

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования**

Томский государственный архитектурно-строительный университет

На правах рукописи

КАХИЕВ РУСЛАН НАРИМАНОВИЧ

**ЭЛЕКТРОПРИВОДЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ ЛЕБЕДОК
С ПОВЫШЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТЬЮ**

Специальность 05.09.03 – Электротехнические комплексы и системы

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

**Научный руководитель:
кандидат технических наук,
доцент, Орлов Юрий
Александрович**

Томск 2016

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. ОБЗОР ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЛЕБЕДОК И МЕТОДОВ КОНТРОЛЯ ИХ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ.....	10
1.1 Классификация грузоподъемных лебедок.....	10
1.2 Основные агрегаты и органы грузоподъемных электрических лебедок..	12
1.3 Контроль эксплуатационных воздействий грузоподъемных электрических лебедок.....	16
1.4 Технические средства безопасности грузоподъемных лебедок.....	18
1.4.1 Средства ограничения и регистрации нагрузок грузоподъемных лебедок	19
1.4.2 Средства контроля технического состояния тормозов грузоподъемных лебедок.....	29
1.5 Выводы из главы 1.....	34
ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЛЕБЕДОК БТ И С КВШ.....	35
2.1 Математическое описание объекта.....	35
2.2 Математическое моделирование АД.....	37
2.3 Математическое моделирование механической части лебедки БТ.....	45
2.4 Математическая модель механической части лебедки с КВШ.....	53
2.5 Выводы из главы 2.....	59
ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЛЕБЕДКИ БТ И С КВШ.....	60
3.1 Предварительные замечания.....	60
3.2 Энергетический анализ лебедки с электрическим приводом.....	62
3.3 Определение режима нагружения и регистрация наработки грузоподъемной лебедки БТ по электромеханическим переменным АД....	64
3.3.1 Алгоритм работы устройства расчета коэффициента нагружения односкоростной лебедки БТ.....	75

3.4 Использование потребляемой активной мощности АД для контроля технического состояния тормозного устройства.....	77
3.4.1 Алгоритм работы устройства контроля технического состояния тормоза грузоподъемной лебедки.....	82
3.5 Выводы из главы 3.....	84
ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ЛЕБЕДКИ БТ И С КВШ.....	85
4.1 Предварительные замечания.....	85
4.2 Экспериментальные установки: лебедка БТ крана МК-10 и лебедка с КВШ	86
4.3 Способы измерения информационных характеристик.....	87
4.4 Экспериментальное определение потерь в лебедках БТ и с КВШ	91
4.5 Проверка адекватности математических моделей лебедок БТ и с КВШ.	93
4.6 Экспериментальная проверка алгоритма работы контроля тормозного устройства лебедки с КВШ	96
4.7 Блок-схема устройства расчета коэффициента нагружения для определения режима нагружения и регистрации наработки	98
4.8 Блок-схема устройства контроля величины тормозного момента по потребляемой активной мощности приводного АД	99
4.9 Выводы из главы 4.....	101
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	102
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	104
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	118

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы

Грузоподъемные машины (ГПМ) широко используются в различных отраслях промышленности, в жилищно-коммунальном хозяйстве и в коммерческих организациях. Безопасность на объектах, где эксплуатируются ГПМ, во многом зависит от технического состояния их узлов и механизмов. Основным механизмом ГПМ является грузоподъемная лебедка, которая в большинстве случаев имеет электрический привод [1, 2, 21, 22, 23].

По данным Государственной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору РФ, начиная с 1991 года, число производственных объектов, на которых эксплуатируются ГПМ, имеет устойчивую тенденцию к увеличению. При этом количество аварий и несчастных случаев на ГПМ остаётся высоким [21, 22, 23].

Ситуация с аварийностью ГПМ в основном связана с несвоевременным техническим обслуживанием и недостаточным контролем технического состояния, особенно техники, отработавшей нормативный срок службы [3, 9, 14, 18, 21, 22, 23, 47, 54, 88, 115].

При эксплуатации ГПМ возникает потребность контроля эксплуатационных воздействий (нагрузок), интенсивность и величина которых влияют на изменение технического состояния. Зачастую скорость изменения технического состояния неконтролируема вследствие отсутствия или недостаточной информативности специальных технических средств (приборов и систем безопасности).

В большинстве случаев контроль и регистрация нагрузок, воспринимаемых ГПМ, таких как динамические колебания усилий и их величина в канатно-полиспастной системе, тормозной момент, можно проводить, используя в качестве источника информации приводной асинхронный двигатель (АД). Тем самым появляется возможность как отказаться от традиционных технических средств безопасности (использующих тензометрические, контактные и др. датчики), так и

использовать их совместно, что повышает надежность получаемой информации благодаря резервному каналу.

Проблемами надежности, безопасности, повышения удельных энергетических характеристик приводного двигателя и другого электрооборудования ГПМ занимались и занимаются ученые из разных стран, среди них: Александров М.П., Брауде В.И., Ивашков Н.И., Каминский Л.С., Копылов И.П., Коровин К.В., Муравлев О.П., Певзнер Е.М., Сипайлов Г.А., Сушинский В.А., Таубер Б.А., Тун А.Я., Яуре А.Г., Holtz J., Marchesoni M.A., Vas, P. Matuse K., Tung-Hai Chin. [4, 11, 40, 45, 50, 53, 61, 89, 100, 105, 110, 120, 122, 123, 124, 125].

Количество ежегодно увеличивающихся публикаций ученых, занимающихся решением задач безопасности эксплуатации электротехнических комплексов, свидетельствует о том, что эта область исследований актуальна и представляет научный и практический интерес.

Цель работы: повышение безопасной и эффективной эксплуатации грузоподъемных лебедок с электроприводом.

Объект исследования: процессы и закономерности влияния эксплуатационных воздействий на электроприводы грузоподъемных лебедок.

Предмет исследования: электроприводы грузоподъемных лебедок, методы контроля их технического состояния.

Методы исследования: работа базируется на использовании основных теоретических положений в области дифференциального и интегрального исчисления, электротехники, механики, компьютерного моделирования в программе Matlab Simulink. Проверка теоретических результатов осуществлялась экспериментально на действующем объекте (мостовой кран МК-10) и на созданной физической модели лебедки с канатоведущим шкивом в лабораторных условиях.

Достоверность результатов подтверждается достаточной сходимостью полученных данных в результате теоретических и экспериментальных исследований, а также соответствием полученных результатов положениям теории электрических машин и электропривода.

Тематика работы соответствует следующим пунктам паспорта специальности 05.09.03 – Электротехнические комплексы и системы:

1. Развитие общей теории электротехнических комплексов и систем, изучение системных свойств и связей, физическое, математическое, имитационное и компьютерное моделирование компонентов электротехнических комплексов и систем.

2. Разработка, структурный и параметрический синтез электротехнических комплексов и систем, их оптимизация, а также разработка алгоритмов эффективного управления.

3. Исследование работоспособности и качества функционирования электротехнических комплексов и систем в различных режимах, при разнообразных внешних воздействиях.

4. Разработка безопасной и эффективной эксплуатации, утилизации и ликвидации электротехнических комплексов и систем после выработки ими положенного ресурса.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Разработана математическая трехмассовая модель грузоподъемной лебёдки с канатоведущим шкивом, учитывающая жесткость, демпфирование каната, трение между канатом и шкивом, позволяющая исследовать динамические режимы работы и обладающая повышенной информативностью о величине и характере эксплуатационных воздействий.

2. Предложен и запатентован способ контроля тормозного момента механизма подъема с электроприводом.

3. Разработаны алгоритмы работы устройств расчета коэффициента нагружения односкоростной грузоподъемной лебедки барабанного типа и контроля технического состояния тормоза грузоподъемных лебедок, отличающиеся от известных использованием электромеханических переменных, зависящих от величины и характера эксплуатационных воздействий.

Практическая ценность работы:

1. Разработана компьютерная модель в среде Matlab Simulink для исследования динамических процессов, протекающих в электроприводах, механизмах грузоподъемных лебедок при эксплуатационных воздействиях.
2. Предложен способ расчета коэффициента нагружения односкоростной грузоподъемной лебедки барабанного типа и регистрации наработки по величине потребляемой активной мощности электроприводом для расчета остаточного ресурса.
3. Разработаны блок-схемы устройств для расчета коэффициента нагружения, регистрации наработки и контроля величины тормозного момента грузоподъемных лебедок, работоспособность которых проверена путем компьютерного моделирования.
4. Создана экспериментальная установка грузоподъемной лебедки с канатом ведущим шкивом, используемая для оценки результатов теоретических исследований и в учебном процессе ТГАСУ при подготовке специалистов по направлению 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства».

На защиту выносятся:

1. Математическая трехмассовая модель грузоподъемной лебедки с канатом ведущим шкивом, учитывающая жесткость демпфирования каната, трение между канатом и шкивом, позволяющая исследовать динамические режимы работы, обладающая повышенной информативностью о величине и характере эксплуатационных воздействий.
2. Способы расчета коэффициента нагружения, регистрации наработки односкоростной грузоподъемной лебедки барабанного типа и контроля тормозного момента грузоподъемных лебедок по величине потребляемой активной мощности электроприводом.
3. Алгоритмы работы устройства расчета коэффициента нагружения односкоростной грузоподъемной лебедки барабанного типа и контроля технического состояния тормоза грузоподъемных лебедок по электромеханическим переменным приводного двигателя.

4. Результаты исследований влияния динамических эксплуатационных воздействий на электромеханические переменные приводного электродвигателя грузоподъемной лебедки, позволившие предложить новые способы: расчета коэффициента нагружения; регистрации наработки; контроля технического состояния тормоза.

Апробация работы. Основные результаты теоретических и экспериментальных исследований докладывались, обсуждались и получили одобрение на конференциях и семинарах: 56-ая (57-ая, 58-ая, 59-ая) научно-технической конференция студентов и молодых ученых, Томск, 2010–2013 гг.; Томск; Международная научно-техническая конференция «Интерстроймех-2011», Могилев, 2011 г.; Региональная научно-практическая конференция «Проблемы ремонта, обслуживания и безопасной эксплуатации грузоподъемных машин в условиях Западной Сибири», Томск, 2012 г.; X (XI) Международная конференция студентов и молодых ученых «Перспективы развития фундаментальных наук», Томск, 2013, 2014 гг.; VI Международная научно-техническая конференция «Электромеханические преобразователи энергии», Томск 2013 г.; III Всероссийская научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Неразрушающий контроль: электронное приборостроение, технологии, безопасность», Томск 2013 г.; Международная заочная научно-практическая конференция «Современные тенденции в науке и образовании», Москва, 2014 г.; 60-ая (61-ая) Университетская научно-технической конференция студентов и молодых ученых, Томск, 2014, 2015 гг.; 18-й научно-практический семинар по приборам и системам безопасности грузоподъемных машин, Сочи, 2014 г.; Международная научно-техническая конференция «Интерстроймех-2015», Казань, 2015 г.

Публикации. Всего по данной тематике опубликовано 9 печатных работ, в том числе две публикации в изданиях, входящих в перечень ВАК РФ, получен один патент на изобретение.

Реализация работы. Результаты диссертационной работы внедрены на предприятиях: ООО «Сибирская электротехническая компания» – г. Томск; ООО «Азбука Окон плюс» – г. Томск, а так же в учебном процессе кафедрами

общей электротехники и автоматики и строительных и дорожных машин механико-технологического факультета Томского государственного архитектурно-строительного университета.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложения. Общий объем работы составляет 123 страницы, 64 рисунка, 7 таблиц.

ГЛАВА 1. ОБЗОР ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЛЕБЕДОК И МЕТОДОВ КОНТРОЛЯ ИХ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

1.1 Классификация грузоподъемных лебедок

Лебедками называют грузоподъемные машины или механизмы грузоподъемных машин, предназначенных для подъема груза, в которых в качестве рабочего органа применяется канат или грузовая цепь [4].

Лебедки классифицируют по назначению, виду привода, системе спуска груза и связи барабана (шкива трения) с приводом [14, 105].

По назначению лебедки делятся на грузоподъемные и тяговые. Определяющим для отнесения лебедки к тому или иному назначению является направление усилия в ветви каната, к которой приложено полезное сопротивление. Если это сопротивление направлено вертикально (например, от массы поднимаемого груза), то лебедка является грузоподъемной, если горизонтально или под углом (например, при подтягивании груза по плоскости), то тяговой [4, 105].

По виду привода лебедки делятся на ручные и приводные. Последние могут иметь привод электрический, гидравлический, пневматический и от двигателя внутреннего сгорания [4, 105]. В настоящее время порядка 80 % относительно всего официально зарегистрированного парка грузоподъемных машин используют электрический привод в механизмах подъема (лебедки) и передвижения [21, 22, 23].

По системе спуска делят лебедки со свободным спуском и с силовым спуском груза (реверсивные). В реверсивных электрических лебедках спуск груза производится в результате смены направления вращения ротора привода, а в не-реверсивных — под действием массы груза при отключенном от привода барабане (шкиве трения) и подтормаживании тормозом [4, 105]. Последний вид спуска груза на грузоподъемных лебедках не применяется из-за его меньшей безопасности по сравнению с силовым спуском [13, 16].

По системе передач от приводного звена (двигателя) до грузоподъемного барабана (шкива трения) лебедки могут быть: с зубчатой, с червячной, с ременной, с цепной и гидравлической передачами [4, 13, 24, 38, 105].

По системе связи барабана с приводом на грузоподъемных лебедках применяют только жесткую неразрывную кинематическую связь [4, 38, 105].

По виду связи «груз – барабан» (канатоведущий шкив) лебедки разделяют на канатные, цепные, ременные. Канатные делятся на лебедки с закреплением каната на барабане и без закрепления. К последним относятся лебедки с канатоведущим шкивом и лебедки с фрикционными коноидальными барабанами (шпили, кабестаны, брашпили) [4, 105].

На лебедках барабанного типа канат удерживается за счет сил трения между канатом и прижимными планками, присоединенными болтами к барабану, а также между канатом и барабаном, так как канат имеет запас 1,5 – 2 витка вокруг барабана [13, 28]. На лебедках с канатоведущим шкивом (КВШ) и с фрикционными коноидальными барабанами сцепление осуществляется только за счет силы трения между канатом и шкивом (барабаном). Лебедки также классифицируют по числу барабанов и типу опорной базы [4, 105].

Несмотря на широкое разнообразие конструкций грузоподъемных лебедок, их основное отличие заключается в органе (который может быть барабаном или шкивом трения), изменяющем вращательное движение вала приводного двигателя в поступательное движение груза (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Лебедки: барабанного типа (слева), с канатоведущим шкивом (справа)

1.2 Основные агрегаты и органы грузоподъемных электрических лебедок

Электрическая грузоподъемная лебедка состоит из: привода, тормоза, редуктора, барабана или шкива трения, каната (цепи) и грузозахватного органа.

Считалось, что основным преимуществом двигателя постоянного тока является возможность регулирования частоты вращения якоря в широких пределах и получения механических характеристик, наиболее полно удовлетворяющих требованиям, предъявляемым к работе грузоподъемных машин. Кроме того двигатели постоянного тока допускают большие перегрузки, которые оценивают коэффициентом перегрузочной способности, который лежит в пределах 2.5 – 4.0 [4, 119].

Недостатки двигателей постоянного тока (ДПТ) заключаются в наличии щеточно-коллекторного узла, что требует более частого технического обслуживания, нежели асинхронный двигатель, а именно контроль износа и замена токопроводящих щеток, чистка ламелей коллектора. Изготовление якоря двигателя постоянного тока более сложно по сравнению с короткозамкнутым ротором асинхронного двигателя [36]. Возможность искрообразования под щетками, а иногда круговой огонь делают данный тип двигателя в ряде случаев небезопасным, исключением является вентильный двигатель, который имеет более сложную систему управления. Следует отметить, что применение ДПТ на общепромышленных объектах, портах и в строительстве требует преобразовательного устройства тока, так как источником питания на объекте является трехфазная электрическая сеть. Также ДПТ проигрывает асинхронному двигателю (АД) по удельным массогабаритным показателям [96, 119].

По указанным выше причинам подавляющее большинство лебедок оснащаются асинхронными двигателями переменного тока. Цена АД значительно ниже цены ДПТ при одинаковых эксплуатационных характеристиках. Питание получают непосредственно от сети за исключением случаев с использованием частотного преобразователя для регулирования скорости приводного АД [6, 35, 36, 61, 62]. Коэффициент перегрузочной способности лежит в пределах 2.5 – 3.4, что также позволяет использовать АД в грузоподъемных лебедках [4, 20, 119].

В связи с изложенным было принято решение применить в качестве привода для лебедки с КВШ асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором, а для лебедки БТ – асинхронный двигатель с фазным ротором как наиболее распространенный тип привода ГПМ.

Поднятый приводным двигателем лебедки груз обладает запасом энергии, которая в случае неконтролируемого размыкания тормозного устройства высвобождается и может нанести как материальный ущерб, так и привести к трагедии. Поэтому тормоз является ответственным узлом, от работоспособности которого зависит безопасность на объекте, где эксплуатируется лебедка [4, 109, 105]. На грузоподъемных лебедках применяются тормоза только нормально замкнутого типа, которые при выключенном приводном двигателе замкнуты [4, 79, 105, 109].

В процессе торможения кинетическая энергия вращающихся и поступательно движущихся масс преобразовывается тормозным устройством в тепловую энергию, рассеиваемую в окружающую среду. Замедление движущегося механизма происходит не только под действием сил трения, возникающих в тормозе, но и под действием сил сопротивления в самом механизме и на рабочем органе машины [109].

Применяют следующие разновидности тормозов: ленточные, колодочные, тормоза с осевым нажатием (дисковые, конические), грузоупорные тормоза. Последние используют в механизмах подъема с ручным приводом, например храповой механизм [4, 105, 109].

В ленточных тормозах тормозной момент создается в результате трения гибкой ленты по поверхности цилиндрического тормозного шкива. Такие тормоза широко применяются на лебедках благодаря их простоте, компактности и способности развивать большие тормозные моменты, возрастающие с увеличением угла обхвата. Однако создаваемое значительное усилие в набегающей и сбегавшей сторонах ленты изгибает тормозной вал. Вследствие неравномерного распределения удельного давления на гибкой тормозной ленте она изнашивается неравномерно. Обрыв тормозной ленты влечет за собой аварию. Поэтому эксплуатационная

надежность ленточных тормозов значительно ниже надежности колодочных тормозов, а в лифтовых лебедках ленточный тормоз не применяют [4, 56, 118].

Колодочные тормоза имеют большое разнообразие конструкций, применяемых в подъемно-транспортных машинах, различающихся в основном схемами рычажных систем. Обычно они состоят из рычагов и двух внешних колодок, расположенных диаметрально по отношению к тормозному шкиву. Тормозной момент создается усилием сжатой пружины, весом замыкающего груза или каким-либо другим способом. Применение груза для замыкания тормоза приводит к увеличению времени срабатывания тормоза вследствие значительной инерции замыкающего груза. Поэтому пружинное замыкание получило наибольшее применение. Торможение происходит под действием усилия замыкающих пружин, которые расположены на рычажной системе тормоза вертикально или горизонтально [4, 7, 8, 40, 105, 118]. В качестве размыкающего устройства используются специальные тормозные электромагниты, электрогидравлические, пневматические, электромеханические толкатели, включаемые параллельно с приводным двигателем, так что размыкание тормоза и освобождение тормозного шкива происходит одновременно с включением двигателя; при этом их работа влияет на динамику пуска и торможения и тем самым – на качество, надежность и безопасность работы ГПМ [4, 41].

В тормозах с осевым нажатием усилие для торможения механизма действует вдоль оси тормозного вала посредством приводных пружин. К преимуществам таких тормозов относятся: большие тормозные моменты при сравнительно небольших размерах самого тормоза за счет увеличения числа пар поверхности трения (многодисковый тормоз), стабильность работы, большая суммарная поверхность трения, получаемая путем увеличения числа трущихся поверхностей, что позволяет уменьшить необходимое давление между этими поверхностями, а значит, повысить долговечность фрикционной пары. Однако из-за ухудшения условий отвода теплоты (многодисковый тормоз) с поверхности трения такой тормоз может не обеспечить необходимый тормозной момент, что требует в некоторых случаях использования специальных материалов [109, 112, 118].

Несмотря на разнообразие конструкций (рисунок 1.2) и применяемых материалов тормозов, основная их функция – это обеспечение требуемого тормозного момента на валу приводного двигателя с определенным коэффициентом запаса торможения не менее 1,5, который подбирается в зависимости от режима работы лебедки и класса опасности производственного объекта, указывается в технической документации [41, 97].

