расчет допускает большее значение замедления, чем среднее замедление с которым мы осуществили моделирование предохранительного торможения. Но как видно из рисунка 3.6 мгновенное значение соотношения натяжения ветвей канатов превышает допускаемую величину. Максимальное соотношение при этом становится равным:

$$\frac{S_1}{S_2} = 2,25 > 2,19$$

Исходя из этого, можем сделать вывод о том, что при таких параметрах предохранительного торможения происходит проскальзывание канатов. Учитывая, что распределение усилий между канатами часто является неравномерным, может возникнуть аварийная ситуация. Следует также сказать, что даже незначительное проскальзывание является недопустимым для установок с канатоведущим шкивом трения.

Коэффициент q будет равен:

$$q = \frac{2}{3 + \frac{m_{н.м.} - m_{сп}}{m_{н.м.} + m_{сп} + 2m_{сос}}} = \frac{2}{3 + \frac{43454 - 6000}{43454 + 6000 + 2 \cdot 9320}} = 0,56$$

Ускорение разгона принятое на данной установке равно $0,6 \text{ м/с}^2$. Тогда, усилие необходимое для гашения динамических колебаний до допустимого значения будет равно:

$$F_{подт} = q(m_{сп} + m_{сос})(a_{сп} - 0,5a_p) = 0,56 \cdot (6000 + 9320) \cdot (2,76 - 0,5 \cdot 0,6) = 21504 \text{ Н}$$

На рисунке 3.6 приведены графики усилий в ветвях канатов в процессе предохранительного торможения с подтормаживанием сосуда с грузом.

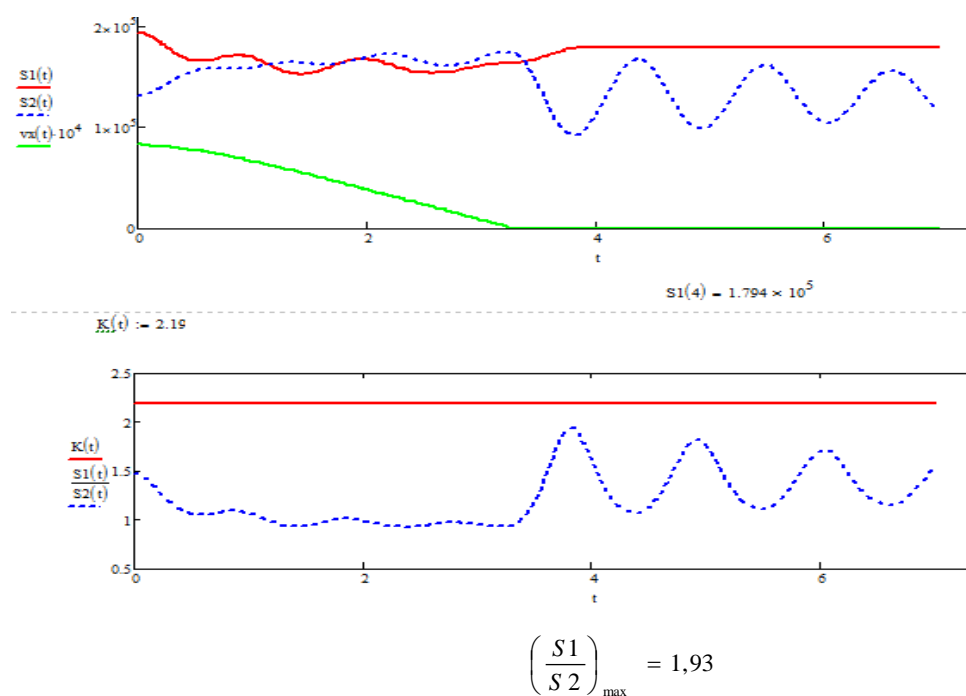


Рисунок 3.7 – Совмещенные графики изменения усилий в грузенной и порожней ветви и их соотношения во время предохранительного торможения в режиме подъема груза с подтормаживанием сосуда

По данному графику видно, что соотношение усилий в ветвях канатов не превышает допустимое значение. При этом значительно снизилась величина перегрузки головных канатов грузенной ветви, а соотношение усилий в грузенной и порожней ветви стало равным:

$$\frac{S_1}{S_2} = 1,93 < 2,19$$

Подтормаживание сосудов при осуществлении предохранительного торможения на установках с канатоведущим шкивом трения эффективно устраняет проскальзывание канатов по футеровке шкива после стопорения подъемной машины.

Следует также заметить, что возможность подтормаживания сосудов помогло бы предотвратить аварийные ситуации, связанные с проскальзыванием каната по футеровке шкива, не только во время осуществления предохранительного торможения, но и вследствие ошибок машиниста, перегруза сосуда, снижения коэффициента трения.

3.5 Выводы по результатам моделирования предохранительного торможения с учетом веса канатов и реальных тормозных характеристик

1. Для одноконцевых подъемных установок в процессе предохранительного торможения возможно превышение усилия в канате значений достигаемых при нормальном режиме работы. При этом затухание колебаний произойдет в течение одного периода, что заметно снижает влияние фактора предохранительного торможения на долговечность каната.

2. При предохранительном торможении с подтормаживанием на двуконцевых подъемных установках усилия в канате не превысят значений достигаемых в процессе разгона. Это достигается за счет влияния порожней ветви на колебания в грузенной ветви.

3. На подъемных установках со шкивом трения в процессе предохранительного торможения существует опасность начала проскальзывания

канатов, даже при допустимых величинах замедления. Наиболее опасная ситуация возникает в первом периоде после стопорения подъемной машины в режиме подъема груза.

4. Подтормаживание сосуда с грузом в процессе предохранительного торможения на подъемных установках со шкивом трения не только устраняет динамические перегрузки на канаты, но также снижает величину максимальной мгновенной статической разности натяжения ветвей канатов в первом периоде после полной остановки подъемной машины и тем самым предотвращает проскальзывание канатов по футеровке шкива трения.

Глава 4. Техническая реализация подтормаживания сосуда во время предохранительного торможения

4.1 Управление предохранительным торможением шахтной подъемной установки с подтормаживанием сосуда с грузом

Торможение подъемной машины осуществляется обычным способом, принятым для подъемных установок без подтормаживания сосуда с грузом. В этом случае, даже если тормозная система сосуда не сработает, предохранительное торможение будет осуществляться обычным способом. Подтормаживание сосуда осуществляется лишь с целью снижения динамических нагрузок на канат, а не повышения средней величины замедления.

На рисунке 4.1 представлена блок-схема управления предохранительным торможением с подтормаживанием сосуда.

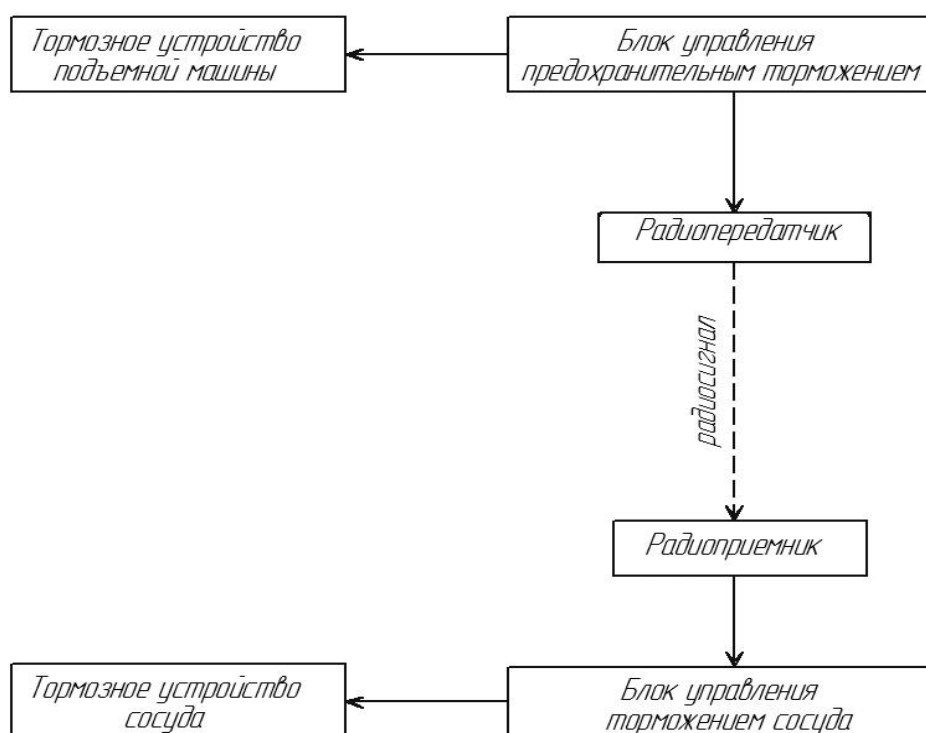


Рисунок 4.1 – Общая схема управления предохранительным торможением с подтормаживанием сосуда с грузом

На блок управления предохранительным торможением поступает сигнал о необходимости быстрой и полной остановки шахтной подъемной установки от систем защиты и блокировок. Блок управления предохранительным торможением начинает осуществлять торможение подъемной машины и одновременно передает радиосигнал о начале предохранительного торможения на блок управления тормозным устройством сосуда. В дальнейшем блок управления предохранительным торможением управляет только тормозной системой подъемной машины, осуществляя заданный режим торможения. Блок управления тормозной системы сосуда осуществляет регулирование тормозной системой сосуда до конца предохранительного торможения и плавно снижает тормозное усилие до нуля.

Рассмотрим подробно схему управления тормозным устройством сосуда (рисунок 4.2).

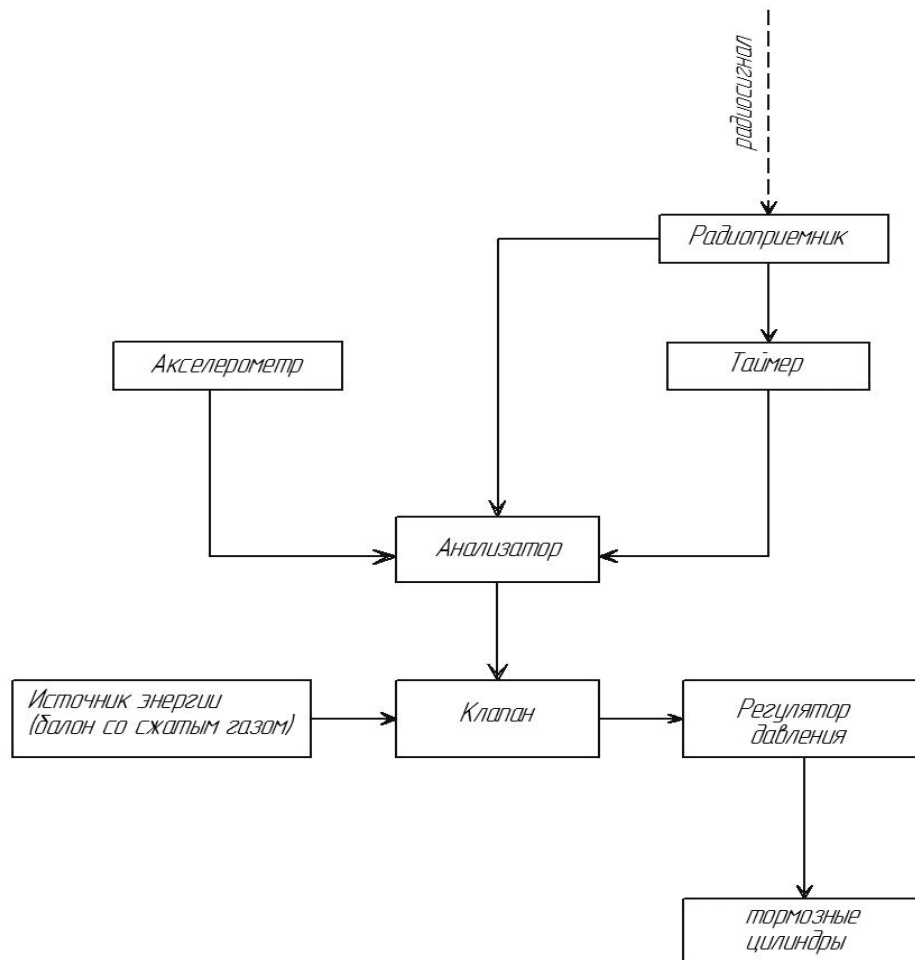


Рисунок 4.2 – Схема управления тормозным устройством сосуда

Радиоприемник по радиосигналу сигнализирует анализатор о начале торможения и одновременно запускает таймер. Таймер позволяет учесть время холостого хода тормозной установки подъемной машины и время которое необходимо для того чтобы, подтормаживание сосуда не вызвало увеличение усилия в канате. Акселерометр передает величину замедления на анализатор. Анализатор по показанию таймера определяет момент начала торможения и проверяет показания акселерометра, если замедление сосуда подтверждает начало торможения подъемной установки, то на клапан подается напряжение и срабатывает тормозная система сосуда.