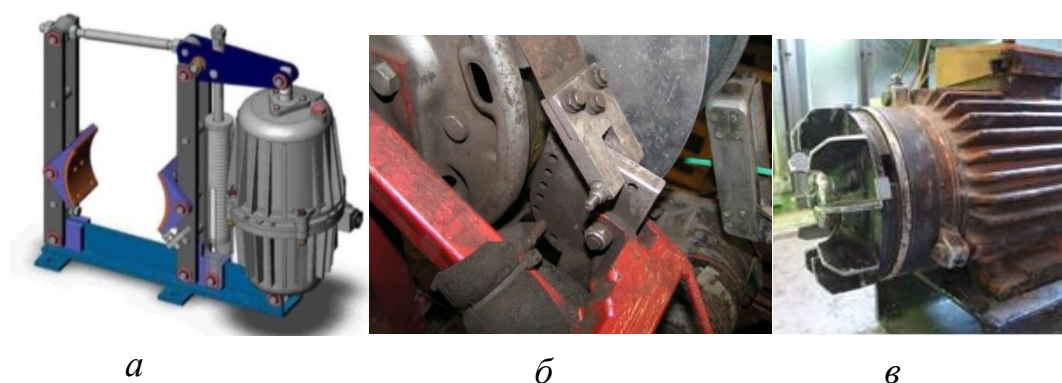


Рисунок 1.2 – Виды тормозов, применяемых в грузоподъемных машинах:

а – колодочный тормоз, *б* – ленточный тормоз, *в* – дисковый тормоз

Если лебедка является частью грузоподъемной машины, например лифта, то тормоз должен состоять из двух систем торможения, все механические элементы тормоза, задействованные в процессе приложения усилия к тормозному барабану или диску, должны дублироваться, в том числе толкатель электромагнита. При этом каждая из систем торможения должна создавать усилие, достаточное для остановки и удержания кабины с грузом, масса которого равна номинальной грузоподъемности лифта [30, 31].

Редукторы на лебедки подбирают, чтобы повысить крутящий момент, который создается действием груза на барабан или канатоведущий шкив, однако при этом скорость вращения на выходе уменьшится относительно вала двигателя в передаточное число i_p раз. Подбор редуктора осуществляют по КПД, передаточному отношению, передаваемой мощности. Применяют различные виды редукторов, таких как цилиндрические, планетарные, червячные и пр. Также уделяют внимание смазочному материалу, поскольку это может повлиять на характери-

стики редуктора и всего механизма подъема, особенно на грузоподъемные машины, работающие на открытом воздухе [55].

Для преобразования вращательного движения привода механизма в поступательное движение груза применяют грузоподъемный барабан (с жестким закреплением к нему каната) или канатоведущий шкив. Подбирают барабан по ряду характеристик, таких как высота подъема груза, количество слоев навивки и т. д. [4, 105]. Канатоведущий шкив или шкив трения применяют при относительно небольшом диапазоне изменения массы поднимаемого груза, а также при большой высоте перемещения. Канат вкладывается в канавку шкива, и с противоположных сторон крепятся груз и противовес. Перемещение происходит под действием силы трения, возникающей между канатом и шкивом. При этом силу трения можно регулировать благодаря изменению геометрии профиля канавки шкива или самого шкива, а также изменению количества параллельных канавок. Область применения таких лебедок – это грузовые и пассажирские лифты и шахтные подъемники [56, 118].

Исходя из вышесказанного далее будут рассматриваться лебедки двух типов – это лебедка БТ мостового крана МК-10 и лебедка с КВШ.

1.3 Контроль эксплуатационных воздействий грузоподъемных электрических лебедок

В грузоподъемных лебедках кинематическая связь привод – барабан (КВШ) неразмыкаема, предназначение электропривода заключается в преодолении момента сопротивления путем превращения электрической энергии в механическую. Это означает, что изменение момента сопротивления на валу двигателя повлечет изменения в энергетическом процессе, протекающем в двигателе [4, 58, 60, 119].

Показателем возможности безопасной эксплуатации лебедки является ее техническое состояние – это совокупность подверженных изменению в процессе производства, эксплуатации и ремонта свойств объекта. Техническое состояние харак-

теризуется в определенный момент времени при заданных условиях внешней среды значениями совокупности (множества) параметров (или признаков) [29]. Применительно к техническому объекту различают следующие возможные его состояния: исправное – состояние, когда объект соответствует всем без исключения требованиям нормативно-технической документации; неисправное – состояние, когда объект не соответствует хотя бы одному требованию нормативно-технической документации; работоспособное – состояние, в котором объект способен выполнять все рабочие функции, предусмотренные технической документацией; неработоспособное – состояние, в котором объект не способен выполнять хотя бы одну рабочую функцию, предусмотренную технической документацией [27].

Для описания свойств объекта (технического состояния) в технической документации приводится номенклатура данных, а также допустимые и предельные их значения. Некоторые из этих значений (номинальная грузоподъемность, тормозной момент и т. д.) можно использовать как сравниваемые с характеристиками электропривода (потребляемая мощность P (Вт), сила тока I (А), напряжение U (В), потребленная энергия W_{Π} (Вт)). Также учитываются дополнительные обстоятельства, необходимые для определения технического состояния объекта. Это связано с тем, что при одних и тех же значениях интересующих данных состояние объекта может при различных условиях быть отнесено к разным диагнозам [98].

Техническое состояние лебедки влияет на ее надежность [11, 12, 98]. Надежность – это свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, хранения и транспортирования. Это свойство в зависимости от назначения объекта и условий его применения может включать безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость или определенные сочетания этих свойств [11, 98].

От точности регистрации наработки и определения режима нагружения механизма (лебедки) при эксплуатационных воздействиях будут зависеть оценка остаточного ресурса лебедки и цикл технического обслуживания, что в конечном

итоге влияет на надежность, безопасность эксплуатации и техническое состояние. Нормативный срок службы ГПМ может составлять от 10 до 30 лет в зависимости от типа и расчетного режима нагружения. При его истечении руководящими документами предусмотрено проведение экспертизы промышленной безопасности (ЭПБ). Результатом проведения ЭПБ является заключение, включающее, в том числе, определение остаточного ресурса и гарантированного срока дальнейшей безопасной эксплуатации [80].

Существенной проблемой в расчете остаточного ресурса является определение реальной наработки ГПМ с начала эксплуатации, а именно отсутствие достоверных данных о фактическом режиме работы ГПМ, т. е. информации о характере нагружения за время работы. Для преодоления этого обязательным требованием для некоторых типов ГПМ (например, грузоподъемных кранов) является наличие устройств с функцией регистратора параметров [66, 80, 100, 102].

Один из пунктов повышения надежности регистраторов параметров является резервирование используемых каналов информации, способ обеспечения надежности объекта (прибора) за счет использования дополнительных средств и (или) возможностей, избыточных по отношению к минимально необходимым для выполнения требуемых функций [27].

В исследовании рассматривается влияние изменения режима нагружения, наработки лебедки и технического состояния тормозного устройства на рабочие характеристики электропривода. Техническое состояние тормозного устройства лебедки контролируется по критерию работоспособности, а критерием является заявленная в технической документации ГПМ величина тормозного момента, поскольку его создание есть основная функция тормоза [4, 40, 41, 80, 105, 109].

1.4 Технические средства безопасности грузоподъемных лебедок

В настоящее время безопасность эксплуатации ГПМ, зависящая от технического состояния, обеспечивается в следующих трех формах: нормативной, технической и организационной. Под нормативным обеспечением понимается

комплекс нормативных документов – регламентов, стандартов и др., в которых изложены требования и рекомендации к машинам, их узлам и механизмам, а также изготовлению и эксплуатации. Техническое обеспечение безопасности включает в себя комплекс технических средств и систем как в составе ГПМ, так и вне их [53]. Организационное обеспечение представляет комплекс мероприятий, направленных на выполнение требований и рекомендаций по безопасной эксплуатации грузоподъемных машин, включая подготовку обслуживающего персонала [100, 102].

Рассмотрим некоторые технические средства, в которых присутствуют интересные функции.

1.4.1 Средства ограничения и регистрации нагрузок грузоподъемных лебедок

Ограничитель грузоподъемности мостовых и козловых кранов «МОСТ-1» (рисунок 1.3) предназначен для защиты крана от перегрузки (от массы груза) и регистрации параметров во время его работы в течение всего срока службы [10].

Ограничитель грузоподъемности кранов мостового типа «МОСТ-1» выполняет следующие функции:

- включение световой и звуковой сигнализации при превышении пороговых значений массы поднимаемого груза;
- отключение механизма подъема груза при превышении пороговых значений массы поднимаемого груза;
- непрерывное отображение массы поднимаемого груза;
- регистрация и накопление информации о работе крана;
- осуществление контроля над лебедками основного и вспомогательного подъема груза.

Ограничитель состоит из датчика усилия тензометрического типа, блока сигнализации, вычислительного блока с дополнительной функцией регистратора

параметров. Регистратор параметров определяет и хранит следующую информацию [10]:

- общая наработка ГПМ или ее механизмов (лебедка) в моточасах;
- суммарное число рабочих циклов;
- массы поднятых грузов.

Использование регистратора параметров позволяет получать информацию о режиме работы ГПМ, ее наработки и данные для анализа причин отказов узлов и механизмов; продлевать срок службы ГПМ и снижать расходы на их обслуживание на основании оценки выработанного ресурса; проводить работы по техническому обслуживанию и ремонту в зависимости от фактической наработки крана [83].



Рисунок 1.3 – Ограничитель грузоподъемности с функцией регистратора параметров «МОСТ-1»

Ограничитель грузоподъемности ОГШ-2 предназначен для ограничения массы поднимаемого груза кранов мостового типа. ОГШ-2 (рисунок 1.4) комплектуются датчиками, регистрирующими нагрузку на канаты, силу сжатия, датчиками тензометрической оси и датчиками веса балочного типа. Ограничитель имеет ре-

гистратор параметров, отвечающих требованиям РД 10-399-01, 399-5ИТТ, РДСМА-001-03 [107, 108].

Ограничитель грузоподъемности ОГШ-2 выполняет следующие функции:

- включение световой и звуковой сигнализации при превышении пороговых значений массы поднимаемого груза;
- отключение механизма подъема груза при превышении пороговых значений массы поднимаемого груза;
- регистрация и накопление информации о работе крана в реальном времени.

Ограничитель грузоподъемности состоит из вычислительного блока, блока сигнализации и ввода информации, тензометрического датчика усилия, тензометрического датчика балочного типа [107, 108].



Рисунок 1.4 – Ограничитель грузоподъемности ОГШ-2

Ограничитель нагрузки крана ОНК-140-40(-59) предназначен для установки на краны мостового типа с одной грузовой лебедкой, *ограничитель нагрузки крана ОНК-140-50(-60)* предназначен для установки на краны мостового типа с двумя грузовыми лебедками. Ограничители служат для защиты крана от перегрузок и разрушения его узлов. Ограничитель ОНК-140-40 (-50, -59, -60) выполняет следующие функции:

- включение световой и звуковой сигнализации при превышении массы поднимаемого груза номинальных значений;

- регистрация и накопление информации о работе крана;
- индикация веса поднимаемого груза от номинальной грузоподъемности крана;
- создание управляющего сигнала на блокирование подъема груза при нагрузке выше предельно допустимой грузоподъемности крана;
- ввод параметров номинальной и предельной грузоподъемности крана, кратности полиспаста.

Ограничитель грузоподъемности состоит из вычислительного блока, блока сигнализации и ввода информации, тензометрического датчика усилия [45].

Так как для определения режима работы механизма необходимо знать массы поднимаемых грузов, то рассмотрим известные патенты на изобретения.

Изобретение «Тензометрическая ось для измерения нагрузки на крюке грузоподъемного крана» (патент № 2464220)

Задачей изобретения (рисунок 1.5) является создание устройства для измерения нагрузки, в котором сочетаются высокая прочность оси и чувствительность тензодатчика, установленного на ней. При этом в указанной оси, передающей нагрузку от крюковой подвески на канатные блоки, имеющей общее низкое напряженное состояние, создается местная зона высоких напряжений, в которой устанавливается тензодатчик. Предлагаемое устройство для измерения нагрузки содержит ось из высокопрочного материала и тензодатчик, при этом в материале оси выполнена локальная зона высоких напряжений, оснащенная тензодатчиком, при общем низком напряженном состоянии оси в целом. В одном из предпочтительных вариантов выполнения локальная зона высоких напряжений представляет собой два отверстия, расположенных близко друг к другу в торце оси, глубина которых и толщина перемычки между ними выбраны из условия достаточной прочности всей оси и высоких напряжений в указанной перемычке между отверстиями, а тензодатчик размещен внутри одного из указанных отверстий [75].

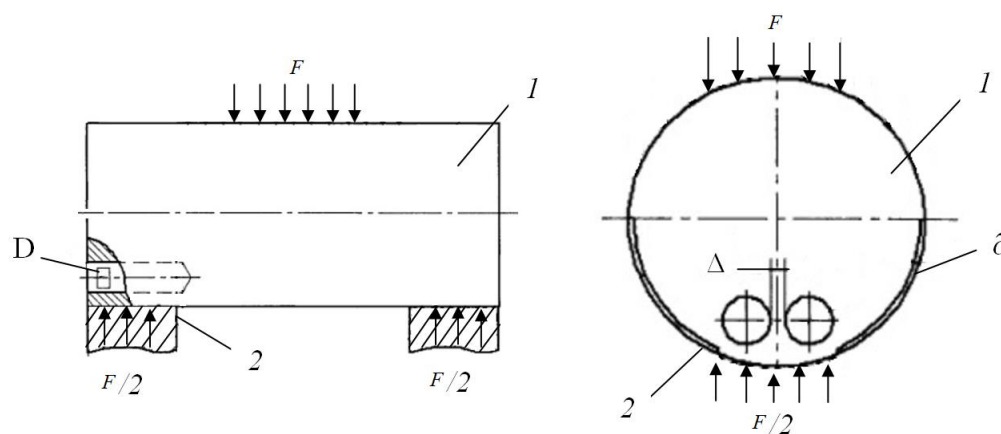


Рисунок 1.5 – Тензометрическая ось для измерения нагрузки на крюке грузоподъемного крана: F – нагрузка на ось 1; 2 – опорные поверхности оси 1; δ – глубина выборки материала для стабильности площади опирания; Δ – расстояние между отверстиями; D – место установки тензодатчика.

Изобретение «Устройство для определения веса груза мостового крана» (патент № 2381984)

Цель предлагаемого изобретения: повышение точности взвешивания, постоянный контроль моста крана, предотвращение поднятия груза, превышающего номинальную массу. Устройство для определения веса груза мостового крана (рисунок 1.6) содержит постоянно натянутый канат 5, который одним концом жестко закреплен на мосту крана 1, а второй конец соединен с натяжным устройством НО. К середине каната прикреплена тяга 4, соединенная с отсчитывающим устройством 3.1 измерителя линейного перемещения 3. Шкала 3.2 измерителя линейного перемещения закреплена на мосту крана. Индикатор 6 показывает вес груза. Устройство работает следующим образом. Тележка 2 с грузом, проходящая через середину моста, деформирует его. Шкала вместе с мостом перемещается вниз. Отсчитывающее устройство при этом остается неподвижным, так как трос за счет натяжного устройства сохраняет прямолинейность. Величину деформации, которая пропорциональна весу груза, отсчитывающее устройство передает на индикатор [72].

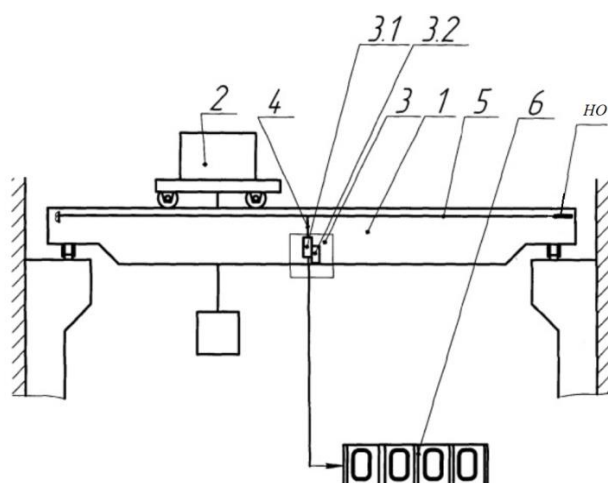


Рисунок 1.6 – Устройство для определения веса груза мостового крана

**Изобретение «Ограничитель нагрузки грузоподъемного крана»
(патент №2483016) (рисунок 1.7)**

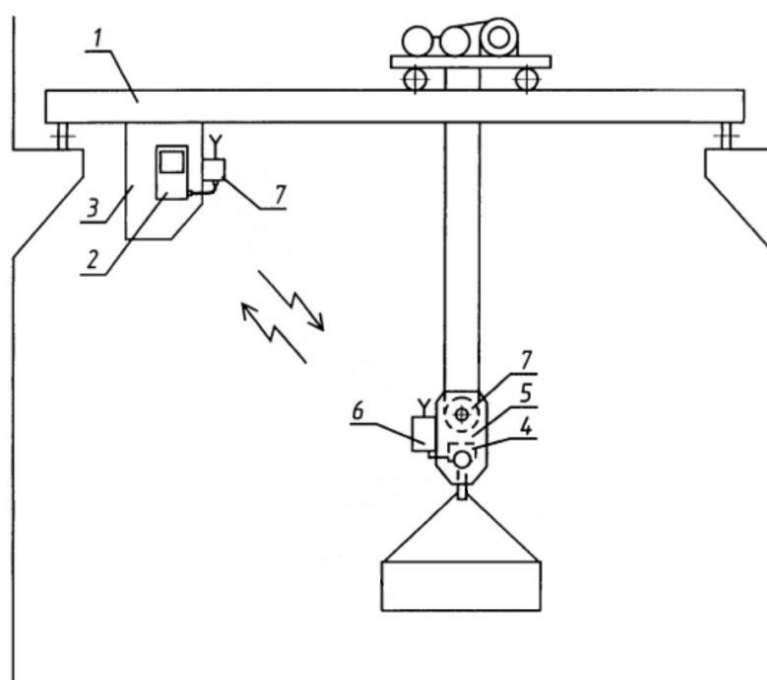


Рисунок 1.7 – Ограничитель нагрузки грузоподъемного крана

Изобретение относится к области подъемно-транспортной техники и предназначено для защиты от перегрузок мостовых или стреловых грузоподъемных кранов. Ограничитель нагрузки грузоподъемного крана 1, например мостового типа, содержит управляющее устройство 2, установленное в кабине 3 крана, дат-

чик нагрузки 4, установленный на крюковой подвеске 5, и приемопередающие модули 6, 7, образующие проводной, беспроводной или комбинированный канал передачи (обмена) данных [76].

Основной источник информации о нагрузках в вышеупомянутых технических средствах – это датчики усилия тензометрического типа (рисунок 1.8) или датчики выполненные на основе трансформаторных преобразователей перемещения [101]. Устанавливают датчики под опору подшипника грузовой лебедки, прикрепляют к грузоподъемным канатам, непосредственно в грузоподъемный крюк, в ось уравнительного или обводного блока полиспаста и т. д. Следует отметить, что датчики усилия являются единственным каналом информации о величине эксплуатационных воздействий. При этом динамические нагрузки, возникающие например при пуске, остановки привода лебедки и вызывающие дополнительные деформации металлических конструкций ГПМ, не учитываются. Датчики имеют погрешность. Погрешность в результатах может увеличиться, если датчик воспринимает информацию не с грузозахватного органа, а с последующих звеньев от него (опора барабана). Вследствие динамических усилий, воспринимаемых датчиком, упругость материала, на которой располагается тензомост, может ухудшиться, и в результате изменится точность результата. Также датчики подвержены атмосферным воздействиям и их необходимо тарировать [64, 99].

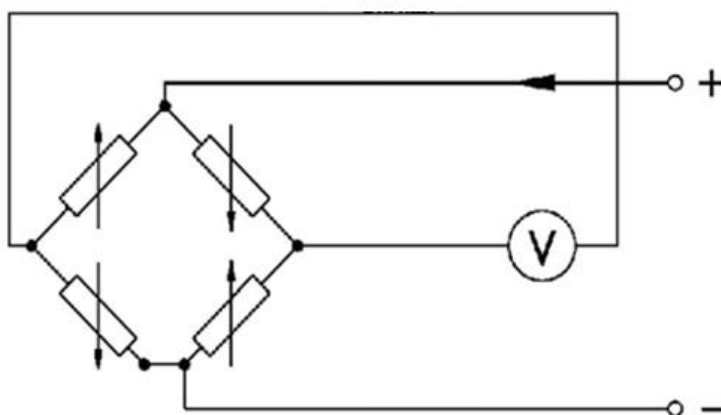


Рисунок 1.8 – Тензометрический мост

Изобретение «Способ ограничения грузоподъемности крана мостового типа» (патент № 2354604)

Задача изобретения – повысить надежность функционирования ограничителя грузоподъемности электрического крана.

Предварительно в электросиловом щите крана устанавливают датчик активной мощности и подключают его к питающей сети электродвигателя механизма подъема груза. В цифровой вычислительный блок вводят зависимость потребляемой активной мощности от массы поднимаемого груза. Во время работы крана непрерывно определяют значение активной мощности, потребляемой электродвигателем подъема груза. Текущее значение активной мощности сравнивают со значениями занесенной в цифровой запоминающий блок зависимости потребляемой активной мощности от массы поднимаемого груза $P = f(m)$ (рисунок 1.9) [71].

Если значение потребляемой активной мощности превышает значение, соответствующее предельно допустимому значению массы поднимаемого груза, отключают механизм подъема груза, а крановщика предупреждают световыми и/или звуковыми сигналами (рисунок 1.10) [71].

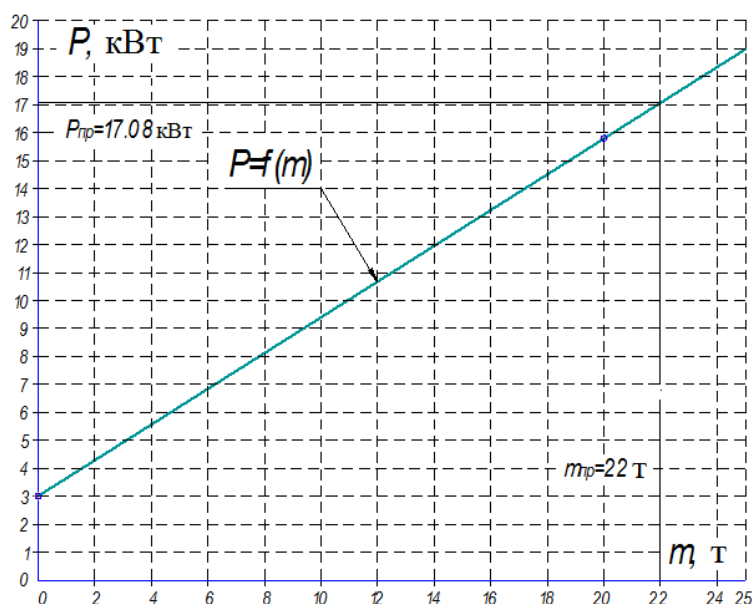


Рисунок 1.9 – Зависимость потребляемой активной мощности электропривода
от массы поднимаемого груза

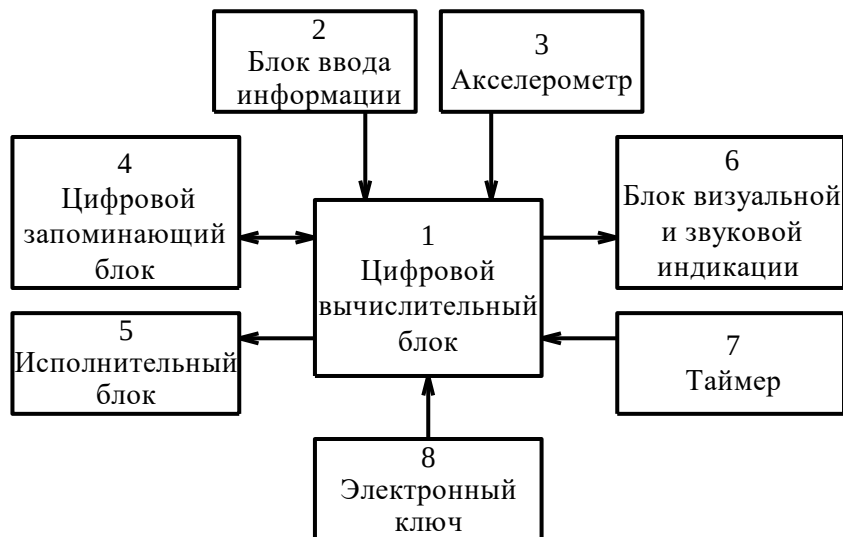


Рисунок 1.10 – Блок-схема устройства ограничителя грузоподъемности крана мостового типа

Изобретение «Способ ограничения грузоподъемности электрического крана» (патент № 2331572)»

Изобретение направлено на повышение надежности ограничителя грузоподъемности электрического крана. Указанный технический результат достигают тем, что в способе ограничения грузоподъемности электрического крана после установки электронного ключа поднимают поочередно грузы массами $m_0, \dots, m_{i-1}, m_i$, где $i = 2, 3, \dots$, и запоминают соответствующие значения частот вращения $n_0, \dots, n_{i-1}, n_i$ вала двигателя, которые получают с помощью акселерометра, установленного или на опорной плите, или на станине кранового двигателя. Сигнал с выхода акселерометра подвергают спектральному анализу, причем частота, на которой определено значение амплитуды 1-й гармоники колебаний станины двигателя, соответствует частоте вращения вала двигателя. Далее по полученным данным строят зависимость частоты вращения вала двигателя от массы поднимаемого груза $n = f(m_i)$ (рисунок 1.11), которую запоминают вместе с известным предельно допустимым значением массы поднимаемого груза. Затем, поднимая рабочий груз, непрерывно с помощью акселерометра измеряют значение частоты вращения вала двигателя, используя которое по зависимости $n=f(m)$ определяют массу рабочего груза, и, если эта масса превысила предельно допустимое значение, по-

дают звуковой и визуальный сигнал и отключают кран (рисунок 1.12) [70].

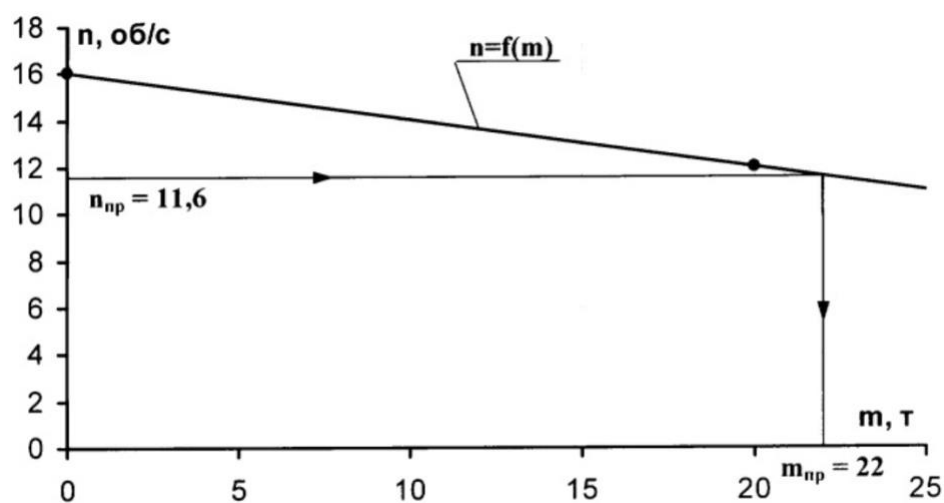


Рисунок 1.11 – Зависимость частоты вращения привода от массы поднимаемого груза: где $m_{пр}$ – предельно допустимая масса груза; $n_{пр}$ – частота ротора привода при предельно допустимой массе груза



Рисунок 1.12 – Блок-схема устройства ограничителя грузоподъемности электрического крана

Проведенный обзор существующих технических средств безопасности ГПМ показал, что в основном для ограничителей грузоподъемности и регистраторов параметров, предназначенных для ограничения массы поднимаемого груза, опреде-

ления режима нагружения и расчета остаточного ресурса используются датчики усилия, являющиеся единственным каналом информации о величине эксплуатационных нагрузок. При этом динамические нагрузки, вызывающие дополнительные деформации металлических конструкций, не учитываются.

Следует отметить, что наличие технических решений, реализующих косвенные методы определения нагрузок по электромеханическим переменным приводного электродвигателя, открывает новые возможности повышения безопасности и эффективности эксплуатации ГПМ за счет использования резервного канала информации.

1.4.2 Средства контроля технического состояния тормозов грузоподъемных лебедок

Тормозное устройство является ответственным узлом лебедки ГПМ, от которого напрямую зависит безопасность на объекте, где эксплуатируется ГПМ. Для снижения риска аварийности и повышения эксплуатационной безопасности тормоз подбирают с коэффициентом запаса и (или) его дублируют. Контроль тормоза проводят на соответствие с требованиями нормативно-технической и (или) конструкторской (проектной) документации [56, 79, 80, 109].

В настоящее время требования к контролю тормозов лебедок БТ включают в себя: ежесменный осмотр (ЕО) – это визуальный осмотр тормоза перед началом работы лебедки и проверка на холостом ходу; периодическое (полное) техническое освидетельствование – это регулировка деталей тормоза, а также статические и динамические испытания с нагрузками по отношению к номинальной грузоподъемности, превышающие на 25 % (статические) и 10 % (динамические) соответственно [46]. Если лебедка с КВШ, которая широко применяется в качестве механизма подъема лифта, то проверка проводится остановкой и удержанием пустой кабины [31].

Помимо контроля, выполняемого персоналом, применяют и технические средства:

**Изобретение «Способ контроля тормозной системы в лифтовой установке
и соответствующее устройство видеоконтроля за тормозной системой
лифтовой установки» (патент № 2496707)**

Лифтовая установка 10 (рисунок 1.13) содержит тормозную систему 13, приводной механизм 11, устройство 12 управления тормозным механизмом 11. При осуществлении контроля тормозной системы 13 принимают первый сигнал kb растормаживания тормозной системы 13. Принимают первый сигнал af движения лифта 10. Осуществляют контроль за тем, прилагается ли после приложения первого сигнала af движения первый сигнал kb растормаживания, причем этот сигнал kb растормаживания появляется тогда, когда тормоз тормозной системы 13 был отпущен. Если сигнал kb растормаживания принимают не в пределах времени t_A , активируют релейную цепь 103 для прерывания цепи 20 обеспечения безопасности лифтовой установки 10 или управляющего напряжения устройства 12 управления приводным механизмом для остановки лифта 10. Работа устройства осуществляется следующим образом. Принимаются первый сигнал растормаживания тормозной системы и первый сигнал движения устройства управления приводным механизмом. Затем осуществляется контроль того, прилагается ли после поступления первого сигнала движения первый сигнал растормаживания, причем этот сигнал растормаживания появляется тогда, когда тормоз тормозной системы был отпущен. В случае если этот сигнал растормаживания не принимается в пределах временного окна, тогда активируется релейная цепь для прерывания цепи обеспечения безопасности лифтовой установки или прерывается управляющее напряжение устройства управления приводным механизмом с целью остановки лифта [77].

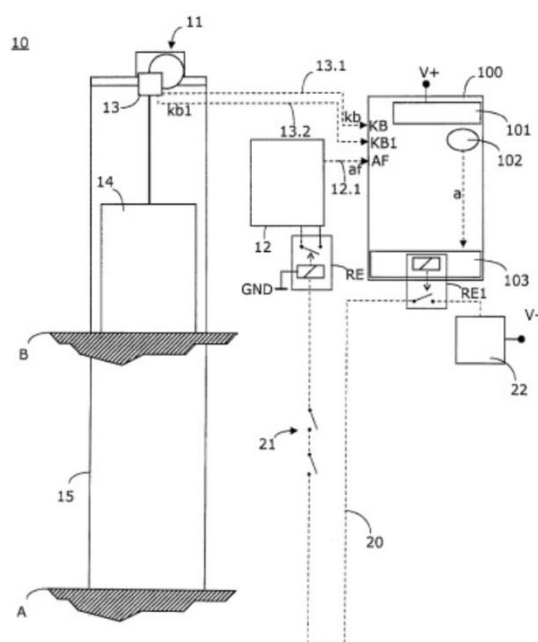


Рисунок 1.13 – Устройство контроля тормозной системы лифта

Изобретение «Способ контроля работы тормоза и устройство для осуществления контроля работы колодочного тормоза» (патент № 2081013)

Устройство (рисунок 1.14) снабжено датчиками для определения положения колодок, датчиками для определения износа фрикционных накладок, реле, срабатывающим при дефекте и способным подавать сигнал остановки машины, когда датчики положения и износа обнаруживают недостаточное высвобождение колодок или износ накладок. Тормоз, содержит вращающийся барабан 1, вращаемый приводным средством, которое в случае механических эскалаторов или лифтов может состоять из подъемного зубчатого колеса, а также двух имеющих форму полуцилиндра колодок 2, 3 с фрикционными накладками 4, 5 на их внутренней поверхности. Колодки поворачиваются вокруг параллельных друг другу осей вращения 6, 7. Они нормально, действием возвратной пружины 8, удерживаются в замкнутом положении и могут вводиться в положение освобождения электромагнитом 9, воздействующим на фланцы 10, выполненные на концах колодок. Контрольное устройство, согласно изобретению, содержит датчики износа 11, 12 введенные в фрикционные накладки 4, 5, датчики положения 13, 14, прикрепленные к элек-

тромагниту 9, для восприятия размыкания и смыкания колодок, причем все датчики соединены с блоком управления 15 [67].

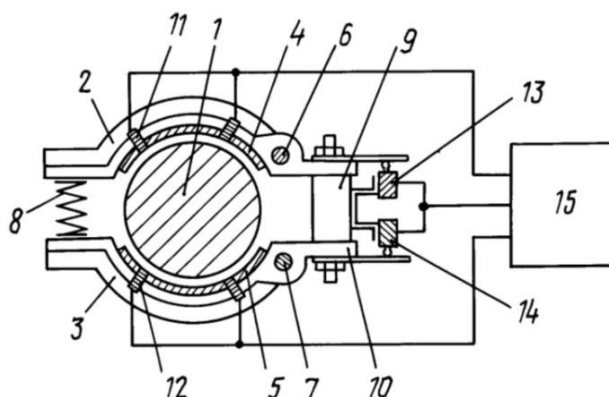


Рисунок 1.14 – Устройство для осуществления контроля работы колодочного тормоза

Изобретение «Дисковый тормоз повышенной безопасности» (патент №: 2128794)

Дисковый тормоз повышенной безопасности включает скобу, скользящую по вилке, для прижатия фрикционных тормозных колодок к тормозному диску, причем дисковый тормоз оборудован индикатором износа фрикционных колодок. Индикатор износа содержит датчик емкостного типа с непрерывным изменением контролируемого параметра, связанный со средствами контроля, способными выдавать сигнал отказа в случае отклонения от нормы [68].

Несмотря на объемный контроль за техническим состоянием тормозного устройства, который заключается в требованиях нормативной документации, специальных технических средств и определенных процедур для обслуживающего персонала, его основная функция (величина тормозного момента) не контролируется, исключение составляют статические и динамические испытания, которые проводятся с промежутком, достаточным для возможного неконтролируемого отказа тормоза.

Состояние тормозного устройства определяют: по положению тормозных колодок, степени износа фрикционных накладок, целостности приводных пружинных пакетов привода тормоза и другим критериям. Удовлетворительное состояние элементов тормоза и правильная его настройка не всегда обеспечивают необходимый тормозной момент (например, при попадании масла на тормозные поверхности). Отсюда, весьма актуальной представляется задача контроля технического состояния тормоза по величине тормозного момента.

Задачей диссертационной работы является разработка комплексной системы контроля технического состояния грузоподъемных электрических лебедок, функции которой состоят в альтернативных методах определения режима нагружения путем расчета коэффициента нагружения, регистрации наработки грузоподъемной лебедки БТ и контроля технического состояния тормоза грузоподъемных электрических лебедок на основе энергетического мониторинга приводного двигателя. Для решения поставленной задачи необходимо:

- разработать математические модели электрических грузоподъемных лебедок БТ и с КВШ для изучения динамических процессов, протекающих в электроприводах, механизмах при эксплуатационных воздействиях;
- провести исследования влияния эксплуатационных воздействий на электромеханические переменные электропривода грузоподъемной лебедки для использования результатов при расчете коэффициента нагружения, регистрации наработки и контроля тормозного момента;
- разработать алгоритмы работы устройств расчета коэффициента нагружения односкоростной грузоподъемной лебедки барабанного типа и контроля технического состояния тормоза грузоподъемных лебедок по величине потребляемой электроприводом активной мощности;
- провести оценку достоверности результатов теоретических исследований путем сравнения с результатами экспериментов: на лебедке БТ крана мостового типа и разработанной экспериментальной модели лебедки с КВШ;
- разработать блок-схемы устройств расчета коэффициента нагружения, регистрации наработки односкоростной грузоподъемной электрической лебедки ба-

рабанного типа и контроля величины тормозного момента грузоподъемных электрических лебедок.

1.5 Выводы из главы 1

1. Выявлено, что одним из главных способов снижения аварийности ГПМ является разработка систем и устройств безопасности с расширенными функциями контроля эксплуатационных воздействий и технического состояния ответственных узлов и механизмов.

2. Обзор конструкций грузоподъемных лебедок показал, что большинство их имеют электропривод. Однако информационные возможности электропривода, свидетельствующие о величине и характере эксплуатационных воздействий в существующих приборах и системах безопасности, не используются.

3. Проведенный обзор существующих устройств и систем безопасности ГПМ показал, что в основном для ограничителей грузоподъемности и регистраторов параметров, предназначенных для определения режима нагружения и расчета остаточного ресурса, используются датчики усилия, являющиеся единственным каналом информации о величине эксплуатационных нагрузок. При этом динамические нагрузки, вызывающие дополнительные деформации металлических конструкций, не учитываются.

4. Обзор нормативных документов по ГПМ показал, что тормоз механизма подъема груза (лебедки) в большинстве случаев должен обеспечивать тормозной момент с коэффициентом запаса не менее 1,5, однако анализ существующих систем безопасности показал полное отсутствие контроля величины тормозного момента при эксплуатации.

5. Применение в ГПМ технических решений, реализующих косвенные методы определения нагрузок, по электромеханическим переменным приводного электродвигателя, открывает новые возможности повышения безопасности и эффективности эксплуатации ГПМ за счет использования резервного канала информации.

ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЛЕБЕДОК БТ И С КВШ

2.1 Математическое описание объекта

Прогресс во всех сферах созидательной деятельности общества (научно-технической, социальной, экономической) определяется интеллектуальным потенциалом, скоростью приобретения, осознания и внедрения в практику новых научных знаний. Нельзя надеяться на управление сложными объектами и явлениями по наитию, без глубокого проникновения в их сущность, опираясь только на результат эксперимента. Решение этих задач невысказимо без глубоких научных знаний [85, 104].

В настоящее время как инструмент научного познания широко применяется математическое моделирование. Суть его состоит в том, чтобы заменить реальный объект или явление его образом для дальнейшего изучения образа, то есть моделью. Работая с моделью, можно имитировать различные варианты поведения объекта или протекания явления, процесса. При этом исследование на модели как правило дешевле, в ряде случаев безопасней и вообще возможно, в то время как часть явлений невозможно повторить экспериментально [85, 104].

Полученные результаты зависят от количества параметров, учтенных в расчетной модели, и чем их больше, тем точнее модель отражает происходящие процессы. Если учитывать все реальные свойства того или иного механизма, например ГПМ, то расчетная динамическая схема получилась бы весьма сложной, а определение динамических нагрузок – трудоемкой задачей. Поэтому для практического решения надо составить расчетную схему, чтобы в ней учитывались свойства, которые влияют на исследуемые процессы [4, 19, 33, 43, 95, 114].

Если задачей изучения грузоподъемной лебедки как электротехнического комплекса ГПМ является определение закономерностей движения, в том числе в переходных процессах: изменение мощности двигателя и частоты вращения при разгоне и торможении с учетом упругих деформаций отдельных элементов меха-

низма, а также определение инерционных динамических усилий, передаваемых валами, канатами и т. д., то в расчётную схему вводят несколько масс и при сравнительно простых математических выкладках такие схемы часто удовлетворяют требованиям практики [4, 19, 33, 43, 95, 114].

При проведении исследований с целью выявления закономерностей влияния эксплуатационных (внешних) воздействий на электромеханические процессы в приводах грузоподъемных лебедок необходимо разработать математические модели лебедки БТ и с КВШ.

Поскольку лебедка является электротехническим комплексом, целесообразно разбить ее на составляющие узлы в виде структурных схем, представленных ниже (рисунки 2.1, 2.2).

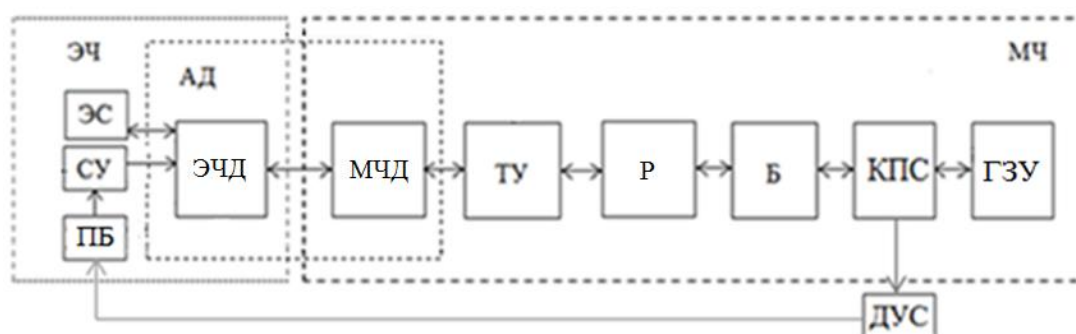


Рисунок 2.1 – Функциональная схема грузоподъемной лебедки БТ

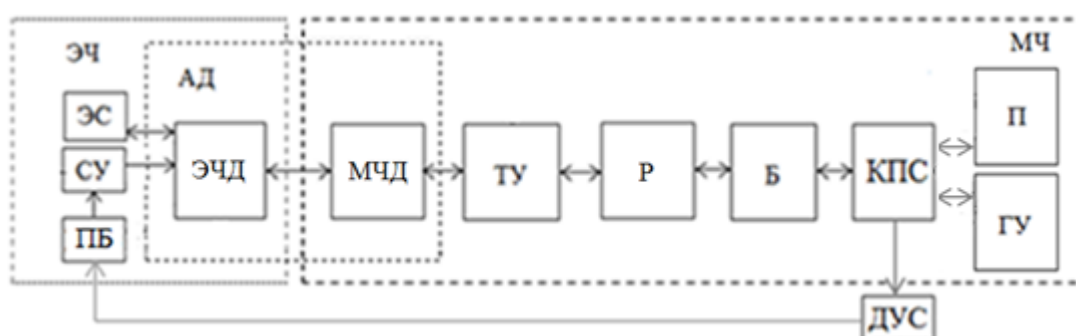


Рисунок 2.2 – Функциональная схема грузоподъемной лебедки с КВШ

На схемах представлены: ЭЧ – электрическая часть; ЭС – электрическая сеть; СУ – система управления; ПБ – прибор безопасности; МЧ – механическая часть; АД – асинхронный двигатель; ЭЧД – электрическая часть АД; МЧД – механическая часть АД; ТУ – тормозное устройство; Р – редуктор; КПС – ка-

нотно-полиспастная система; Б – грузовой барабан; КВШ – канатоведущий шкив; ДУС – датчик усилия; ГЗУ – грузозахватное устройство; П – противовес.