Настройка тормозной системы осуществляется следующим образом:

- 1) осуществляется обычное предохранительное торможение и снимается диаграмма скорости подъемной установки;
- 2) определяется среднее замедление подъемной установки, время холостого хода и время срабатывания тормозной системы подъемной машины;
- 3) производится расчет необходимого давления в тормозной системе по среднему замедлению системы при обычном предохранительном торможении и настройка регулятора давления;
- 4) производится настройка анализатора по времени срабатывания тормозной системы при этом должно соблюдаться условие:

$$t_{x.x.}^{coc} > t_{x.x.} + \frac{H}{a_{унр}} \quad (4.1)$$

где $t_{x.x.}^{coc}$ - время начала торможения сосуда, с; $a_{унр}$ – скорость распространения упругой волны, м/с .

Это необходимо, чтобы подтормаживание сосуда не стало причиной возникновения упругой волны с повышенным усилием в канате.

4.2 Исполнительный тормозный механизм

В качестве направляющих устройств подъемного сосуда используются жесткие башмаки, охватывающие своими рабочими поверхностями головку

рельса или подрессоренные роликовые направляющие, устанавливаемые на сосуде в совокупности с предохранительными башмаками. Направляющие устройства устанавливаются на несущей раме подъемного сосуда вверху и внизу.

Т.к. жесткий башмак является обязательной конструкцией, то на основе него можно создать усиленный башмак, снабженный тормозными элементами. В качестве привода можно использовать пневматические цилиндры короткого хода. Материалом тормозных колодок может послужить алюминий или латунь. Эти материалы обладают высоким коэффициентом трения по стали. Кроме этого, твердость этих материалов значительно ниже твердости стали, поэтому при торможении будут изнашиваться колодки, а не проводники. А так как предохранительное торможение осуществляется значительно реже, чем торможение во время рабочего цикла, то замена колодок будет производиться не так часто.

На рисунке 4.3 показан пример тормозного устройства подъемного сосуда совмещенным с предохранительным башмаком.

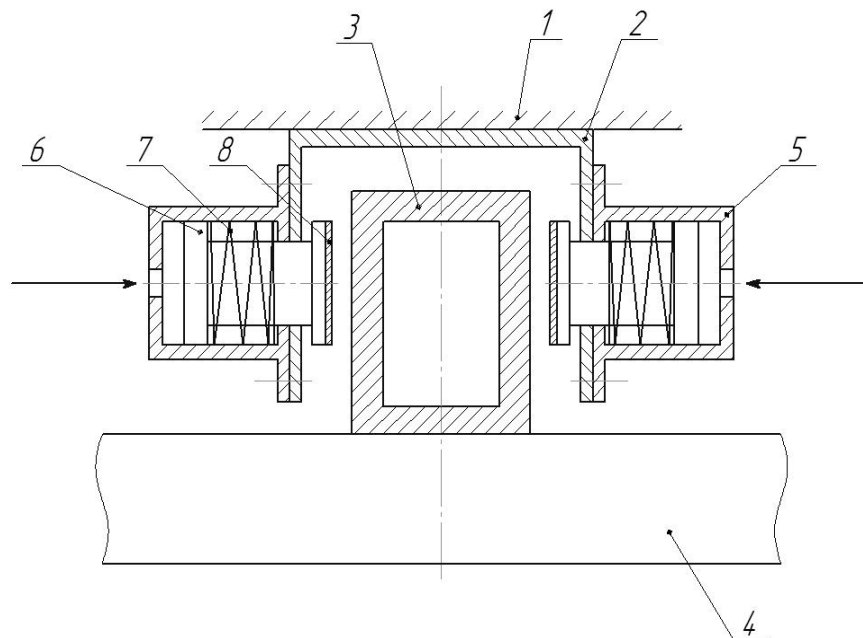


Рисунок 4.3 – Тормозное устройство подъемного сосуда: 1 – подъемный сосуд; 2 – предохранительный башмак; 3- коробчатый проводник; 4 – расстрельная балка; 5 – силовой цилиндр; 6 – поршень со штоком; 7 – пружина; 8 – тормозная накладка.

Конечно, использование такого устройства увеличит собственную массу грузового подъемного сосуда, а также потребует увеличения несущей способности армировки ствола. Но, все же следует заметить, что устройство подтормаживания не ставит своей целью удержание веса груза со скипом, поэтому увеличение собственной массы сосуда будет по сравнению с шахтными парашютами незначительным.

4.3 Ориентировочный расчет тормозной системы

Рассчитаем параметры тормозной систему главной подъемной установки шахты «Воркутинская». Техническая характеристика приведена в таблице 4.1

Таблица 4.1 - Техническая характеристика ЦШ -4×4

Высота подъема L , м	734
Масса погонного метра головных канатов (суммарная) p_1 , кг	$7,17 \times 4 = 28,68$
Масса погонного метра хвостовых канатов (суммарная) p_2 , кг	$8,75 \times 3 = 26,25$
Масса подъемного сосуда $m_{\text{сос}}$, кг	21726
Наибольшая масса груза в сосуде, кг	26000
Максимальная скорость подъемной установки, м/с	6,7
Приведенная масса канатопроводящего шкива $M_{\text{шк}}$, кг	13380
Приведенная масса редуктора $M_{\text{ред}}$, кг	5800
Приведенная масса электродвигателей $M_{\text{эл}}$, кг	24090
Общая масса подъемной машины, $m_{\text{п.м.}}$, кг	43270

Тормозную систему рассчитаем при $a_{cp} = -3 \text{ м/с}^2$. Ускорение разгона в рабочем цикле принято на данной подъемной равным $a_p = 0,6 \text{ м/с}^2$.

Коэффициент q равен:

$$q = \frac{2}{3 + \frac{m_{н.м.} - m_{cp}}{m_{н.м.} + m_{cp} + 2m_{coc}}} = \frac{2}{3 + \frac{43270 - 26000}{43270 + 26000 + 2 \cdot 21726}} = 0,63$$

Тогда, необходимое усилие подтормаживания для гарантированного гашения колебаний будет равно:

$$F_{подт} = q(m_{cp} + m_{coc})(a_{cp} - 0,5a_p) = 0,63 \cdot (26000 + 21726) \cdot (3 - 0,5 \cdot 0,6) = 81181 \text{ Н}$$

Если сравнить, это усилие составляет 17,3% от веса сосуда с грузом.

Усилие, которое необходимо создать можно рассчитать по известной формуле:

$$F_{подт} = f_{mp} \cdot N \quad (4.2)$$

где f_{mp} - коэффициент трения между тормозными обкладками и проводником; N – горизонтальное усилие, создаваемое силовыми цилиндрами, Н.

Сосуд направляется по двум проводникам коробчатого сечения 180×200 . Общее количество силовых цилиндров примем равным 8 (по 4 цилиндра на каждый башмак). В качестве материала тормозных накладок примем латунь с коэффициентом трения по стали [14] $f_{mp} = 0,535$. Тогда усилие необходимое для одного цилиндра будет равно:

$$N = \frac{F_{подт}}{8f_{mp}} = \frac{81181}{8 \cdot 0,535} = 18967 \text{ Н}$$

Давление будем создавать сжиженным газом CO_2 . Рабочее давление углекислотных огнетушителей до 5,7 МПа [105]. Примем давление в тормозной системе P равным 5 Мпа.

Площадь поршня силового цилиндра

рассчитаем по формуле:

$$S_{порш} = \frac{N}{P} \quad (4.3)$$

$$S_{порш} = \frac{N}{P} = \frac{18967}{5 \cdot 10^6} = \frac{18967}{5 \cdot 10^6} = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Диаметр поршня d будет равен:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,8 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0695 \text{ м} = 69,5 \text{ мм}$$

Примем диаметр поршня равным $d=70$ мм; Тогда, $S_{порш}=3,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Площадь поршня увеличится, поэтому скорректируем необходимое давление в тормозной системе:

$$P = \frac{N}{S_{порш}} = \frac{18967}{3,85 \cdot 10^{-3}} = 4,93 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4,93 \text{ МПа}$$

Корректировку необходимого давления в системе можно осуществить с помощью регулятора давления.

Сжиженный углекислый газ способен создавать и большее давление в баллоне. Но в случае необходимости, более высоких значений тормозного усилия можно достичь, увеличив число силовых цилиндров или площадь поршня. В силу короткого хода тормозных цилиндров требуется небольшое количество сжиженного газа. Одного баллона небольшого объема хватит на несколько срабатываний предохранительного торможения. А в связи большой распространенностью использования баллонов со сжиженным газом для различных целей стоимость сжиженного газа невысока.

С помощью расчета тормозной системы, в этом разделе показано, что подтормаживания сосудов с грузом при помощи пневмоцилиндров во время предохранительного торможения технически осуществимо.

4.4 Оценка нагрузки на армировку шахтного ствола во время подтормаживания сосуда с грузом

Общее усилие подтормаживания распределяется между двумя проводниками коробчатого сечения 180×200 изготовленных из швеллеров №18Сб по ГОСТ 8240-74.

Усилие, приходящееся на один проводник, будет равно:

$$F_{\text{верт}} = \frac{F_{\text{подт}}}{2} = \frac{81181}{2} = 40591 \text{ Н}$$

Нормальное напряжение σ_z в сечении проводника определим по выражению:

$$\sigma_z = \frac{F_{\text{верт}}}{A_{\text{сеч}}}, \quad (4.4)$$

где $A_{\text{сеч}}$ - площадь сечения проводника, м^2 .

Площадь сечения проводника равна $68,08 \text{ см}^2$, допускаемое напряжение материала проводника и расстрела - $[\sigma] = 230 \text{ МПа}$.

Тогда:

$$\sigma_z = \frac{F_{\text{верт}}}{A_{\text{сеч}}} = \frac{40591}{68,08 \cdot 10^{-4}} = 5,96 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,96 \text{ МПа} < [\sigma] = 230 \text{ МПа}$$

Возникшее нормальное напряжение в проводнике будет гораздо меньше предела прочности материала проводника.

Проводник должен быть закреплен не менее чем в трех точках на расстрелах. Для расчета наихудшего варианта будем считать, что вертикальная нагрузка воспринимается лишь двумя расстрелами. Длина проводника составляет $l=12 \text{ м}$. Погонная масса проводника равна $p=53,44 \text{ кг/м}$.

При этом изгибающая вертикальная сила с учетом веса проводника, примет величину:

$$F_{\text{изг}} = \frac{1}{2}(F_{\text{верт}} + p \cdot l \cdot g) = \frac{1}{2}(40591 + 53,44 \cdot 12 \cdot 9,81) = 23441 \text{ Н} \cdot$$

Расстрелы рассматриваемого шахтного ствола хордального типа, но для простоты расчета примем их как консольного типа с длиной консоли равной

половине диаметра ствола (рисунок 4.4). Диаметр шахтного ствола 7 м, поэтому длина консоли будет равна $l_{\text{конс}} = 3,5$ м.

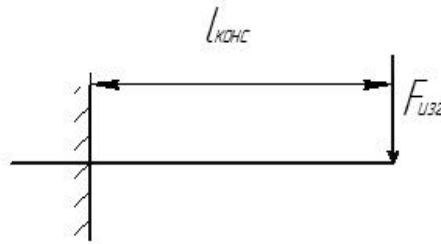


Рисунок 4.4 – Консоль расстрела шахтного ствола.

Максимальное напряжение изгиба в точке крепления консоли определим по формуле [69]:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_x}, \quad (4.5)$$

где W_x - момент сопротивления поперечного сечения расстрела, м^3 ; $M_{\text{изг}}$ – изгибающий момент Н·м.

Расстрел изготовлен из двутавра №27С по ГОСТ 19425-74, Момент сопротивления сечению в плоскости изгиба $W_x = 485 \text{ см}^3$. Тогда, максимальное напряжение изгиба в сечении расстрела будет равно:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_x} = \frac{F_{\text{изг}} \cdot l_{\text{конс}}}{W_x} = \frac{23441 \cdot 3,5}{485 \cdot 10^{-6}} = 169 \cdot 10^6 \text{ Па} = 169 \text{ МПа} < [\sigma] = 230 \text{ МПа}$$

Максимальное напряжение изгиба меньше допускаемой величины. Учитывая, что эта нагрузка будет возникать не при каждом рабочем цикле, а несколько раз за весь период эксплуатации конкретного расстрела, то она не является циклической и не приведет к резкому снижению усталостной прочности расстрела.