2.2 Математическое моделирование АД

Основные успехи в теории электрических машин на всех этапах истории были связаны с развитием математических моделей [50].

Первый этап развития теории электромеханического преобразования энергии был связан с уравнениями установившихся режимов – это режим холостого хода, номинальный режим и режим короткого замыкания. Важным шагом в развитии теории электромеханического преобразования энергии явилось создание математических моделей, описывающих динамические режимы, позволяющие исследовать переходные процессы, которые происходят при изменениях напряжений, частоты на выводах электрической машины, а также нагрузки на валу, включении или отключении от сети, реверсе, коротком замыкании и т. д. [6, 39, 48, 50, 51, 59, 62, 89, 103, 117]

При использовании известных уравнений и рассмотрении переходных процессов электрической машины, а именно АД, были приняты следующие допущения: магнитная система ненасыщена; воздушный зазор между статором и ротором гладкий; намагничивающие силы обмоток и магнитные поля имеют синусоидальное распределение; фазные обмотки симметричны и сдвинуты в пространстве на 120 градусов; потерями в стали и в меди пренебрегаем [50].

Если в процессе исследования данные, полученные при использовании такой модели, будут недостаточны, то для более детального исследования того или иного процесса можно будет отказаться от принятых допущений, влияющих на проводимое исследование [39, 48, 51, 71, 89, 103, 117].

Математическое описание процессов электромеханического преобразования энергии в асинхронных электродвигателях отличается известной сложностью [17, 39, 48, 50, 51, 86, 87, 89, 96, 103, 117].

В математической модели приводного асинхронного электродвигателя

есть три обмотки на статоре с числом витков w_A, w_B, w_C и три обмотки на роторе с числом витков w_a, w_b и w_c (рисунок 2.3), где индексы A, B, C относятся к обмоткам статора, а индексы a, b, c – к обмоткам ротора соответственно [50, 51].

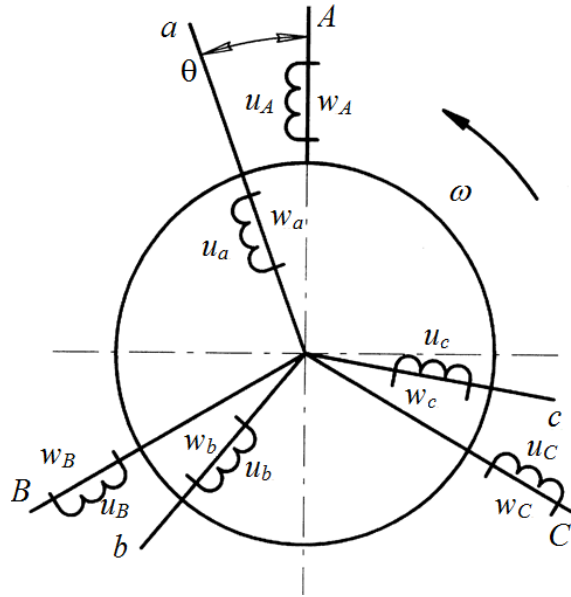


Рисунок 2.3 – Пространственная модель трехфазной идеализированной машины

Дифференциальные уравнения напряжений в естественных (непреобразованных) фазных координатах A, B, C, a, b, c имеют вид (2.1) [50, 51, 89]:

$$\left. \begin{aligned} u_A &= R_A \cdot i_A + \frac{d\Psi_A}{dt}, \\ u_B &= R_B \cdot i_B + \frac{d\Psi_B}{dt}, \\ u_C &= R_C \cdot i_C + \frac{d\Psi_C}{dt}, \\ u_a &= R_a \cdot i_a + \frac{d\Psi_a}{dt}, \\ u_b &= R_b \cdot i_b + \frac{d\Psi_b}{dt}, \\ u_c &= R_c \cdot i_c + \frac{d\Psi_c}{dt}, \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

где u_i – напряжения ($i = A, B, C, a, b, c$), В; i_i – токи, А; R_i – активные сопротивления обмоток фаз статора и ротора, Ом; Ψ_i – результирующие потокоцепления, Вб.

Угловая скорость вращения ротора ω_r , рад/с [50].

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega_r, \quad (2.2)$$

Уравнение движения выглядит следующим образом (2.2) [50]:

$$J \frac{d\omega_r}{dt} + M_c = M_\omega, \quad (2.3)$$

где $J \frac{d\omega_r}{dt}$ – момент инерции $M_{\text{ИН}}$ вращающихся масс, приведенных к ротору, Н·м;

M_c – крутящий момент, Н·м.

Результирующие потокосцепления трехфазной машины имеют сложный характер, так как в трехфазной машине шесть контуров с током. Уравнения потокосцеплений для фаз A, B, C, a, b , имеют вид [50, 51]:

$$\Psi_A = L_A \cdot i_A + M_{AB} \cdot i_B + M_{AC} \cdot i_C + M_{Aa} \cdot i_a + M_{Ab} \cdot i_b + M_{Ac} \cdot i_c; \quad (2.4)$$

$$\Psi_B = L_B \cdot i_B + M_{BA} \cdot i_A + M_{BC} \cdot i_C + M_{Ba} \cdot i_a + M_{Bb} \cdot i_b + M_{Bc} \cdot i_c; \quad (2.5)$$

$$\Psi_C = L_C \cdot i_C + M_{CA} \cdot i_A + M_{CB} \cdot i_B + M_{Ca} \cdot i_a + M_{Cb} \cdot i_b + M_{Cc} \cdot i_c \quad (2.6)$$

$$\Psi_a = L_a \cdot i_a + M_{aA} \cdot i_A + M_{aB} \cdot i_B + M_{aC} \cdot i_C + M_{ab} \cdot i_b + M_{ac} \cdot i_c; \quad (2.7)$$

$$\Psi_b = L_b \cdot i_b + M_{bA} \cdot i_A + M_{bB} \cdot i_B + M_{bC} \cdot i_C + M_{ba} \cdot i_a + M_{bc} \cdot i_c; \quad (2.8)$$

$$\Psi_c = L_c \cdot i_c + M_{cA} \cdot i_A + M_{cB} \cdot i_B + M_{cC} \cdot i_C + M_{ca} \cdot i_a + M_{cb} \cdot i_b. \quad (2.9)$$

где L – индуктивность, Гн; M – взаимная индуктивность.

В непреобразованных естественных координатах индуктивности L и взаимные индуктивности M в уравнениях потокосцеплений (2.4–2.9) – это периодические коэффициенты, изменяющиеся по гармоническому закону при вращении ротора машины. Уравнения (2.1) после подстановки в них выражений результирующих потокосцеплений имеют громоздкие решения с несколькими десятками членов, содержащих периодические коэффициенты. Чтобы избавиться от периодических коэффициентов, необходимо перейти к неподвижной системе координат α, β, γ [50], в которой индексы s и r относятся к статору и ротору соответственно.

Модель в неподвижной системе координат (α, β, γ) показана ниже (рисунк 2.4). В трехфазной системе координат α, β, γ в воздушном зазоре поле круго-

вое, и его можно представить результирующими векторами. Проецируя результирующие вектора токов ротора, напряжений и потокосцеплений на оси α , β , γ статора, находят выражения для преобразованных значений [50].

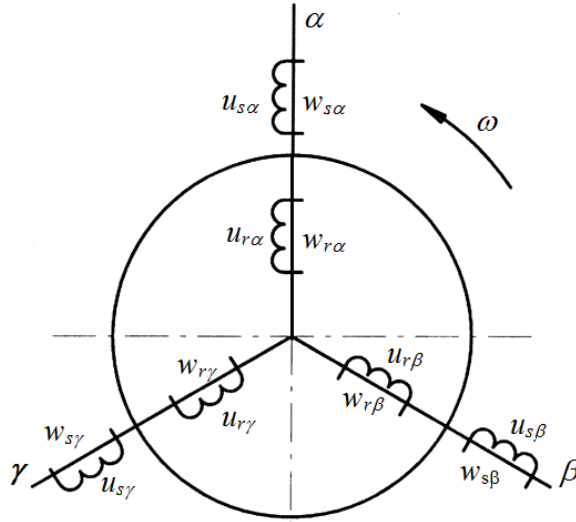


Рисунок 2.4 – Модель трехфазной машины в неподвижной трехфазной системе координат

Матрица преобразований для трехфазной системы [50]:

$$M = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{2}{3} \cos \theta & \frac{2}{3} \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) & \frac{2}{3} \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) \\ 0 & 0 & 0 & \frac{2}{3} \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) & \frac{2}{3} \cos \theta & \frac{2}{3} \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) \\ 0 & 0 & 0 & \frac{2}{3} \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) & \frac{2}{3} \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) & \frac{2}{3} \cos \theta \end{bmatrix}. \quad (2.10)$$

Используя матрицу преобразования (2.10), записываются уравнения равновесия напряжений (2.11–2.16) в преобразованной трехфазной системе координат [50]:

$$u_{sa} = r_{sa} \cdot i_{sa} + \frac{d\Psi_{sa}}{dt}; \quad (2.11)$$

$$u_{s\beta} = r_{s\beta} \cdot i_{s\beta} + \frac{d\Psi_{s\beta}}{dt}; \quad (2.12)$$

$$u_{s\gamma} = r_{s\gamma} \cdot i_{s\gamma} + \frac{d\Psi_{s\gamma}}{dt}; \quad (2.13)$$

$$-u_{ra} = r_{ra} \cdot i_{ra} + \frac{d\Psi_{ra}}{dt} + (\Psi_{r\beta} - \Psi_{r\gamma}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}; \quad (2.14)$$

$$-u_{r\beta} = r_{r\beta} \cdot i_{r\beta} + \frac{d\Psi_{r\beta}}{dt} + (\Psi_{r\gamma} - \Psi_{ra}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}; \quad (2.15)$$

$$-u_{r\gamma} = r_{r\gamma} \cdot i_{r\gamma} + \frac{d\Psi_{r\gamma}}{dt} + (\Psi_{ra} - \Psi_{r\beta}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}. \quad (2.16)$$

Потокосцепления:

$$\Psi_{sa} = L_{sa} \cdot i_{sa} - \frac{1}{2} M \cdot i_{s\beta} - \frac{1}{2} M \cdot i_{s\gamma} + M (i_{ra} - \frac{1}{2} i_{r\beta} - \frac{1}{2} i_{r\gamma}); \quad (2.17)$$

$$\Psi_{s\beta} = L_{s\beta} \cdot i_{s\beta} - \frac{1}{2} M \cdot i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M \cdot i_{sa} + M (i_{r\beta} - \frac{1}{2} i_{ra} - \frac{1}{2} i_{r\gamma}); \quad (2.18)$$

$$\Psi_{s\gamma} = L_{s\gamma} \cdot i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M \cdot i_{sa} - \frac{1}{2} M \cdot i_{s\beta} + M (i_{r\gamma} - \frac{1}{2} i_{ra} - \frac{1}{2} i_{r\beta}); \quad (2.19)$$

$$\Psi_{ra} = L_{ra} \cdot i_{ra} + M (i_{sa} - \frac{1}{2} i_{s\beta} - \frac{1}{2} i_{s\gamma}) - \frac{1}{2} M \cdot i_{r\beta} - \frac{1}{2} M \cdot i_{r\gamma}; \quad (2.20)$$

$$\Psi_{r\beta} = L_{r\beta} \cdot i_{r\beta} + M (-\frac{1}{2} i_{sa} + i_{s\beta} - \frac{1}{2} i_{s\gamma}) - \frac{1}{2} M \cdot i_{r\gamma} - \frac{1}{2} M \cdot i_{ra}; \quad (2.21)$$

$$\Psi_{r\gamma} = L_{r\gamma} \cdot i_{r\gamma} + M (-\frac{1}{2} i_{sa} - \frac{1}{2} i_{s\beta} + i_{s\gamma}) - \frac{1}{2} M \cdot i_{ra} - \frac{1}{2} M \cdot i_{r\beta}. \quad (2.22)$$

Подставляя выражения потокосцеплений (2.17–2.22) в (2.11–2.16), получаем уравнения напряжений обобщенной машины в заторможенных трехфазных координатах (2.27–2.32) [50].

Электромагнитная энергия, сконцентрированная в воздушном зазоре машины (2.23) [50]:

$$W_{\text{э}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \Psi_i \cdot i_i, \quad (2.23)$$

где $i = 1, 2, \dots, N$ – число контуров с током (обмоток) машины.

Для трехфазной машины (рисунок 2.4) электромагнитный момент и электромагнитная энергия соответственно (2.24, 2.25) [50]:

$$M_{\ominus} = p \frac{dW_{\ominus}}{d\theta}; \quad (2.24)$$

$$W_{\ominus} = \frac{1}{2} (\Psi_{sa} \cdot i_{sa} + \Psi_{s\beta} \cdot i_{s\beta} + \Psi_{s\gamma} \cdot i_{s\gamma} + \Psi_{ra} \cdot i_{ra} + \Psi_{r\beta} \cdot i_{r\beta} + \Psi_{r\gamma} \cdot i_{r\gamma}). \quad (2.25)$$

Электромагнитный момент после подстановки выражений токов в уравнения машины в трехфазных заторможенных координатах [50]:

$$M_{\ominus} = p \frac{\sqrt{3}}{2} M [(i_{sa} \cdot i_{r\gamma} + i_{s\beta} \cdot i_{ra} + i_{s\gamma} \cdot i_{r\beta}) - (i_{sa} \cdot i_{r\beta} + i_{s\beta} \cdot i_{r\gamma} + i_{s\gamma} \cdot i_{ra})]. \quad (2.26)$$

Выражение (2.26) содержит все пары произведений токов для трехфазной машины, для расчета электромагнитного момента. Токи в статоре и роторе по одной оси в идеализированной машине не создают электромагнитного момента. Эти пары токов создают вибрации в реальной машине. Система уравнений напряжений (2.11 – 2.16) и движения (2.3), описывающая процессы электромеханического преобразования энергии в трехфазной асинхронной машине, принимает следующий вид [50, 51]:

$$u_{sa} = r_{sa} \cdot i_{sa} + \frac{d}{dt} (L_{sa} \cdot i_{sa} - \frac{1}{2} M i_{s\beta} - \frac{1}{2} M i_{s\gamma} + M i_{ra} - \frac{1}{2} M i_{r\beta} - \frac{1}{2} M i_{r\gamma}); \quad (2.27)$$

$$u_{s\beta} = r_{s\beta} \cdot i_{s\beta} + \frac{d}{dt} (L_{s\beta} \cdot i_{s\beta} - \frac{1}{2} M i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M i_{sa} + M i_{r\beta} - \frac{1}{2} M i_{ra} - \frac{1}{2} M i_{r\gamma}); \quad (2.28)$$

$$u_{s\gamma} = r_{s\gamma} \cdot i_{s\gamma} + \frac{d}{dt} (L_{s\gamma} \cdot i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M i_{sa} - \frac{1}{2} M i_{s\beta} + M i_{r\gamma} - \frac{1}{2} M i_{ra} - \frac{1}{2} M i_{r\beta}); \quad (2.29)$$

$$\begin{aligned} -u_{ra} = & r_{ra} \cdot i_{ra} + \frac{d}{dt} (L_{ra} \cdot i_{ra} + M i_{sa} - \frac{1}{2} M i_{s\beta} - \frac{1}{2} M i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M i_{r\beta} - \frac{1}{2} M i_{r\gamma}) + \\ & + (\frac{3}{2} M i_{s\beta} + i_{r\beta} (L_{r\beta} + \frac{1}{2} M) - i_{r\gamma} (L_{r\gamma} + \frac{1}{2} M) - \frac{3}{2} M i_{s\gamma}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}; \end{aligned} \quad (2.30)$$

$$\begin{aligned}
-u_{r\beta} = & r_{r\beta} \cdot i_{r\beta} + \frac{d}{dt} (L_{r\beta} \cdot i_{r\beta} - \frac{1}{2} Mi_{s\alpha} + Mi_{s\beta} - \frac{1}{2} Mi_{s\gamma} - \frac{1}{2} Mi_{r\gamma} - \frac{1}{2} Mi_{r\alpha}) + \\
& + (\frac{3}{2} Mi_{s\gamma} + i_{r\gamma} (L_{r\gamma} + \frac{1}{2} M) - i_{r\alpha} (L_{r\alpha} + \frac{1}{2} M) - \frac{3}{2} Mi_{s\alpha}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}; \quad (2.31)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
-u_{r\gamma} = & r_{r\gamma} \cdot i_{r\gamma} + \frac{d}{dt} (L_{r\gamma} \cdot i_{r\gamma} - \frac{1}{2} Mi_{s\alpha} - \frac{1}{2} Mi_{s\beta} + Mi_{s\gamma} - \frac{1}{2} Mi_{r\alpha} - \frac{1}{2} Mi_{r\beta}) + \\
& + (\frac{3}{2} Mi_{s\alpha} + i_{r\alpha} (L_{r\alpha} + \frac{1}{2} M) - i_{r\beta} (L_{r\beta} + \frac{1}{2} M) - \frac{3}{2} Mi_{s\beta}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}. \quad (2.32)
\end{aligned}$$

Уравнение движения для лебедки БТ:

$$\begin{aligned}
& M_{ин1} + M_{с1} + M_{т1} + M_{п1} = \\
& = p \frac{\sqrt{3}}{2} M [(i_{s\alpha} \cdot i_{r\gamma} + i_{s\beta} \cdot i_{r\alpha} + i_{s\gamma} \cdot i_{r\beta}) - (i_{s\alpha} \cdot i_{r\beta} + i_{s\beta} \cdot i_{r\gamma} + i_{s\gamma} \cdot i_{r\alpha})], \quad (2.33)
\end{aligned}$$

где $M_{ин1}$ – момент инерции вращающихся масс, приведенный к валу двигателя лебедки БТ, Н·м; $M_{с1}$ – крутящий момент, созданный усилиями в канате лебедки БТ, Н·м; $M_{т1}$ – тормозной момент лебедки БТ, Н·м; $M_{п1}$ – момент потерь электро-механической энергии лебедки БТ, Н·м.

Уравнение движения для лебедки с КВШ примет следующий вид:

$$\begin{aligned}
& M_{ин2} + M_{с2} + M_{т2} + M_{п2} = \\
& = p \frac{\sqrt{3}}{2} M [(i_{s\alpha} \cdot i_{r\gamma} + i_{s\beta} \cdot i_{r\alpha} + i_{s\gamma} \cdot i_{r\beta}) - (i_{s\alpha} \cdot i_{r\beta} + i_{s\beta} \cdot i_{r\gamma} + i_{s\gamma} \cdot i_{r\alpha})], \quad (2.34)
\end{aligned}$$

где $M_{ин2}$ – момент инерции вращающихся масс приведенный к валу двигателя лебедки с КВШ, Н·м; $M_{с2}$ – крутящий момент созданный усилиями в канате лебедки с КВШ, Н·м; $M_{т2}$ – тормозной момент лебедки с КВШ, Н·м; $M_{п2}$ – момент потерь электро-механической энергии лебедки с КВШ, Н·м.

Согласно принципу Д'Аламбера, уравнения приведенных к валу двигателя моментов имеют вид (рисунок 2.5):

для лебедки БТ:

$$M_{\text{эл}} = M_{с1} + M_{ин1} + M_{т1} + M_{п1}; \quad (2.35)$$

для лебедки с КВШ:

$$M_{\Sigma 2} = M_{C2} + M_{ин2} + M_{T2} + M_{П2}. \quad (2.36)$$

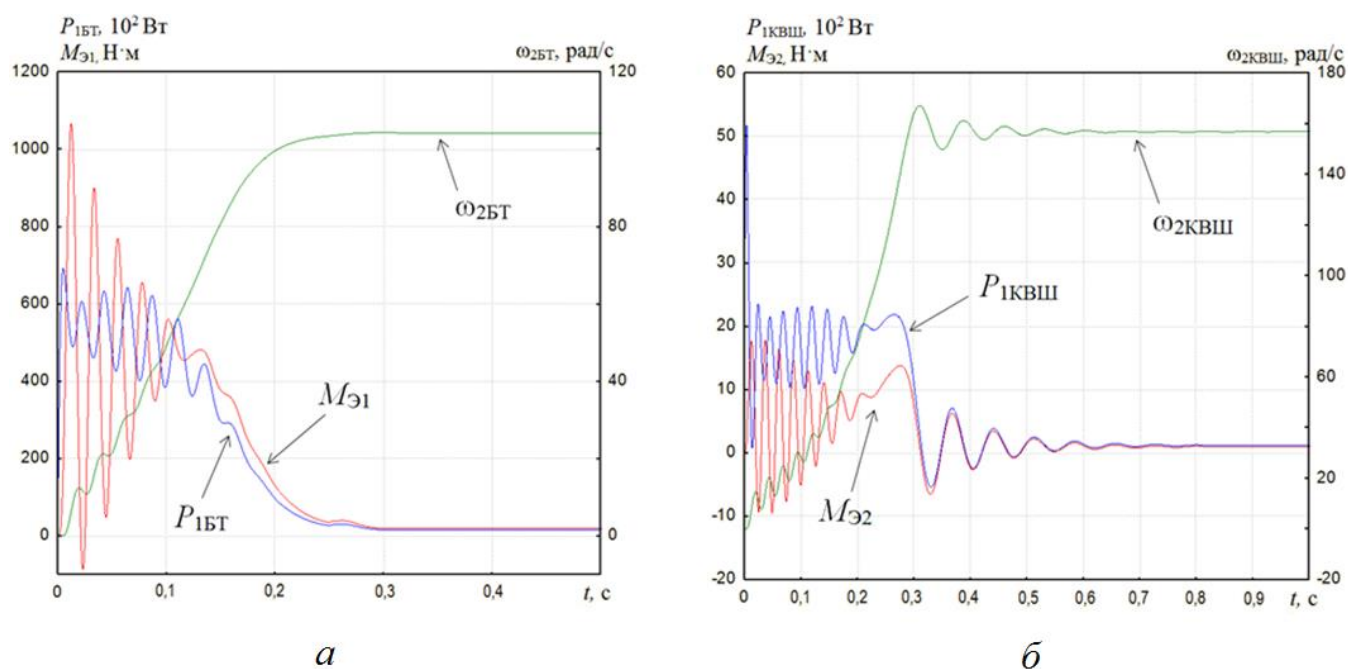


Рисунок 2.5 – Зависимости: Электромагнитный момент, потребляемая активная мощность, угловая скорость ротора от времени при пуске привода (АД): a – лебедки БТ; $б$ – лебедки с КВШ; $P_{1БТ}$, $P_{1КВШ}$ – потребляемая активная мощность АД лебедки БТ и с КВШ; $\omega_{2БТ}$, $\omega_{2КВШ}$ – угловая скорость ротора АД лебедки БТ и с КВШ; $M_{\Sigma 1}$, $M_{\Sigma 2}$ – электромагнитный момент АД лебедки БТ и с КВШ

Исследование переходных процессов при изменяющейся скорости вращения вала асинхронного двигателя (пуск, начало подъема массы и т. д.) возможно только с применением вычислительной машины [65], так как уравнения содержат произведения переменных.

Для лебедки БТ и с КВШ в качестве привода будут применяться разные АД, отличие между которыми заключается в значениях следующих вводимых параметров: активное сопротивление ротора и статора; индуктивное сопротивление ротора и статора; индуктивность ротора и статора; взаимная индуктивность; количество пар полюсов; момент инерции [5, 50, 51, 106].

2.3 Математическое моделирование механической части лебедки БТ

Лебедка барабанного типа широко применяется в составе ГПМ, например мостового крана. Во время переходных процессов при совершении работы возникают упругие деформации от действия эксплуатационных нагрузок в составных частях лебедки и в металлоконструкции крана. Эти деформации особенно ощутимы в канате и в опоре лебедки (крановый мост) при пуске (остановке) двигателя, отрыве груза от земли, подъеме (опускании) груза и т. д. [4, 33, 95, 105, 114].

Переходные процессы можно изучать с помощью расчетной схемы с ограниченным числом степеней свободы (рисунок 2.6), в которых количество введенных масс при составлении уравнения движения влияет на соответствие моделирования реальному объекту (процессу).

В математической модели механической части лебедки БТ были сделаны следующие допущения: модель двухмассовая; статическая нагрузка от массы груза направлена вниз; канат работает только на растяжение; модель редуктора состоит из момента инерции и передаточного числа; в модели тормозного устройства тормозной момент (M_T) зависит только от усилия прижатия тормозных накладок к барабану и при вращении тормозного барабана, т. е. при $\omega_{ш} \neq 0$ M_T будет равен M_{Tmax} и не зависит от температуры трущейся пары; не учитываются люфты, возникающие в реальном механизме [40, 41, 109, 112]; КПД всего механизма находится экспериментально.

В расчетной модели механической части лебедки учтены следующие параметры: m_{11} , m_{21} , c_{11} , c_{21} и b_{11} , b_{21} .

Масса m_{11} складывается из массы лебедки и массы ее опоры (мост крана), кг; масса m_{21} состоит из массы груза и крюковой подвески, кг.

Жесткость опоры лебедки обозначена как c_{11} , жесткость каната обозначена через c_{21} .

Под жесткостью понимается способность материала сопротивляться упругой деформации под действием нагрузки. Жесткость элемента численно характе-

ризуется коэффициентом жесткости, который представляет собой отношение силы к деформации, которая вызывается ее действием [4,43]:

$$c = \frac{F}{\Delta x}, \quad (2.37)$$

где F – сила вызывающая линейную деформацию материала, Н; Δx – линейное перемещение (относительное удлинение) масс (каната, опоры лебедки) под действием силы, м.

Линейная жесткость канатов в большинстве случаев может определяться, как [4,16]:

$$c = \frac{E_k \cdot S_k}{l_k}, \quad (2.38)$$

где E_k – модуль упругости каната лебедки барабанного типа; S_k – площадь поперечного сечения каната лебедки БТ, м²; l_k – полная деформируемая длина каната, м.

$$l_k = h - l + x_{11} - x_{21} \quad (2.39)$$

где h – максимальная высота подъема груза, м.

Модуль упругости каната (E_k) зависит от типа каната, степени вытяжки (срок эксплуатации каната), величины нагрузки и т. д. Если известны конструкция каната и угол свивки, то для расчета модуля упругости можно воспользоваться следующей формулой [95, 114, 34, 1, 2]:

$$E_k = E \cdot \cos^4 \varphi \cdot \cos^4 \varphi_1, \quad (2.40)$$

где E – модуль упругости проволоки; φ – угол наклона проволоки к оси пряди; φ_1 – угол наклона оси пряди к оси каната.

Чтобы определить жесткость опоры лебедки (кранового моста), нужно предварительно рассчитать ее прогиб под действием номинального груза [34]:

$$f_{\text{МЭХ}} = 1,2 \cdot 10^{-4} \frac{L_{\text{МЭХ}}^2}{h} \quad (2.41)$$

где $f_{\text{МЭХ}}$ – прогиб опоры лебедки, м; $L_{\text{МЭХ}}$ – пролет опоры, м; h – высота пролетной опоры, м.

Жесткость опоры лебедки по величине прогиба определится следующим образом [85]:

$$c_{11} = \frac{(0,5m_{11} + m_{21})g}{f}, \quad (2.42)$$

где g – ускорение свободного падения, Н·м.

Коэффициенты демпфирования опоры лебедки и грузоподъемного каната обозначены соответственно как b_{21} и b_{22} .

Демпфирование уменьшает продолжительность воздействия колебаний, возникающих, например, во время остановки или при пуске привода лебедки [85].

Причинами демпфирования являются трение между поверхностями, воздушные, жидкостные сопротивления, а также внутреннее демпфирование материала, которое обусловлено различными причинами [78].

Демпфирование зависит от вида материала и величин, таких как нагрузка, перемещение, амплитуда, частота, температура. Допускают, что демпфирующее усилие (F_b) пропорционально скорости [33, 78, 121]:

$$F_b = b \frac{dx}{dt}, \quad (2.43)$$

где b – коэффициент демпфирования материала (канат, опора лебедки); $\frac{dx}{dt}$ – дифференциал перемещения (скорость) массы материала.

Длина каната (l) намотанного на барабан:

$$l = \frac{\int \omega_{1BT} dt}{i_1} R_1 - \lambda, \quad (2.44)$$

где ω_{1BT} – угловая скорость ротора привода лебедки БТ, рад/с; i_1 – передаточное отношение редуктора лебедки; R_1 – радиус грузоподъемного барабана, м; λ – длина провисающей части каната в доотрывной стадии, м.

Координата перемещения массы опоры обозначена с учетом ее жесткости как x_{11} , а координата перемещения массы груза с учетом жесткости каната обозначена x_{21} (рисунок 2.7).

Подъем массы m_{21} рассматривается в два этапа (рисунок 2.6) [4]. Первый

этап начинается с момента пуска двигателя и заканчивается перед отрывом m_{21} от основания – это доотрывная стадия. Второй этап начинается с момента отрыва m_{21} от основания. Усилия в канате будем рассматривать через жесткость каната и его удлинение под действием массы – послеотрывная стадия.

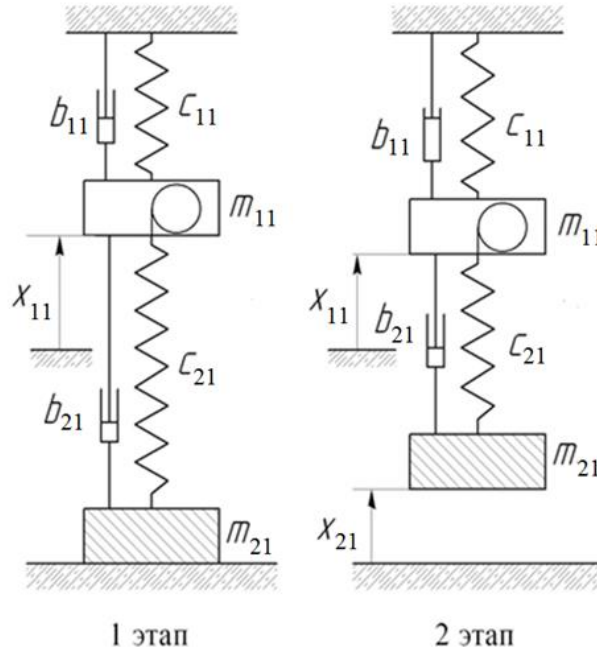


Рисунок 2.6 – Расчетная модель лебедки, расположенной на жесткой опоре

Первый этап. Опора под действием массы лебедки БТ перемещается, а масса m_{21} остается на земле:

$$F_{21} \leq m_{21} \cdot g. \quad (2.45)$$

Лебедка воздействует на опору с усилием:

$$F_{11} = c_{11} \cdot x_{11}. \quad (2.46)$$

Усилие в канате:

$$F_{21} = c_{21} (x_{11} + l - x_{21}). \quad (2.47)$$

Учитывая условие равновесия,

$$m_{11} \frac{d^2 x_{11}}{dt^2} - b_1 \frac{dx_{11}}{dt} - b_2 \frac{dx_{21}}{dt} + c_{11} \cdot x_{11} + c_{21} (x_{11} + l - x_{21}) = 0. \quad (2.48)$$

Первый этап заканчивается в момент времени, когда масса m_{21} отрывается от земли (рисунок 2.7):

$$F_{21} = m_{21} \cdot g. \quad (2.49)$$

Второй этап. На этом этапе груз и лебедка испытывают колебания при перемещении.

Уравнения равновесия будут выглядеть следующим образом:

$$m_{11} \frac{d^2 x_{11}}{dt^2} - b_{11} \frac{dx_{11}}{dt} - b_{21} \frac{dx_{21}}{dt} + c_{11} \cdot x_{11} + c_{21} (x_{11} + l - x_{21}) = 0; \quad (2.50)$$

$$m_{21} \frac{d^2 x_{12}}{dt^2} - b_{21} \frac{dx_{21}}{dt} + m_{21} \cdot g - c_{21} (x_{11} + l - x_{21}) = 0. \quad (2.51)$$

Уравнение движения массы груза m_{21} и перемещение массы лебедки и ее опоры m_{11} (рисунок 2.7):

$$\left. \begin{aligned} m_{11} \frac{d^2 x_{11}}{dt^2} - b_{11} \frac{dx_{11}}{dt} - b_{21} \frac{dx_{21}}{dt} + (c_{11} + c_{21}) x_{11} - c_{21} x_{21} &= -c_{21} l, \\ m_{21} \frac{d^2 x_{21}}{dt^2} - b_{21} \frac{dx_{21}}{dt} - c_{21} x_{11} + c_{21} x_{21} &= c_{21} l - m_{21} g. \end{aligned} \right\} \quad (2.52)$$

Сила F_{21} создает на выходном валу электропривода создает крутящий момент:

$$M_{cl} = \frac{F_{21} \cdot R_1}{\alpha \cdot u_M}, \quad (2.53)$$

где α – кратность полиспаста; u_M – передаточное отношение между барабаном и валом приводного двигателя.

Наличие тормозного момента в уравнениях моментов (2.33–2.34) влияет на переходные процессы в приводном двигателе. Величина, продолжительность и характер действия тормозного момента определяется исходя из следующего. При отключенном приводном двигателе тормозной момент создается трением между фрикционными накладками, прижимаемыми пружиной к тормозному барабану или диску (в зависимости от вида тормоза), жестко связанному с ротором двигателя [109].

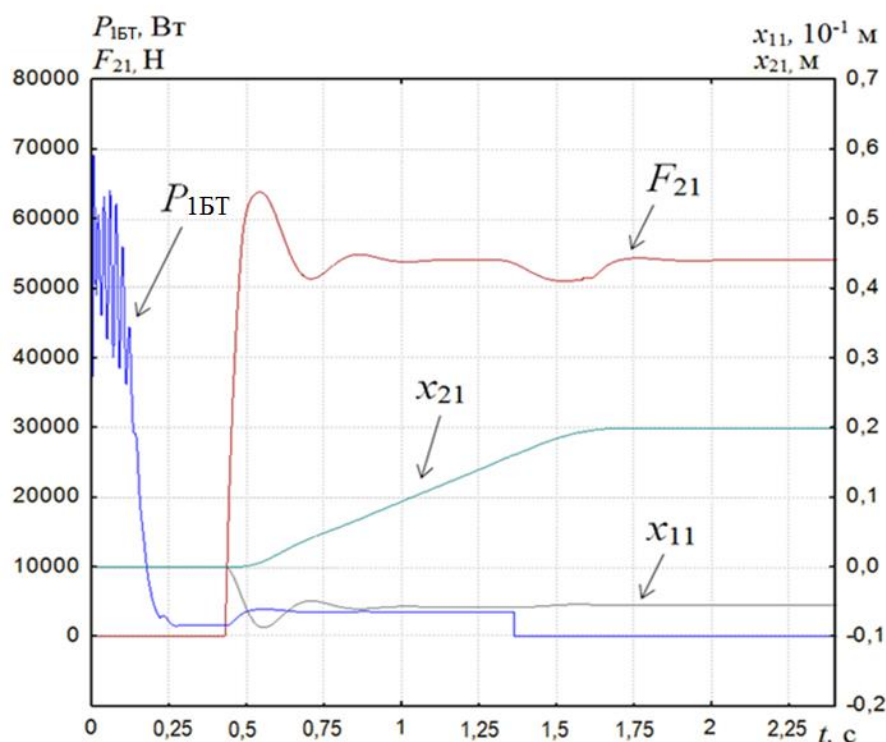


Рисунок 2.7 – Усилие в канате, потребляемая активная мощность, перемещение груза, перемещение опоры лебедки БТ

После подключения электродвигателя к сети в приводе тормозного устройства возникает усилие под действием гидротолкателя (электромагнита), направленное против действия прижимающей тормозной пружины и величина тормозного момента уменьшается [109]. При достижении усилия гидротолкателя (электромагнита), значения величины равной противодействующему усилию пружины, тормозные колодки не будут создавать сопротивление вращению тормозного шкива и соответственно приводного двигателя лебедки, при этом величина тормозного момента будет равным нулю. С момента подачи напряжения на привод-тормоза до того, когда тормоз разомкнется, называется временем трогания $t_{тр}$ (рисунок 2.8) [29].

На величину тормозного момента влияют следующие факторы: угловая скорость тормозного шкива, как правило, расположенного на соединительной муфте вала двигателя, и быстроходного вала редуктора; вращающий момент вала на котором находится тормозной шкив; величина усилия, прижимающего тормозные накладке к шкиву.

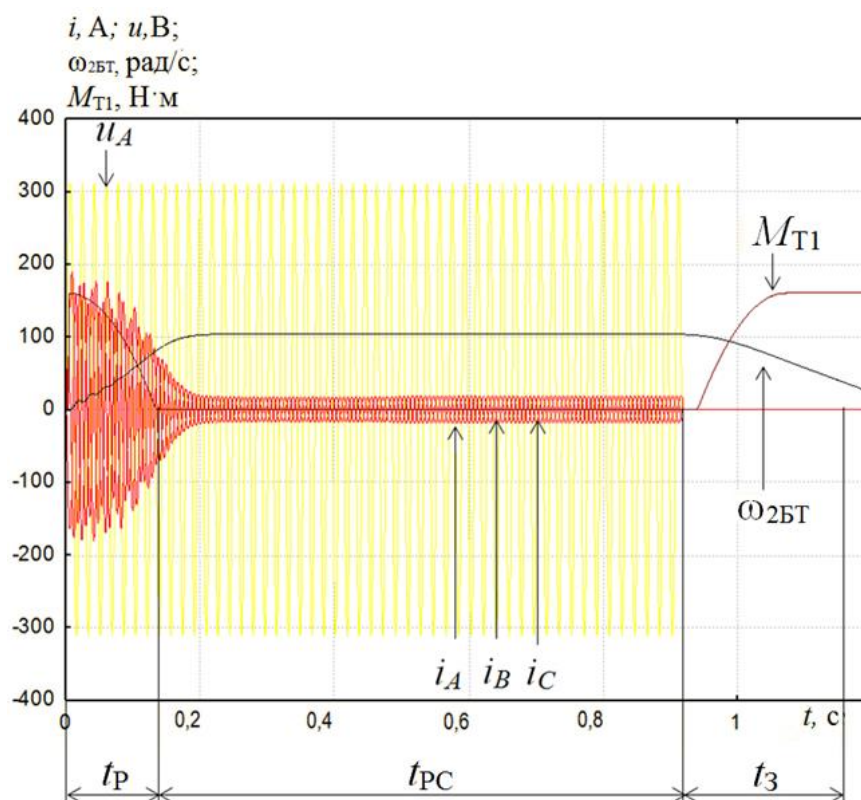


Рисунок 2.8 – Характер изменения M_{T1} , $\omega_{1БТ}$, i , u во времени лебедки БТ

Здесь t_P – время размыкания тормоза, с; t_{PC} – время разомкнутого состояния тормоза, с; t_3 – время замыкания тормоза, с.

Величина максимального тормозного момента (M_{Tmax}), развиваемого тормозом, определяется конструктивными особенностями тормозного устройства.

При $\omega_{2БТ} \neq 0$ действие тормозного момента направлено против направления вращения вала.

Сразу после подключения электропривода к сети еще некоторое время угловая скорость ротора приводного двигателя лебедки БТ $\omega_{2БТ}$ и, следовательно, частота вращения тормозного барабана (шкива) практически равна нулю. Это происходит из-за колебаний электромагнитного момента приводного двигателя во времени (рисунок 2.5) и наличием тормоза. При $\omega_{2БТ} = 0$ тормозной момент M_T будет уравнивать момент, приложенный к валу двигателя M_{C1} , пока M_{C1} не превысит M_{Tmax} – в этом случае произойдет проворачивание вала и $|M_T| = M_{Tmax}$.

В период пуска, кроме тормозного момента M_{T1} , момента на барабане M_B , от

усилия в канате F_{21} , возникающего в процессе подъема груза, и момента потерь $M_{П1}$, двигатель также преодолевает момент инерции от вращающихся масс, который состоит из моментов сил инерции массы ротора и масс остальных вращающихся частей лебедки, приведенных к валу двигателя [1, 2, 4, 109]:

$$J \frac{d\omega_r}{dt} = J_{11} \frac{d\omega_1}{dt} + J_{12} \frac{d\omega_2}{u_{1-2} dt} + \dots + J_{1i} \frac{d\omega_i}{u_{1-i} dt}, \quad (2.54)$$

где $J_1, J_2, \dots, J_i$ – моменты инерции масс, расположенных на первом, втором и i -ом валах; $\frac{d\omega_1}{dt}, \frac{d\omega_2}{dt}, \dots, \frac{d\omega_i}{dt}$ – угловые ускорения первого, второго и i -го валов; u_{1-2} – передаточное отношение между первым и вторым валами; u_{1-i} – передаточное отношение между первым и i -ом валами [70].