Армирование ствола до сих пор рассчитывают с температурными зазорами между проводниками. При этом при строительстве железных дорог давно отказались от температурных зазоров между рельсами и сварным способом

составляют рельсы длиной 1 км и более. В случае увеличения длины проводника, изгибающая сила, действующая на один расстрел, уменьшится.

В таблице 4.2 приведена сравнительная нагрузка на канат в верхнем сечении в процессе обычного предохранительного торможения подъемной установки и с подтормаживанием сосуда с грузом.

Таблица 4.2 – Сравнительная таблица нагрузки на канат и проводники в процессе предохранительного торможения

	Обычное предохранительное торможение	Предохранительное торможение с подтормаживанием сосуда с грузом
Местоположение сосуда, м	600	
Максимальное усилие в канате, кН	973,6	678,0
Динамическая составляющая усилия в канате, кН	337,6	42,2
Подтормаживающее усилие, кН		81,18
Площадь сечения 2-х проводников, мм ²	13616	
Суммарная площадь сечения канатов, мм ²	2868	
Условное максимальное напряжение в сечении каната, МПа	339,5	236,4
Максимальное напряжение в проводнике, МПа	-	5,96
Максимальное напряжение изгиба в расстреле, МПа	-	169

Исходя из расчетов, можно сделать выводы о том, что наиболее опасными являются напряжения изгиба в расстреле. При этом все же следует уточнить, что при расчете было много допущений, которые повышают значение напряжения. Поэтому реальные напряжения будут значительно меньше расчетной величины, полученной в данном разделе.

На данном этапе развития получают распространение применение консольной армировки с малым шагом между ярусами. При использовании такой армировки, величина напряжения изгиба консоли расстрела будет еще более низкой.

4.5 Основные рекомендации по технической реализации подтормаживания сосудов в процессе предохранительного торможения

1. Создание компактного тормозного устройства подъемного сосуда возможно путем использования в качестве источника энергии сжиженного углекислого газа.

2. Все настройки тормозной системы подъемной машины производятся как для обычного предохранительного торможения, чтобы при отказе тормоза подъемного сосуда общее замедление подъемной установки оставалось вблизи выбранного значения.

3. При настройке тормозной системы подъемного сосуда требуется учесть минимальное время прохождения упругой волны от подъемной машины до сосуда, при этом, для начала приложения тормозного усилия к сосуду необходимо подтверждение акселерометра, установленного на сосуде, о начале предохранительного торможения.

4. Ориентировочный расчет элементов армировки шахтного ствола показал, что нагрузка не превышает пределов прочности материалов конструкции, но при этом возможно потребуются усиление крепежных элементов.

Заключение

Основные научные результаты и выводы заключаются в следующем:

1. Установлено, что максимальное усилие в канате, достигаемое в процессе предохранительного торможения в режиме подъема груза, снижается на трехкратную величину сил сопротивления движению сосуда.

2. Определено выражение для расчета необходимого подтормаживающего усилия, чтобы динамические перегрузки в канате при осуществлении предохранительного торможения не превышали нагрузок, достигаемых при нормальной работе шахтной подъемной установки.

3. При помощи математического моделирования предохранительного торможения с подтормаживанием сосуда двуконцевой подъемной установки с учетом веса каната и параметров тормозной системы, полученной при испытании предохранительного тормоза, подтверждено, что усилия в канате не превысят значений, достигаемых в процессе разгона подъемной установки в рабочем режиме.

4. Установлено, что предохранительное торможение с подтормаживанием сосуда в режиме подъема груза позволит обезопасить подъемную машину со шкивом трения от возникновения проскальзывания канатов после стопорения подъемной машины.

5. Определены основные принципы управления предохранительным торможением и методика для определения необходимой величины подтормаживающего усилия.

6. С помощью ориентировочного расчета тормозной системы и оценки нагрузки на армировку шахтного ствола показано, что предохранительное торможение с подтормаживанием сосуда технически реализуемо.

Список литературы

1. А.с. №716960 СССР, МКИ В 66 В 1/24 /Способ торможения подъемных машин / Найдено И.С.//Открытия. Изобретения. -1980. Бюл. №7
2. А.с. № 350744 СССР, МКИ В 66 d 5.00 / Способ управления аварийным торможением/ А.Г. Степанов, А.Н. Чугунов, В.Г. Саралев и др.//Открытия.Изобретения. -1972. Бюл№27.
3. А. с. № 763229 СССР, МКИ В 66 В 1/32 / Способ предохранительного торможения шахтного подъемника и устройство для его осуществления / А. Н. Шатило // Открытия. Изобретения. - 1980. Бюл. № 34.
4. А. с. № 1715705 СССР, МКИ В 66 В 1/32 / Способ дискретного управления тормозом шахтной подъемной машины / Васильев В. И., Чермалых В.М., Матвиенко Н. П. // Открытия. Изобретения. - 1992. Бюл. № 8.
5. А. с. 1180350, СССР, МКИ В 66 D 5/26 /Система управления тормозом шахтных подъемных машин / А.Г. Степанов, А.И. Новиков, А.А. Зайлер. -1985, Бюл. №35.
6. Абросимов А.Ф. Исследование системы защиты подъемной установки и пути повышения ее надежности: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. /Абросимов А.Ф. Магнитогорск, 1974. – 21 с.
7. Алексеева Л.А.. Теория и практика подъема /Л.А. Алексеева, Ю.Р. Бредихин, Л.А. Волобуева и др. – Киев: Наукова думка, 1975. – 342 с.
8. Алистратова И.Е. Системы автоматически регулируемого предохранительного торможения шахтных подъемных машин / И. Е. Алистратова, Н. Л.Беликов, В. И. Васильев, И. П. Ковалевский, В. Е. Католиков, С. Н. Шапочка // Обзор ЦНИЭИуголь. – М.: 1987. – Вып. 22. – 42 с.
9. Баклашов И.В. Расчет, конструирование и монтаж армировки стволов шахт/ И.В. Баклашов. – М.: Недра, 1973. – 246 с.
10. Беликов Н. Л. Динамические явления при регулируемом предохранительном торможении / Н. Л. Беликов, В. И. Васильев, С. Н. Шапочка, И. Е. Траубе // Уголь Украины – 1983. – № 1. – С. 26 – 27.
11. Белобров В.И. Тормозные системы шахтных подъемных машин / В.И. Белобров, В.Ф. Абрамовский, В.И. Самуся. – Киев: Наукова Думка, 1990. – 176 с.