Для механизмов грузоподъемных машин сумма всех моментов инерции вращающихся масс (2.54), кроме первого, не превышает 10 – 20 % значения первого момента инерции [70]. Получаем моменты инерции лебедки барабанного типа $M_{ИН1}$ и лебедки с КВШ $M_{ИН2}$:

$$M_{ИН1} = (1,1 \div 1,2) J_{11} \frac{d\omega_{11}}{dt}; \quad (2.55)$$

$$M_{ИН2} = (1,1 \div 1,2) J_{21} \frac{d\omega_{21}}{dt}. \quad (2.56)$$

При совершении работы лебедки возникают электромеханические потери в механизме и двигателе, обратно пропорциональные КПД. Эти потери происходят вследствие преодоления трения в подшипниках (зубчатых передачах, в канатно-блочном механизме), возможном проскальзывании каната (КВШ), охлаждения (вентиляция) двигателя, электрические потери в статоре и роторе, механические потери в двигателе и т. д. При расчете механизмов обычно потери учитывают при помощи общего КПД и принимают постоянной величиной. При проведении исследования лебедок в динамических режимах с разными массами груза и на разных скоростях некорректно принимать КПД постоянным. Лебедка обладает переменным моментом сопротивления, кото-

рый отличается при работе на холостом ходу и при перемещении груза (подъем, опускание), который всегда направлен в противоположную сторону движения груза и зависит от частоты вращения, температуры и т. д. [4, 55, 95, 96, 109].

Потери электромеханической мощности:

$$N_{\Pi} = |P_i - N_{\text{пол}i}|, \quad (2.57)$$

где P_i – мощность, потребляемая из сети, Вт; $N_{\text{пол}i}$ – мощность, затраченная на поднятие или опускание груза на измеряемом промежутке времени, определяется экспериментально с помощью ДУС, Вт.

Для лебедки БТ мощность, затраченная на перемещение груза:

$$N_{\text{пол1}} = \frac{F_{21} \cdot l_{\kappa}}{t_{\text{из}}}. \quad (2.58)$$

Для лебедки с КВШ мощность, затраченная на перемещение груза:

$$N_{\text{пол2}} = \frac{|F_{12}(h_2 - x_{12}) - F_{22}(h_2 - x_{22})|}{t_{\text{из}}}. \quad (2.59)$$

Потери электромеханической энергии в механизме и в приводе учитываются посредством момента потерь M_{Π} , приведенного к валу электродвигателя и рассчитанного по формуле (2.59):

$$M_{\Pi} = \frac{N_{\Pi}}{\omega_1} \quad (2.60)$$

2.4 Математическая модель механической части лебедки с КВШ

При моделировании механической части лебедки с КВШ были учтены такие параметры, как масса клетки (m_{12}) и масса противовеса (m_{22}), масса каната (m_3) и изменение массы каната в набегающей и сбегаящей ветвях каната в процессе перемещения масс (рисунок 2.9).

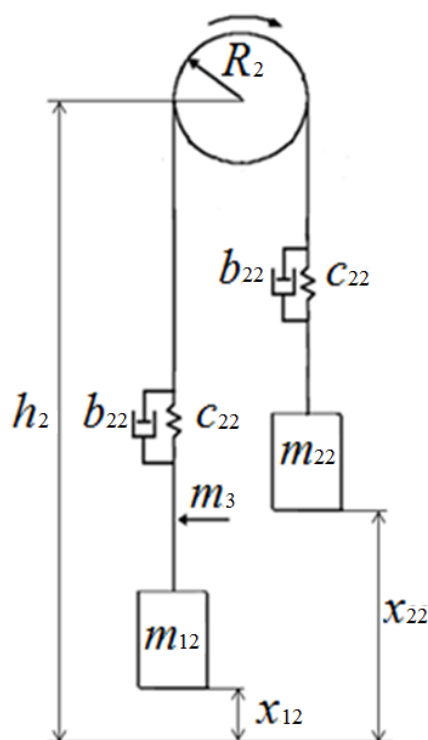


Рисунок 2.9 – Кинематическая схема лебедки с КВШ

Учтены жесткость (c_{22}) и коэффициент демпфирования (b_{22}) каната. Так как КВШ приводит в движение клеть и противовес посредством силы трения, возникающей между КВШ и канатом, – этот параметр был учтен и представлен предельной величиной тяговой способности, которая зависит от отношения усилий, возникающих в сбегавшей и набегавшей ветвях каната, формой канавки для каната, их количества и длины дуги обхвата канатоведущего шкива [56, 46, 91, 118].

При разработке математической модели динамических режимов работы лебедки с КВШ были приняты следующие допущения: клеть и противовес заменены сосредоточенными абсолютно жесткими массами, которые соприкасаются только с концами каната и не испытывают на себе действия посторонних сил кроме силы притяжения и силы, возникающей в канате под действием массы, которая направлена в противоположную сторону; канат не подвергается износу в процессе работы, работает только на растяжение, не учитывается влияние изгиба на шкиве; лебедка установлена на абсолютно жесткой опоре.

Подход к моделированию редуктора, тормозного устройства остается таким же, как при моделировании механической части лебедки БТ.

Масса каната (m_3) может составлять весомую часть от всей массы подъема лебедки, а также влиять на жесткость самого каната. Пример – лебедки с большой канатоемкостью, которые могут применяться на предприятиях, занимающихся добычей полезных ископаемых подземным или комбинированным способами.

Работа лебедки с КВШ рассматривается в два этапа.

Этап первый – это начальное условие, а именно двигатель выключен, тормоз замкнут, m_{12} и m_{22} подвешены на канате:

$$x_{12n} = x_{12,0} \left(1 + \frac{((h_2 - x_{12})m_3 + m_{12})g}{a_{kvh} \cdot u_{m2} \cdot E_{к2} \cdot S_{к2}} \right) - \left(\frac{((h_2 - x_{12})m_3 + m_{12})g \cdot h_2}{a_{kvh} \cdot u_{m2} \cdot E_{к2} \cdot S_{к2}} \right); \quad (2.61)$$

$$x_{22n} = x_{22,0} \left(1 + \frac{((h_2 - x_{22})m_3 + m_{22})g}{a_{kvh} \cdot u_{m2} \cdot E_{к2} \cdot S_{к2}} \right) - \left(\frac{((h_2 - x_{22})m_3 + m_{22})g \cdot h_2}{a_{kvh} \cdot u_{m2} \cdot E_{к2} \cdot S_{к2}} \right), \quad (2.62)$$

где $E_{к2}$ – модуль упругости каната лебедки с КВШ; $S_{к2}$ – площадь поперечного сечения каната для лебедки с КВШ, m^2 ; a_{kvh} – кратность полиспаста для лебедки с КВШ; u_{m2} – передаточное отношение от КВШ до вала привода; x_{12n} – координата m_{12} относительно земли с учетом жесткости каната, м; x_{22n} – координата m_{22} относительно земли с учетом жесткости каната, м; h_2 – высота от земли до оси КВШ, м.

Этап второй – движение, а именно приводной двигатель начинает вращать КВШ, тормоз разомкнут, происходит перемещение масс m_{21} , m_{22} и m_3 :

$$\frac{-((h_2 - x_{12})m_3 + m_{12})g}{a_{kvh} \cdot u_{m2}} + F_{12} - b_{22} \frac{dx_{12}}{dt} = \frac{((h_2 - x_{12})m_3 + m_{12})dx_{12}^2}{dt^2}; \quad (2.63)$$

$$\frac{-((h_2 - x_{22})m_3 + m_{22})g}{a_{kvh} \cdot u_{m2}} + F_{22} - b_{22} \frac{dx_{22}}{dt} = \frac{((h_2 - x_{22})m_3 + m_{22})dx_{22}^2}{dt^2}. \quad (2.64)$$

В набегающей и сбегавшей ветвях каната под действием масс возникнут усилия (рисунок 2.10):

$$F_{12} = \frac{\Delta l_1 \cdot E_{к2} \cdot S_{к2}}{h_2 - x_{21,0}}; \quad (2.65)$$

$$F_{22} = \frac{\Delta l_2 \cdot E_{\kappa 2} \cdot S_{\kappa 2}}{h_2 - x_{22.0}}, \quad (2.66)$$

где Δl_1 – относительное удлинение каната под действием m_{12} , м; Δl_2 – относительное удлинение каната под действием m_{22} , м.

$$\Delta l_1 = R_2 \int \omega_2 dt + x_{21.0} - x_{21}; \quad (2.67)$$

$$\Delta l_2 = -R_2 \int \omega_2 dt + x_{22.0} - x_{22}. \quad (2.68)$$

Крутящий момент на валу двигателя имеет вид (2.69):

$$M_{\text{с2}} = \frac{(F_{12} - F_{22})R_2}{a_{\text{kvh}} \cdot u_{m2}}. \quad (2.69)$$

Перемещение масс лебедкой с канатоведущим шкивом осуществляется за счет силы трения, возникающей между канатом и канавкой шкива. При этом должно отсутствовать проскальзывание. Сила трения не должна уменьшаться до уровня, при котором взаимное перемещение каната и шкива возможно и движение кабины становится практически неуправляемым.

Важно установить, от чего зависит способность шкива передавать тяговое усилие и как ее обеспечить, не допуская проскальзывания канатов. Задача теории взаимодействия канатов и шкива состоит в том, чтобы аналитически оценить тяговые возможности КВШ и выбрать профиль поперечного сечения канавки шкива, при котором гарантируется работа без проскальзывания, а также достаточная долговечность шкива и канатов [37, 56, 118].

Коэффициент тяговой способности является интегральным показателем работоспособности фрикционной передачи тягового усилия со шкива к тяговым канатам. Зависит от угла дуги трения каната и шкива (α) и коэффициента трения (μ) который зависит от материала, из которого изготовлен шкив, и типа канавок [37, 56, 118].

Предельная величина тяговой способности определяется формулой (рисунок 2.11):

$$\frac{F_{21}}{F_{22}} = e^{\mu\alpha}. \quad (2.70)$$

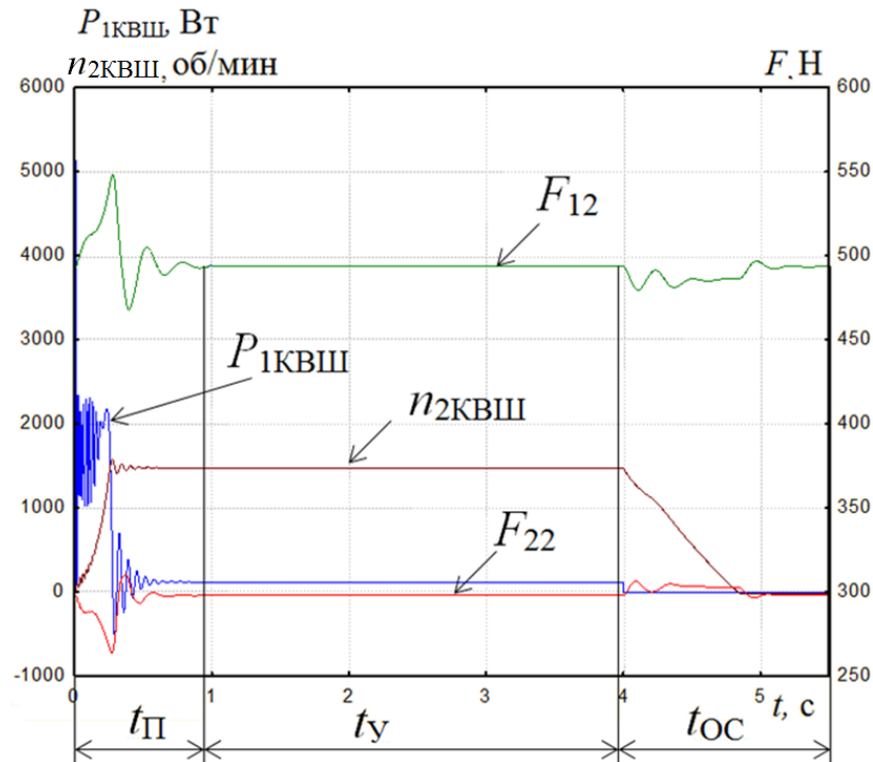


Рисунок 2.10 – Потребляемая активная мощность $P_{П2}$, частота вращения n_2 , усилия F_{12} и F_{22} в канате при пуске и остановке приводного двигателя лебедки с КВШ

Канат начинает скользить по шкиву при условии:

$$\frac{F_{21}}{F_{22}} > e^{\mu\alpha}. \quad (2.71)$$

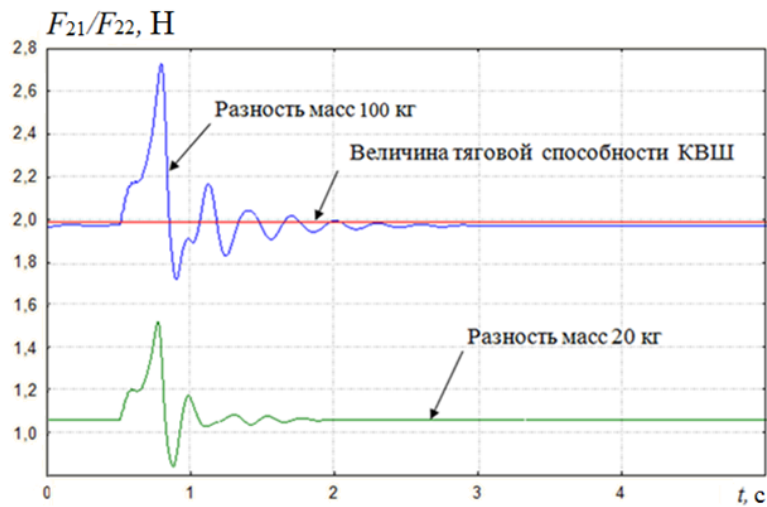


Рисунок 2.11 – Отношение усилий в канате лебедки и величина тяговой способности КВШ.

Вышеописанные математические модели реализованы в программном пакете Matlab Simulink 6.5. Модель лебедки БТ представлена в виде блоков, а именно *motor*, *mechanics*, *brake* (рисунок 2.12). Блок *motor* – это реализация математической модели асинхронного электрического двигателя как привода лебедки. В блоке *mechanics* происходит расчет моментов приведенных к валу электродвигателя M_{C1} , $M_{ин1}$ с учетом жесткости, демпфирования каната и опоры лебедки. Блок *brake* используется для приведения к валу двигателя тормозного момента $M_{Т1}$

Модель лебедки КВШ реализована аналогичным образом за исключением блока *mechanics* т.к. были записаны уравнения с учетом особенностей КВШ. Уравнения в блоке *motor* и *brake* изменению не подвергались (исключение ввод входных постоянных значений) (рисунок 2.13).

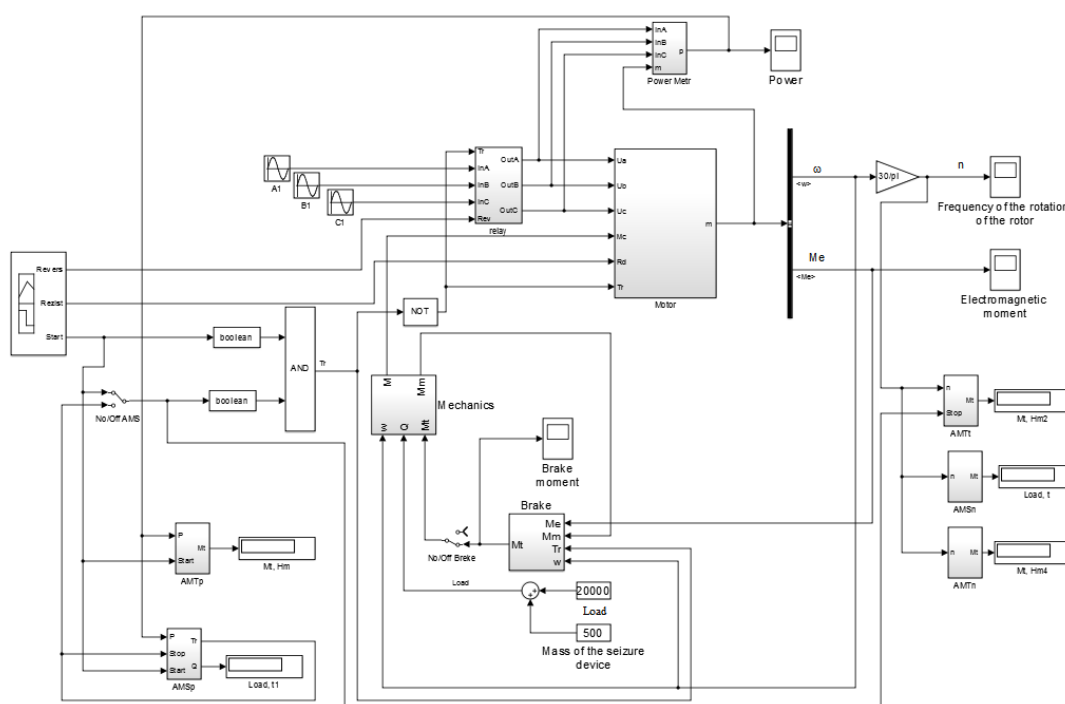


Рисунок 2.12 – Блок-схема программы расчета модели лебедки БТ

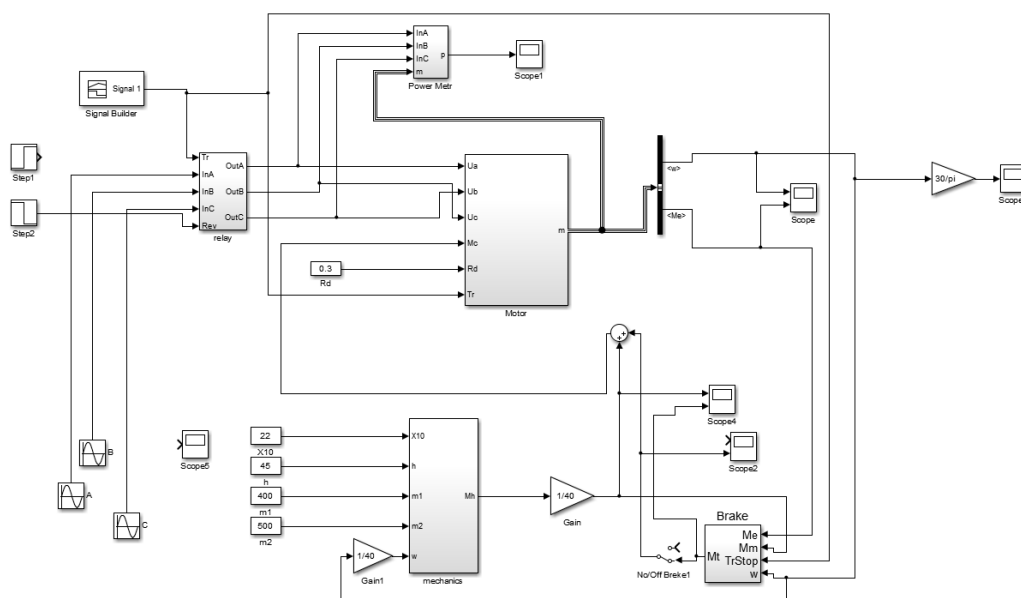


Рисунок 2.13 – Блок-схема программы расчета модели с КВШ

2.5 Выводы из главы 2

1. Разработаны математические модели лебёдки БТ и с КВШ, в которых для описания динамических процессов, происходящих в приводном двигателе, используется модель АД в заторможенной системе координат α , β , γ на основе совместного решения численными методами нелинейных дифференциальных уравнений равновесия напряжений контуров, моментов и уравнения электро-механического преобразования энергии.

2. Предложено математическое описание механической части лебедки БТ как двухмассовой расчетной системы, в которой учтены жесткости, демпфирования каната и опорных поверхностей, тормозной момент, моменты сил инерции вращающихся масс и потерь электромеханической энергии, массы груза и массы опоры лебедки БТ.

3. Разработано математическое описание механической части лебедки с КВШ, как трехмассовая расчетная система, позволяющая учитывать жесткость и демпфирования каната, тормозного момента, моментов сил инерции вращающихся масс и потерь электромеханической энергии, массы клетки, противовеса и массы грузоподъемного каната, сил трения.

ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЛЕБЕДКИ БТ И С КВШ

3.1 Предварительные замечания

Повышение безопасности и эффективности эксплуатации грузоподъемных лебедок с электроприводом требует получить необходимые научно обоснованные теоретические рекомендации. В данной главе диссертации представлены результаты влияния эксплуатационных воздействий на электромеханические переменные электропривода грузоподъемной лебедки:

- исследованы влияния массы груза и времени его перемещения, тормозного момента на характеристики электропривода грузоподъемной лебедки для использования полученных результатов при расчете коэффициента нагружения с целью определения режима нагружения, регистрации наработки и контроля технического состояния тормоза;

- разработан алгоритм расчета коэффициента нагружения односкоростной грузоподъемной электрической лебедки БТ;

- разработан алгоритм контроля тормозного момента грузоподъемных электрических лебедок БТ и с КВШ по величине потребляемой активной мощности.

Для расчета в программе были использованы данные следующих лебедок: лебедка барабанного типа в составе мостового крана МК-10 (двигатель МТФ 311-6); экспериментальная лебедка с канатоведущим шкивом (двигатель АИР 80). Вышеперечисленные лебедки были использованы при проведении экспериментальных исследований.

В таблицах 3.1 и 3.2 представлены основные характеристики крана МК -10 и созданной лабораторной установки лебедки с КВШ.

В таблицах 3.3, 3.4 представлены технические данные электроприводов лебедок БТ и с КВШ.

Таблица 3.1 – Основные характеристики мостового крана

Тип крана	Кран мостовой опорный МК-10
Пролет крана S , м	16,5
Грузоподъемность крана, т	10
Двигатель механизма подъема	МТФ 311-6
Передаточное число механизма u_M	160
Кратность полиспаста α	3
Тормоз	Колодочный, с приводом от гидротолкателя ТКГ-16

Таблица 3.2 – Основные характеристики лебедки с КВШ

Тип лебедки	Лебедка с КВШ
Грузоподъемность, т	0.1
Двигатель механизма подъема	АИР80М4ЕУ3
Передаточное число механизма i_M	40
Кратность полиспаста α	1
Тормоз	Дисковый

Таблица 3.3 – Технические данные двигателя МТФ 311-6

Номинальная мощность, кВт, при 40%	мощ- ПВ =	Частота вращения, об/мин	$\cos \varphi$	КПД, %	Номинальный момент, Н·м	J , кг·м ²
11		945	0,69	79	111	0,225

Таблица 3.4 – Технические данные двигателя АИР80М4ЕУ3

Номинальная мощность, кВт, при ПВ = 40%	Частота вращения, об/мин	$\cos \varphi$	КПД, %	Номинальный момент, Н·м	J , кг·м ²
1,1	1485	0,81	75	2	0,0032

3.2 Энергетический анализ лебедки с электрическим приводом

Как и во всякой машине, энергия, подведенная к статору асинхронного двигателя из сети, не превращается целиком в полезную работу на грузоподъемном барабане (шкиве трения), а часть энергии тратится в двигателе и в механизме [22, 62, 86, 82, 87, 113, 116].

Все преобразования энергии и потери, которые происходят в асинхронном двигателе и в механизмах лебедки, можно продемонстрировать на энергетической диаграмме (рисунок 3.1), которая представлена в виде потока мощности, направленного справа налево [82, 113].

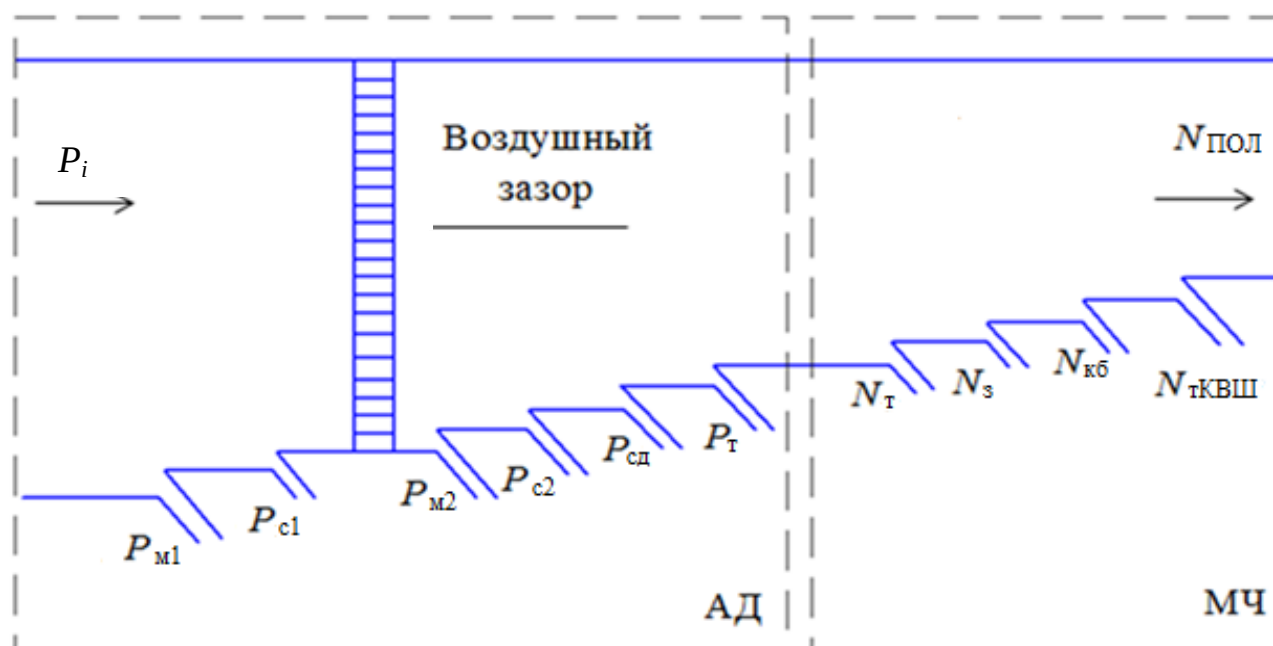


Рисунок 3.1 – Энергетическая диаграмма лебедки с электрическим приводом

Рукав потока P_{m1} , P_{m2} – это потери в меди обмоток статора и ротора, зависящие от числа фаз, протекающего тока, активного сопротивления обмоток. P_{c1} , P_{c2} – это потери в стали на обмотках статора и ротора (токи Фуко и гистерезис). Рукав P_{cd} – это добавочные потери в стали; P_T – это потери на трение в подшипниках двигателя и о воздух, а также на вращение охлаждающих двигатель вентиляторов, если они расположены на валу двигателя. Потери в механической части лебедки будут следующие: N_T – на трение в подшипниках; N_3 – на трение в зубчатом зацеплении редуктора и потери от перемешивания масла; $N_{кб}$ – потери в каната-блочной системе; $N_{тквш}$ – на трение между шкивом и канатом в случае с лебедкой КВШ; $N_{пол}$ – мощность затраченная на подъем груза

Известно, что рабочие характеристики асинхронного двигателя, например потребляемая активная мощность, частота вращения ротора, зависит от создаваемого момента на выходном валу [48, 51, 52, 82, 113].

$$M_2 = \frac{P_2}{\omega_{2БТ}}, \quad (3.1)$$

где P_2 – мощность на валу двигателя, кВт; $\omega_{2БТ}$ – угловая скорость вращения ротора двигателя лебедки БТ, об/мин; M_2 – момент на валу двигателя, Н·м.

Используя формулу (3.1) можно связать потребляемую мощность из сети с моментом, создаваемым усилием на грузоподъемном барабане. Для этого необходимо при составлении уравнений учитывать потери, возникающие во время работы в механической части и в двигателе лебедки.

Электромагнитный момент будет связан с моментом на валу двигателя через формулу:

$$M_3 = M_2 + \frac{P_{m2} + P_{c2} + P_{cd} + P_T}{\omega_{2БТ}}. \quad (3.2)$$

Момент на валу двигателя с моментом на грузоподъемном барабане лебедки БТ будет связан через потери в механической части (3.3):

$$M_2 = \frac{F_{21} \cdot R_1}{a \cdot i_m} + M_{ин1} + \frac{N_m + N_3 + N_{кб}}{\omega_{2БТ}}. \quad (3.3)$$

Мощность на валу двигателя будет связана с потребляемой активной мощностью формулой через потери:

$$P_2 = P_i - P_{m1} - P_{c1} - P_{m2} - P_{c2} - P_{c1} - P_T. \quad (3.4)$$

Потери в двигателе и в механической части лебедки можно определить через КПД, и тогда потребляемая активная мощность с моментом на барабане лебедки БТ будет связана формулой (3.5):

$$P_i = \left(\frac{F_{21} \cdot R}{a \cdot i_m \cdot \eta} + M_{ин1} \right) \cdot \omega_{2БТ} \quad (3.5)$$

Поскольку информацию о массе поднимаемого груза приборы безопасности ГПМ получают с датчиков усилия то, учитывая потребляемую активную мощность и угловую скорость ротора двигателя можно рассчитать КПД всего механизма подъема (лебедки БТ):

$$\eta = \frac{N_{пол}}{P_i} = \frac{F_{21} \cdot \omega_{2ББ} \cdot R_1}{i_m \cdot 2\pi \cdot P_i} \quad (3.6)$$

3.3 Определение режима нагружения и регистрация наработки грузоподъемной лебедки БТ по электромеханическим переменным АД

Важным показателем для лебедки в составе грузоподъемной машины (мостовой кран) является группа режима нагружения механизма [26, 25, 79, 81]. Это режимы, при которых можно эксплуатировать оборудование, а изменение технического состояния и показателей надежности будет прогнозируемо. Режим нагружения зависит от условий эксплуатации и класса опасности объекта, где эксплуатируют лебедку [80, 111]. Например, режим нагружения механизма подъема груза (лебедки) для класса опасности I и II (перемещающего нагретый свыше 300°C металл или шлак, ядовитые и взрывчатые вещества, ведущего горные работы), должен быть не менее 5М вне зависимости от класса использования и класса нагружения лебедки.

Определяют режим нагружения лебедки по классу использования и классу нагружения механизма, который оценивают по коэффициенту нагружения [26, 25, 79, 81, 90, 91].

Таблица 3.5 – Классы использования механизмов

Класс использования	Норма времени работы механизмов, ч
A0	До 800
A1	800 – 1600
A2	1600 – 3200
A3	3200 – 6300
A4	6300 – 12500
A5	12500 – 25000
A6	25000 – 50000

Под временем работы механизма понимается время, в течение которого данный механизм находится в движении (действии). Для механизмов, подвергающихся капитальному ремонту, норма времени должна соответствовать установленному ресурсу до следующего капитального ремонта, а для остальных механизмов – установленному ресурсу до списания.

Таблица 3.6 – Классы нагружения механизмов

Класс нагружения	Коэффициент нагружения k_m
B1	До 0,125
B2	0,125 – 0,25
B3	0,25 – 0,5
B4	0,5 – 1,00

Коэффициент нагружения в существующих приборах безопасности рассчитывают по формуле (3.7), в которой принято обозначение массы груза через символ Q :

$$k_m = \sum \left(\frac{Q_i}{Q_{\text{НОМ}}} \right)^{m_B} \frac{t_i}{\sum t_i}, \quad (3.7)$$

где Q_i – масса груза, перемещаемая механизмом за период времени t_i , кг;
 $Q_{\text{НОМ}}$ – номинальная масса груза ГПЛ, кг; t_i – продолжительность времени пере-

мещения груза Q_i , ч; $\sum t_i$ – суммарное время перемещения грузов ГПЛ, ч; m – показатель степени усталостной кривой. При расчете коэффициента нагружения учитывается нагрузка в установившемся режиме работы.

Зависимость долговечности детали (остаточный ресурс) или узла конструкции от уровня действующих напряжений при стационарном нагружении называют усталостной кривой m_b (кривая Веллера). Она строится в координатах напряжение σ , МПа от количества циклов $N_{ц}$ до образования усталостной микротрещины (рисунок 3.2). Кривую строят по результатам испытания подопытного материала и (или) по справочным данным. Показатель степени усталостной кривой характеризуется ее углом наклона φ_k [91, 92].

$$m_b = \frac{\lg N_0 - \lg N_1}{\lg \sigma_0 - \lg \sigma_1}, \quad (3.8)$$

где N_0, N_1 – количество циклов; σ_0 – предел выносливости при N_0 , МПа; σ_1 – предел выносливости при N_1 , МПа.

После вычисления k_m по таблицам 3.5–3.7 выбирают, в каком режиме нагружения эксплуатируется лебедка (легкий, полусредний, средний, полутяжелый, тяжелый и весьма тяжелый), а отсюда и подбирают узлы лебедки, чтобы они удовлетворяли требованиям [80, 81, 111].

Таблица 3.7 – Группа режимов работы механизмов

Класс использования	Группа режима для класса нагружения			
	B1	B2	B3	B4
A0	1М	1М	1М	2М
A1	1М	1М	2М	3М
A2	1М	2М	3М	4М
A3	2М	3М	4М	5М
A4	3М	4М	5М	6М
A5	4М	5М	6М	–
A6	5М	6М	–	–

Долговечность грузоподъемной машины в основном определяется долговечностью ее несущей конструкции. Поэтому режим работы машины характери-

зуются параметрами, обуславливающимися величиной и интенсивностью ее эксплуатационной загруженности [25, 26, 81, 91, 92].

Нормативные значения режима нагружения используются при проектировании несущей конструкции для расчета на сопротивление усталости, подбора узлов и механизмов, оценки ресурса. $\sigma_0 \sigma_1 N_1 N_0 \sigma, \text{Мпа} N_{\text{ц}} \varphi_k$

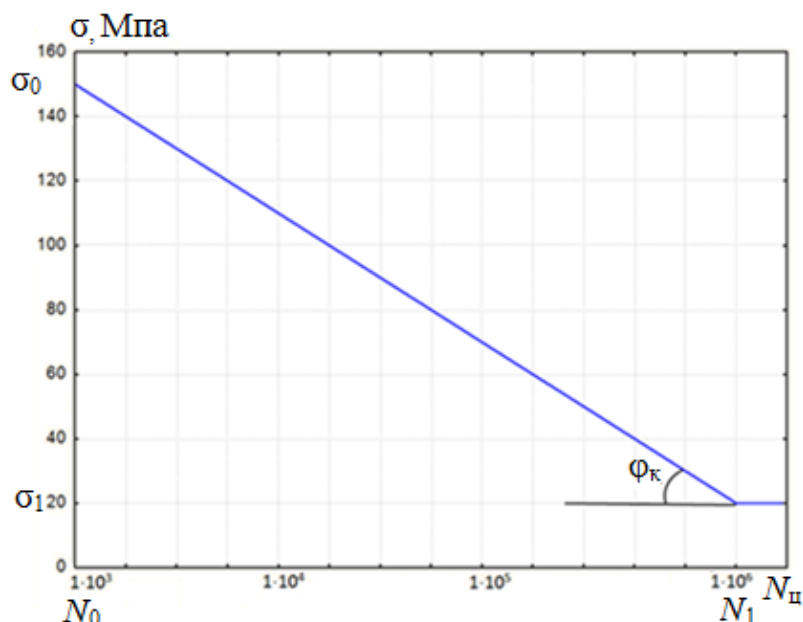


Рисунок 3.2 – Усталостная кривая Веллера в логарифмических координатах

При эксплуатации необходимо обеспечить соответствие фактического режима нагружения расчетным, так как это влияет на безопасность объекта, где находится лебедка [12, 32, 60, 64, 91, 92].

В настоящее время нагрузку контролируют посредством датчика усилия. Пример сигнала датчика усилия, полученного на модели лебедки БТ мостового крана показан на рисунке 3.3 [10, 107, 108].

Доказано, что потребляемая активная мощность электрического привода $P_{\text{БТ}}$ зависит от массы поднимаемого груза. Эта зависимость линейна (рисунок 3.4) в пределах до номинального значения, а значит, удобна для построения зависимости $P_{\text{БТ}} = f(m_r)$, что облегчает ее практическое применение на реальном объекте [60, 64, 84, 93, 99].

На графике можно выделить две точки (1 и 2), которые показывают значения потребляемой активной мощности на холостом ходу во время подъема

груза (точка 1) и его опускания (точка 2). Зависимость $P_{\text{БТ}} = f(m_r)$ будет отличаться от модели применяемого электропривода подъема.

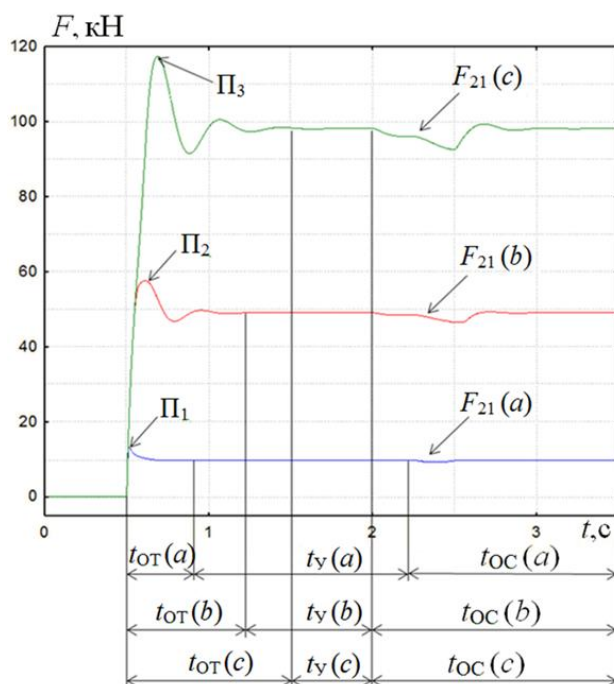


Рисунок 3.3 – Значения усилия в полиспасте лебедки БТ крана МК-10 при подъеме грузов различной массы: где (a),(b),(c) – груз массой 1000, 5000, 10000 соответственно, кг; $t_{\text{от}}$ – отрыв груза и продолжительность колебаний груза, с; t_y – установившейся режим подъема, с; $t_{\text{ос}}$ – остановка механизма и продолжительность колебаний груза, с; Π_1 , Π_2 , Π_3 – пики усилия в полиспасте при колебании груза во время его отрыва.

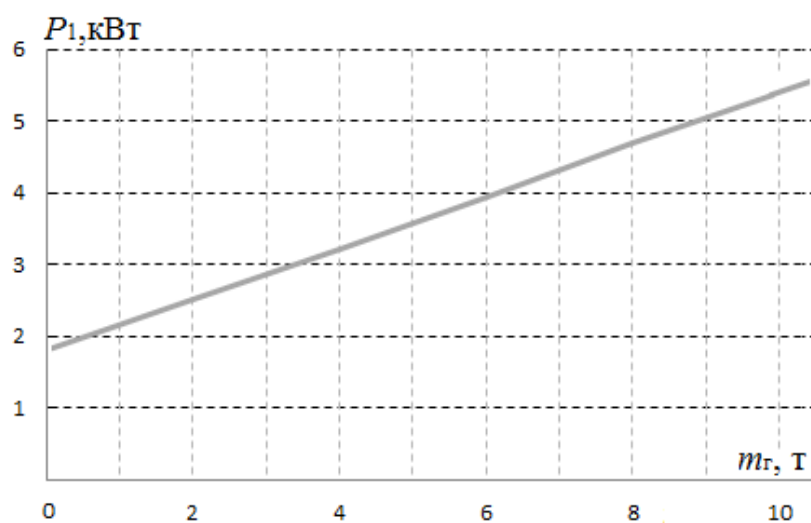


Рисунок 3.4 – Зависимость $P_{\text{БТ}} = f(m_r)$ при подъеме груза двигателем МТФ 311-6 лебедки БТ крана МК-10

В результате моделирования работы лебедки БТ (рисунки 3.5–3.8) показаны зависимости электромеханических переменных приводного АД от времени при поочередном подъеме грузов различных масс.

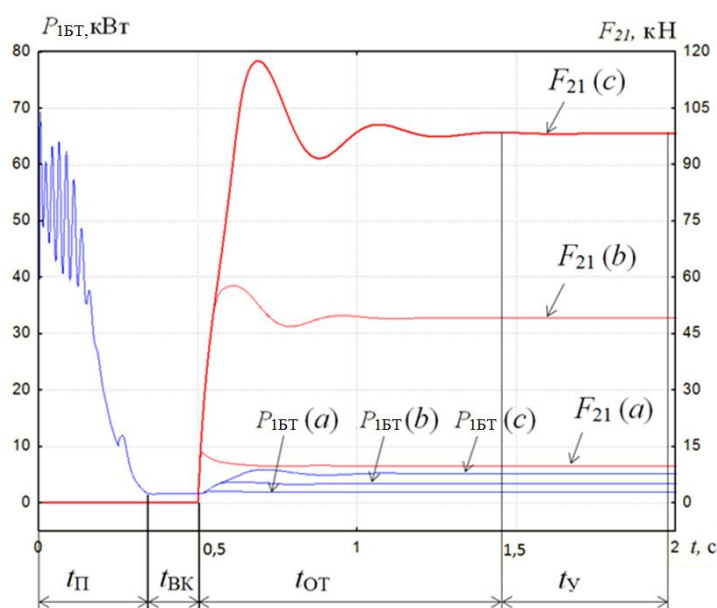


Рисунок 3.5 – Значения потребляемой активной мощности, усилия в полиспасте лебедки БТ крана МК-10 при пуске и в установившемся режиме работы; где $t_{ВК}$ – продолжительность выбора слабины каната, с

Зависимость электромагнитного момента и частоты вращения ротора двигателя от времени при подъеме различных масс показана на рисунке 3.6.