12. Белобров В.И. Динамика шахтных подъемных установок. / В.И. Белобров, В.А. Дзензерский, В.И. Самуся, С.Р. Ильин. – Днепропетровск: Изд. Днепропетровского университета, 2000. – 379 с.
13. Белоцерковский А. А. Основы теории, разработка и внедрение средств защиты современных подъемных установок : автореф. дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.06/ Белоцерковский Артем Абрамович – Днепропетровск, 1987. –32 с.
14. Бежок В.Р. Шахтный подъем: Научно-производственное издание / В.Р. Бежок, В.И. Дворников, И.Г. Манец и др. – Донецк: ООО «Юго-Восток, Лтд», 2007. – 624 с.,
15. Браун Э.Д. Моделирование трения и изнашивания в машинах/ Э.Д. Браун, Ю.А. Евдокимов, А.В Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1982. С. 20-32.
16. Васильев Б.В., Баженов А.П. Управление режимами работы шахтных подъемных машин / Б.В. Васильев, А.П. Баженов.– Пермь: Перм. гос. техн. ун-т, АОЗТ «НИПО». – 162 с.
17. Васильев В.И. Обоснование рациональных динамических параметров предохранительного торможения шахтных подъемных установок: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.09/ Васильев Владимир Иванович –Киев, 2012. – 208 с.
18. Васильев В.И. Компьютерное моделирование предохранительного торможения шахтной подъемной установки / В. И. Васильев // АСУ и приборы автоматки: Всеукр. межвед. н.-техн. сб., 2002. – Вып. 121. – С. 48-51.
19. Вульфсон И.И., Нелинейные задачи динамики машины / И.И. Вульфсон, М.Н. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1968. – 271 с.
20. Гаркуша Н.Г. Определение горизонтальных нагрузок на жесткую армировку вертикальных шахтных стволов / Н.Г. Гаркуша, В.Н. Дворников, В.К. Куриленко // Шахтное строительство. – 1968.– № 8. – С. 16-18.
21. Гаркуша Н.Г. Исследование устойчивости движения шахтного подъемного сосуда в проводниках жесткой армировки вертикального ствола и расчет рациональных параметров системы «сосуд – армировка»: дис. ... докт. техн. наук. / Гаркуша Николай Григорьевич. – Днепропетровск, 1970. – 310 с.
22. Герлах А. Аварийная система с программируемой памятью для управления предохранительным тормозом с регулируемым замедлением / А. Герлах, Р. Шредер, В. Херцхаузер // Глюкауф, – 1990. – № 24. – С. 26-29.

23. Герман А.П. Рудничные подъемные установки / А.П. Герман, Ф.Н. Шклярский. – М.: Углетехиздат, 1947. – 534 с.
24. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами. / А.Н. Голубенцев. – М.:Гос. науч.-техн. издательство машиностроительной литературы, 1959. – 144 с.
25. Госгортехнадзор РФ. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и рассыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом. - М.: Недра, 2003. – 170 с.
26. Глушко М. Ф. Стальные подъемные канаты / М. Ф. Глушко. – Киев: Техника, 1966. – 316 с.
27. Давыдов Б.Л. Динамика горных машин / Б. Л. Давыдов, Б.А. Скородумов. - М.: Госгортехиздат, 1961. - 243 с.
28. Дворников В. И. Моделирование режимов предохранительного торможения шахтной подъемной машины / В. И. Дворников, В. А. Трибухин // Сборник научных трудов НГУ Украины - Днепропетровск: РИК НГУ, 2002. – №15. – Т.1. – С. 136-142.
29. Динник А.Н. Динамические напряжения в подъемном канате при внезапной остановке верхнего конца/ А.Н. Динник // Южный инженер. – 1917. – № 3-4.
30. Дылдин Г.П. Монтаж и эксплуатация шахтных подъемных установок: / Г.П. Дылдин. – Учебное пособие – Екатеринбург: УГГУ, 2005. – 80 с.
31. Еланчик Г. М. Рудничные подъемные установки / Г. М. Еланчик. – М.: Гостопиздат, 1941. – 646 с.
32. Завозин Л.Ф. Шахтные подъемные установки / Л.Ф. Завозин. – М.:Недра, 1975. – 368 с.
33. Залесов О.А. Армирование вертикальных стволов шахт и ее исследование на электронных установках/ О.А. Залесов. –М.: Недра, 1966. –219 с.
34. Ильин М.М. Теория колебаний: Учеб. Для вузов/. М.М. Ильин, К.С. Колесников, Ю.С. Саратов, под общ. ред. К.С. Колесникова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. -272 с.
35. Ильин С. Р. Исследование динамики шахтной многоканатной подъемной установки как упругой разветвленной механической системы / С. Р. Ильин // Рукопись деп. в ВИНТИ, № 2966-80, – М.: 1980, – 170 с.

36. Ильин С. Р. Математическое моделирование процесса предохранительного торможения в уравновешенной подъемной установке / С. Р. Ильин, Ю. А. Комиссаров // Науковий вісник НГАУ № 3. – 2002, С. 59 – 61.
37. Карпышев Н.С. Тормозные устройства шахтных подъемных машин/ Н.С. Карпышев. – М.: Недра, 1968. – 248 с.
38. Картавый Н.Г., Шахтные стационарные установки./ Н.Г. Картавый, А.А. Топорков. – М.: Недра, 1978. – 263 с.
39. Католиков В.Е. Динамические режимы рудничного подъема / В.Е. Католиков. – М.: Изд-во Недра, 1995. – 440 с.
40. Киричок Ю.Г., Высокочастотная связь и сигнализация в вертикальных стволах шахт Кривбасов/ Ю.Г. Киричок, Г.Н. Чернобай, В.Ф. Доктярев.– М.: Недра, 1980. – 45 с.
41. Киричок Ю.Г., Привод шахтных подъемных установок большой мощности / Ю.Г. Киричок, В.М. Чермалых. – М.: Недра, 1972. – 336 с.
42. Кирьянов Д.В. Mathcad 13/ Д.В. Кирьянов – СПб.: БХВ –Петербург, 2006. – 608 с.
43. Климов Б.Г. Определение динамических нагрузок на проводники жесткой армировки вертикальных шахтных стволов/ Б.Г. Климов // Изв. вузов. Горный журнал. – 1988. – № 5. – С. 63-64.
44. Котровский М.Н., Проблемы шахтного подъема и горной техники с гибкими тягово-несущими элементами/ М.Н. Котровский // Горная Промышленность – 2006. - №5. – с. 45 –48.
45. Корняков М.В. Защита шахтных подъемных установок от динамических нагрузок при движении сосуда в глубоком стволе. дис. ... докт. техн. наук: 05.05.06/ Корняков Михаил Викторович. – Иркутск, 2008. – с.265
46. Корняков М.В. Обеспечение минимальных динамических нагрузок и безопасной величины напуска каната при предохранительном торможении шахтных подъемных машин/ М.В. Корняков // Вестн. ИрГТУ. – 2007. –№1. – С.95-98.
47. Корняков М.В. Вопрос выбора оптимального режима предохранительного торможения шахтных подъемных установок // Вестн. ИрГТУ. – 2006. – №2. – С.99-104.

48. Кошкин А.П. Канаты для подъемных установок: учебное пособие/ А.П. Кошкин, Г.Д. Трифанов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2014. –104 с.
49. Курдин В.Н. Автоматическое управление шахтными подъемными установками в рабочих и аварийных режимах: автореф. дисс. ...канд. техн. наук: 05.13.07 / Курдин Виктор Николаевич. – Свердловск, 1981. – 26 с.
50. Кускильдин Р.Б. Необходимость подтормаживания подъемных сосудов при осуществлении предохранительного торможения на шахтных подъемных установках» / Р.Б. Кускильдин, В.И. Александров // Горное оборудование и электромеханика – 2015. – №3. – с. 20 – 25.
51. Кускильдин Р.Б. Устранение проскальзывания канатов по футеровке канатопроводящего шкива в режиме предохранительного торможения путем подтормаживания сосудов / Р.Б. Кускильдин, В.И. Александров. // Естественные и технические науки– 2015. – №11. – С. 331 –340.
52. Кускильдин Р. Б., Подтормаживание сосуда с грузом в процессе предохранительного торможения одноконцевой подъемной установки / Р.Б. Кускильдин, В.И. Александров, М.А. Васильева // Известия ВУЗов. Горный журнал – 2016. -№1 – С.94-101.
53. Кускильдин Р.Б. Подтормаживание сосуда в процессе предохранительного торможения в режиме подъема груза на шахтных подъемных установках / Р.Б. Кускильдин// Сб. трудов II международной научно-практической конференции. Том 1/ Под ред. Е.И. Пряхина. – СПб: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2014, – С. 156-160
54. Латыпов И.Н. Обоснование и обеспечение безопасной эксплуатации шахтных барабанных подъемных установок. дис. ... докт. техн. наук: 05.05.06/ Латыпов Ингиль Нафикович. –Екатеринбург, УГГУ, 2008, –255с.
55. Латыпов И.Н. Шахтные подъемные установки (безопасность эксплуатации)/ И.Н. Латыпов. – Уфа: Гилем, 2005. – 360 с.
56. Анализ причин некоторых аварий на шахтных подъемных установках Южного Урала/ И.Н. Латыпов, А.И. Борохович, Ю.И. Мелентьев и др. – Сб. научных трудов МГМИ –1968. – Вып. 56. –С. 120-132

57. Латыпов И.Н., Абросимов А.Ф. К вопросу разработки канала связи в стволе. / И.Н. Латыпов, А.Ф. Абросимов – Сб. научных трудов МГМИ –1973. – Вып. 136. – С. 73-76.
58. Лебедев С.В. Повышение эффективности работы тормозных систем шахтных подъемных установок с асинхронным приводом: автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.05.06/ С В . Лебедев. - М.: Изд-во МГГУ, 2003. - 20 с.
59. Литягин В.Ф. Построение системы управления предохранительным торможением ШПМ с многоступенчатым дисковым тормозом / В. Ф. Литягин, В. И. Васильев // Уголь Украины – 1989. – № 7. – С. 23 – 24.
60. Малиновский В.А. Стальные канаты. Ч.1 Некоторые вопросы технологии, расчета и проектирования / В.А. Малиновский. – Одесса: Астопринт, 2001. – 186 с.
61. Методические указания к расчету тормозного момента и проверочному расчету на скольжение канатов в режимах предохранительного торможения подъемных машин со шкивами трения/ НИИГМ им. М.М. Федорова. – Донецк, 1989. – 154 с.
62. Мурзин В.А., Защита рудничных подъемных установок от превышения скорости/ В.А. Мурзин, В.И. Решетников, А.Н. Шатило.– М.: Недра. 1974. – 176 с.
63. Найденко И.С., Шахтные многоканатные подъемные установки/ И.С. Найденко, В.Д. Белый. – М.: Недра. – 1979. – 392 с.
64. Наумов С.С. Динамика канатов в подъемных установках со шкивами трения и натяжными устройствами / С.С. Наумов //Записки Ленинградского горного института.– 1988. –Т.117 – С. 25-31
65. Нестеров П.П. Вопросы повышения работоспособности шахтных подъемных канатов / П.П. Нестеров //Вопросы горной механики. Труды научной конференции по горной механики , посвященной 100-летию со дня рождения академика АН УССР М.М.Федорова – Киев: Наукова думка, 1969. – С. 11
66. Очков В.Ф. Mathcad 14 для студентов,инженеров и конструкторов/ В.Ф. Очков. – СПб.: БХВ – Петербург, 2007. – 368 с.
67. Опыт создания шахтных подъемных машин в АО «НКМЗ» / Грамотный В.М., Попов Г.И., Кулик О.Е, Баранов Н.Я. // Горные машины и автоматика. – 2003. - № 8.
68. Пановко Я.Г. Механика деформированного твердого тела /Я.Г. Пановко. - М.: Наука, 1985. - 287 с.

69. Песвианидзе А.В. Расчет шахтных подъемных установок: Учеб. Пособие для вузов/ А.В. Песвианидзе. – М.: Недра, - 1992. – 250 с.
70. Писаренко Г.С. Колебания механических систем с учетом несовершенной упругости/ Г.С. Писаренко.– Киев: Наукова думка, 1970. – 374 с.
71. Подъемники./ З.М. Федорова, И.Ф. Лукин, А.П. Нестеров. – Киев: Издательское объединение «Виша школа», 1976. – 296 с.
72. Прокопов А.Ю., Новые решения в проектировании жесткой армировки вертикальных стволов/ С.Г. Страданченко, М.С. Плешко, под общ. ред. А.Ю. Прокопова. – Ростов н/Д: Изд-во журн. «Изв. Вузов. Сев.-Кавк. Регион», 2005. – 201 с.
73. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок/ под общ. ред. В.А. Корсуна, Г.Д. Трифанова. – 4-е изд., перераб. и доп. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. Политехн. ун-та, 2014. – 616 с.
74. Савин Г.Н. Механика деформируемого тела / Г.Н.Савин. – Киев: Наукова думка, 1979. – 465 с.
75. Савин Г. Н., Динамика нити переменной длины / Г. Н. Савин, О. А. Горошко. – Киев: Изд-во АН УССР, 1949 – 241 с.
76. Савин Г. Н., Скорость распространения упругих волн в стальных проволочных канатах/ Г. Н. Савин, В. Г. Бессонов. – Киев: АН УССР, 1951. –№6. – С.442 - 445.
77. Сергеев С.Т. Надежность и долговечность подъемных канатов/ С.Т. Сергеев.– Киев: Техника, 1968. – 238 с.
78. Стаховиц В. Современные системы сигнализации и автоматизации для шахтного подъема/Р.Стаховиц, Р. Миклер, В. Кабциньски // Глюкауф. -1994. -№5-6. – С. 51-55.
79. Степанов А.Г., Экспериментальные исследования динамики скипового подъема/А.Г. Степанов, Ю.П. Ольховиков, Г.Д. Трифанов // Известия Вузов. Горный журнал. – 1982. - №3. – С.82 – 84.
80. Степанов А.Г. , Корняков М.В. Динамика машин: монография / А.Г. Степанов, М.В. Корняков. – 2-е изд., испр. и доп. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2014, – 412 с.
81. Степанов А.Г. Динамика шахтных подъемных установок/ А.Г. Степанов. – Пермь: УрО РАН, 1994. – 203 с.
82. Степанов А.Г. Теоретические основы динамики шахтного подъема / А.Г. Степанов // «Горное оборудование и электромеханика» – 2013 –№7 – С. 31-40

83. Столярчук Б.Ф. Динамика вертикального подъема/ Б.Ф. Столярчук. – Львов: Изд-во львовского университета, 1965. – 151 с.
84. Стрелков М.А. Определение динамических нагрузок и ресурса одноканатных шахтных подъемных установок: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Стрелков Михаил Александрович. – Екатеринбург, 2011. – 16 с.
85. Тимошенко С.П. Теория колебаний в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Гос. Научно-техническое издательство, 1932. – 344 с.
86. Траубе Е.С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин / Е.С. Траубе, И.С. Найдено. – М.: Недра, 1980, – 256 с.
87. Траубе Е.С. Об учете влияния упругих колебаний канатов подъемных установок глубоких шахт при установлении нормативов на предохранительное торможение / Е.С. Траубе. - Вопросы подъема глубоких шахт. – Киев: Наукова думка, 1974, – С.152-158.
88. Трифанов Г.Д. Повышение срока службы канатов и эффективность эксплуатации шахтных подъемных установок: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.05.06 / Трифанов Геннадий Дмитриевич. – Екатеринбург, 2013.– 32с.
89. Трифанов Г.Д., , Оценка влияния предохранительного торможения на долговечность стального каната шахтной подъемной установки / Г.Д. Трифанов, М.А. Стрелков // Горное оборудование и электромеханика. – 2012. – №11 – с. 26 - 32.
90. Тулин В.С. Электропривод и автоматика многоканатных рудничных подъемных машин / В.С. Тулин. - М.: Недра, 1964. – 194 с.
91. Федоров М.М. Шахтные подъемные установки / М.М. Федоров. – М.: Недра, 1979. – 309 с.
92. Флоринский Ф.В. Динамика шахтного подъемного каната / Ф.В. Флоринский, Под ред. Г.Н.Савина. – М.: Углетехиздат, - 1955. – 233 с.
93. Федоров М.М. Монтаж и наладка шахтного стационарного оборудования / М.М. Федоров. – М.: Недра, - 1974. – 423 с.
94. Федоров М.М., Федоров Е.М. Подъемные установки для проходки стволов / М.М. Федоров, Е.М. Федоров. – М.: Недра, 1988. – 199 с.
95. Федорова З.М., Методика расчета увеличения долговечности подъемных канатов при снижении динамических нагрузок при подъеме / З.М. Федорова, О.И. Курган // Известия Вузов. Горный журнал. – 1978. – №1. – С.119-122.

96. Чебаненко К. И. Исследование процессов торможения шахтных наклонных подъемных установок : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Чебаненко Константин Иванович. – Донецк, 1969. – 23 с.
97. Чермалых В. М. Динамика многоканатных подъемных установок в период предохранительного торможения / В. М. Чермалых, Е. А. Ильин // Изв. Вузов. “Горный журнал” – 1966 – № 5 – С. 43-47.
98. Чудогашев Е.В., Анализ динамики движения подъемного сосуда с учетом массы каната / Е. В. Чудогашев, М.В. Корняков // Керуленская международная геологическая экспедиция: материалы XII международной науч.-техн. конф., окт. 1999г. - Иркутск, 1999. - С. 205-207.
99. Чудогашев Е.В. Критерии оптимизации режимов предохранительного торможения шахтных подъемных машин / Е.В. Чудогашев, М.В. Корняков // Вестн. ИрГТУ. – 2006. – №1. – С.117-120.
100. Чугунов А.Н. Исследование способов уменьшения динамических нагрузок при аварийном торможении шахтных подъемных установок: автореф. дис. ... канд. техн. наук: / Чугунов Александр Николаевич. – Магнитогорск, 1974. – 21 с.
101. Шамсутдинов М.М. Исследование влияния натяжения каната на условия эффективной и безопасной эксплуатации подъема: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.06. / Шамсутдинов Марат Мубарякшаевич. – Свердловск, 1985. – 21 с.
102. Шамсутдинов М.М. Шахтные подъемные установки (безопасность эксплуатации): Монография / М.М. Шамсутдинов. – Бишкек: КРСУ, 2000. – 102 с.
103. Шатило А. Н. Обеспечение безаварийной эксплуатации шахтных подъемных установок системами защиты и предохранительного торможения (Развитие теории, разработка требований, способов и средств):автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.05.06: / Шатило Алексей Николаевич. – Днепропетровск, 1985.– 44с.
104. Эксплуатация шахтных подъемных установок / под ред. Г.Д. Трифанова. - Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. Политехн. ун-та, 2015. – 315 с.
105. Углекислотные огнетушители. [Электронный ресурс] – Режим доступа http://www.balama.ru/ognetushiteli_uglekislotnie.html