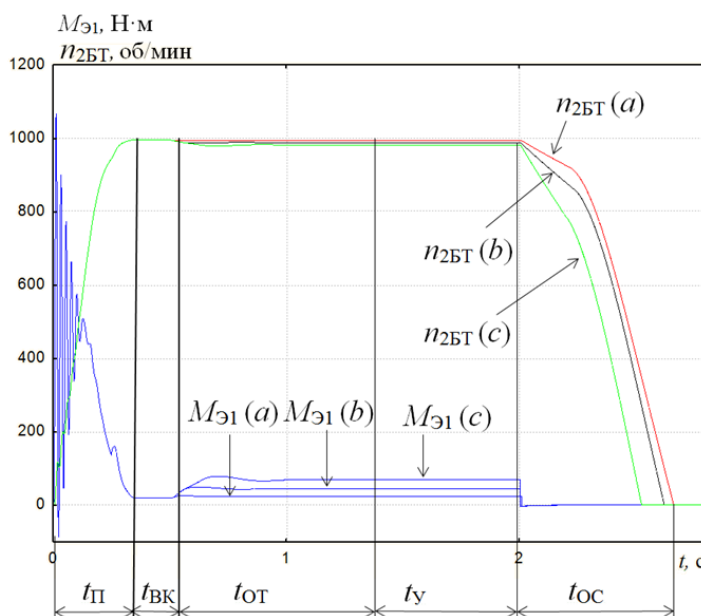


Рисунок 3.6 – Зависимость электромагнитного момента и частоты вращения ротора двигателя лебедки БТ от времени при подъеме различных масс

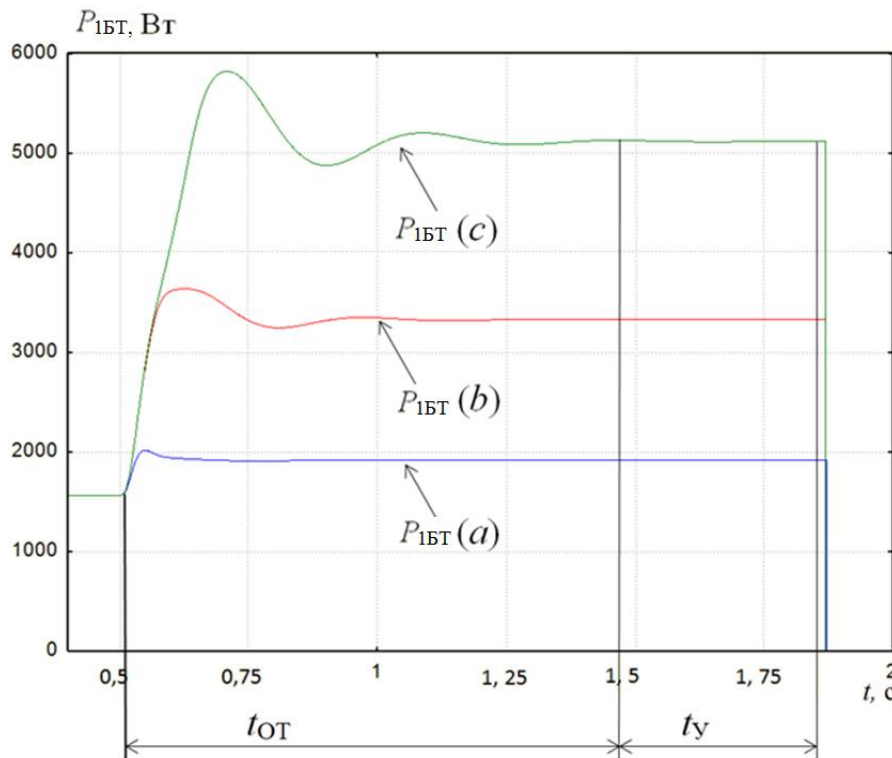


Рисунок 3.7 – Значение потребляемой активной мощности лебедки БТ при подъеме грузов различной массы

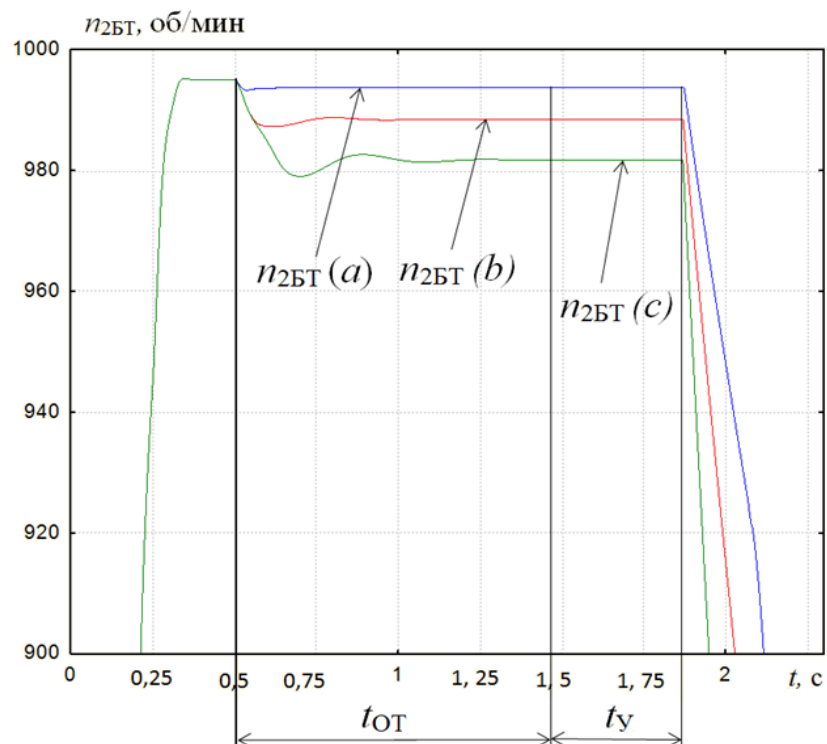


Рисунок 3.8 – Значение частоты вращения ротора приводного двигателя лебедки БТ при подъеме грузов различной массы

При изучении значений активной потребляемой мощности и частоты вращения электропривода во время отрыва груза и в установившемся режиме видно, что изменение этих характеристик пропорционально изменению усилия в полиспасте лебедки БТ (рисунки 3,5–3.8).

Исходя из вышесказанного, можно рассчитать k_m для определения режима нагружения, используя датчик активной мощности. Формула (3.7) примет вид:

$$k_m = \sum \left(\frac{P_i}{P_{\text{НОМ}}} \right)^{m_B} \frac{t_i}{\sum t_i}, \quad (3.9)$$

где P_i – значение потребляемой активной мощности электропривода лебедки БТ при действии массы груза Q_i , Вт; $P_{\text{НОМ}}$ значение потребляемой активной мощности двигателя лебедки БТ при действии массы груза $Q_{\text{НОМ}}$, Вт.

При условии, что

$$P_i = P_{\text{1БТ}} - P_{\text{х.х}}, \quad (3.10)$$

где $P_{\text{х.х}}$ – значение потребляемой активной мощности электропривода лебедки на холостом ходу при установившемся режиме.

Значение коэффициента k_m не изменится, так как отношения мощностей и нагрузок до номинальных значений будут равными:

$$\frac{P_i = f(m_r)}{P_{\text{НОМ}} = f(m_r)} = \frac{Q_i}{Q_{\text{НОМ}}}. \quad (3.11)$$

На основании зависимости $P_{\text{1БТ}} = f(m_r)$ был создан алгоритм работы устройства расчета коэффициента нагружения односкоростной лебедки БТ. Алгоритм работы устройства состоит из алгоритма обучения и алгоритма работы и представлен в пункте 3.2.1 (рисунок 3.11).

Назначение технического обслуживания грузоподъемной машины происходит в соответствии с ее наработкой. Нарботка ГПМ регистрируется счетчиком моточасов. Примером регистрации наработки может послужить результат моделирования усилия в полиспасте от времени лебедки БТ, а именно промежуток времени $t_{\text{от}} - t_{\text{ос}}$ (рисунок 3.4). Счетчик моточасов считает часы, когда включено питание механизмов ГПМ. Проблема состоит в том, что он не регистрирует величину и ха-

рактические эксплуатационные нагрузки, воспринимаемые ГПМ, которые оказывают влияние на металлоконструкцию ГПМ (мостового крана) (рисунок 3.9).

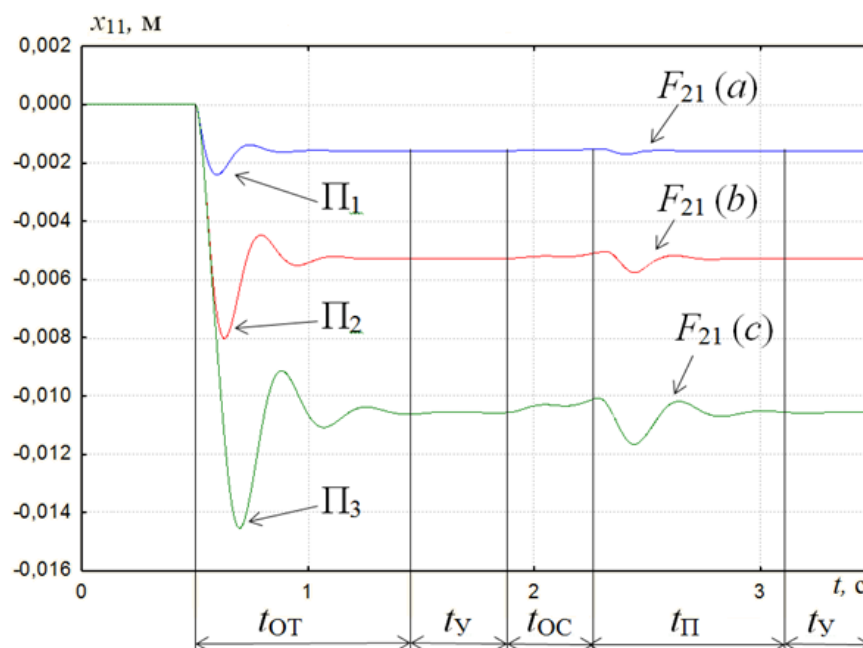


Рисунок 3.9 – Колебания и прогиб кранового моста под действием усилия в полиспасте лебедки БТ

где x_{11} – перемещение и колебания кранового моста.

Воздействие на состояние металлоконструкции грузоподъемной машины оказывают не только нагрузка в установившемся режиме, но и колебания груза в переходных процессах (отрыв груза) (рисунки 3.9, 3.10). В пиках вызванных инерцией перемещаемых масс (Π_1 , Π_2 , Π_3) усилие в канатах может достигать 120 % от их установившихся значений (рисунок 3.10).

Чем больше нагрузка, с которой работает лебедка, тем больше амплитуда колебаний металлоконструкции (мост крана) ГПМ, а время затухания колебаний будет дольше, возникновение усталостной деформации вследствие этих причин будет наступать быстрее.

Колебание подвешенного на канате груза происходит вследствие неустановившегося режима (пуск, остановка), и он может быть не один в рамках совершения одной операции, например подъема (рисунок 3.10).

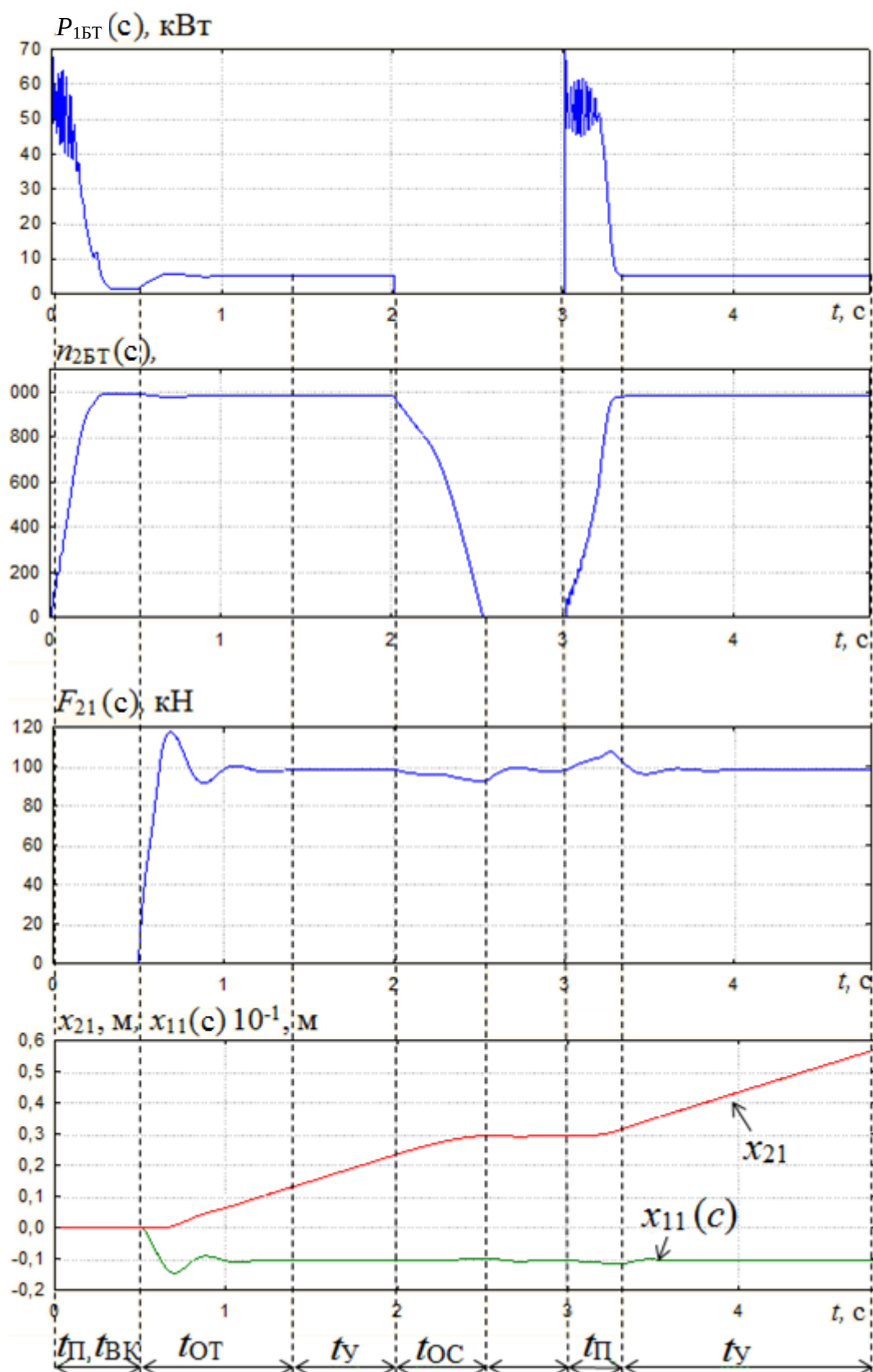


Рисунок 3.10 – Характеристики лебедки БТ при подъеме груза массой 10000 кг.

Из рисунков 3.5, 3.10 видно, что активная потребляемая мощность не только коррелируется с нагрузкой лебедки в установившемся режиме работы, но и в переходных процессах (отрыв груза, остановка), в результате чего получаются и колебания мощности, которые целесообразно учитывать во время эксплуатации.

Регистрацию наработки лебедки БТ как основного механизма ГПМ с учетом переходных процессов можно осуществлять по потребленной энергии ее приводного электродвигателя:

$$W_{\Pi} = \int_{t_0}^{t_i} P_{\text{БТ}} dt, \quad (3.12)$$

где W_{Π} – потребленная энергия приводного электродвигателя лебедки, Вт

Для этого необходимо помимо времени работы лебедки так же регистрировать потребляемую активную мощность ее приводного электродвигателя. Привод реагирует на механические колебания груза при его перемещении колебаниями мощности в течение времени его работы.

Предложенный вариант регистрации наработки особенно актуален для электрических лебедок как в составе ГПМ, так и вне их, которые не подлежат регистрации в органах Ростехнадзора, например, кран мостового типа грузоподъемностью до 10 т включительно, управляемый с пола посредством кнопочного аппарата. Такой вид ГПМ очень распространен в торговых и на производственных предприятиях. Несмотря на необязательность регистрации, он все же является опасным техническим устройством, так как подвешенный груз обладает запасом потенциальной энергии, неконтролируемое освобождение которой может привести к неблагоприятным последствиям.

3.3.1 Алгоритм работы устройства расчета коэффициента нагружения односкоростной лебедки БТ

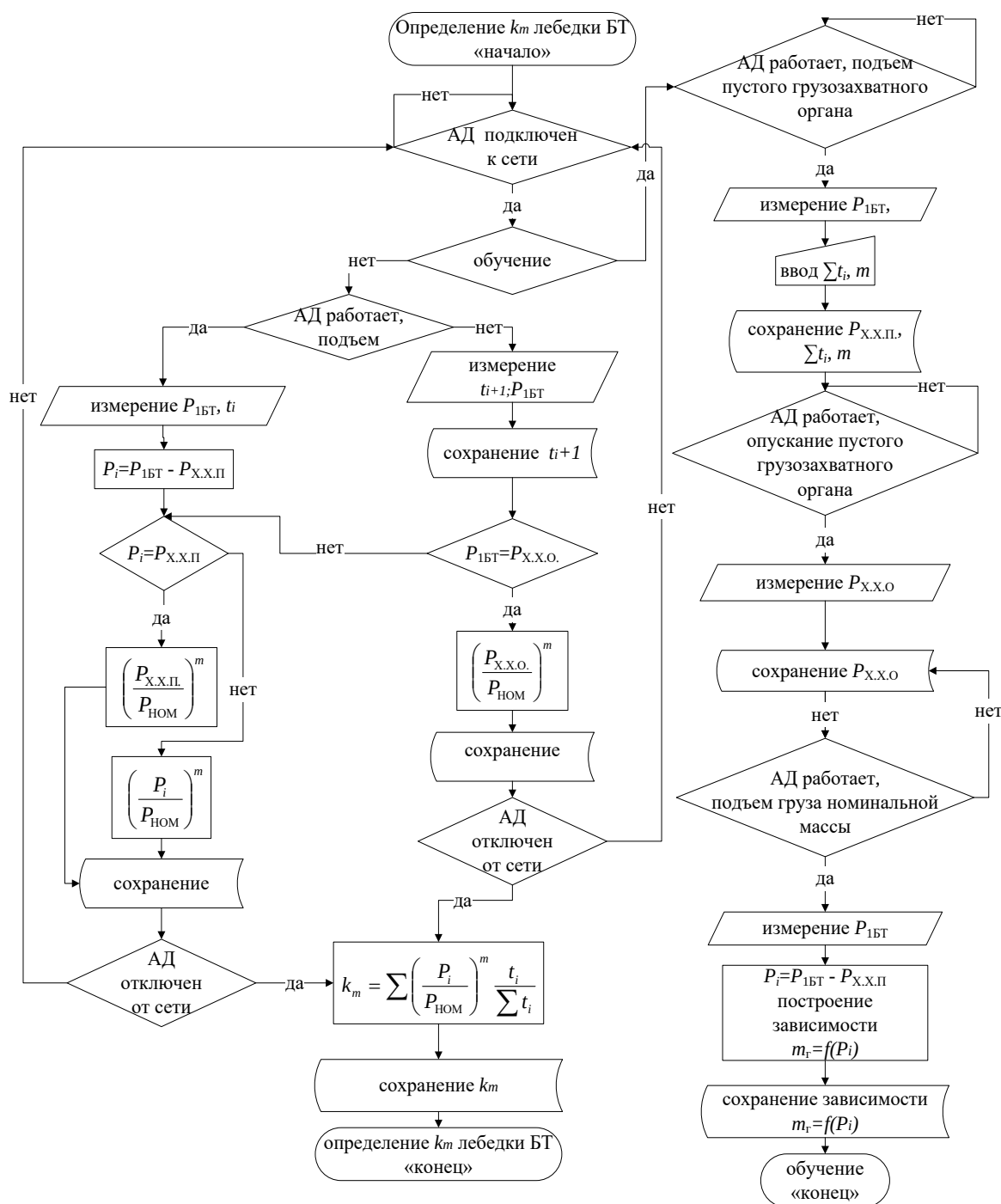


Рисунок 3.11 – Алгоритм обучения и работы устройства расчета коэффициента нагружения односкоростной лебедки БТ

Алгоритм обучения.

В первую очередь надо включить двигатель лебедки, затем посредством установки в устройство электронного ключа начать обучение. Сначала надо совершить подъем пустого грузозахватного органа и измерить при этом потребляемую активную мощность $P_{\text{лбт}}$ в установившемся режиме с сохранением полученного значения постоянно запоминающим устройством (ППЗУ) цифрового запоминающего блока (ЦЗБ) – это будет мощность, потребленная при подъеме на холостом ходу $P_{\text{х.х.л.}}$. Затем совершить опускание пустого грузозахватного органа и так же измерить потребляемую активную мощность $P_{\text{лбт}}$ холостого хода в установившемся режиме при опускании груза $P_{\text{х.х.о.}}$, с последующим сохранением в ППЗУ ЦЗБ. Снова совершить подъем, но с грузом номинальной массы, измерить потребляемую мощность $P_{\text{лбт}}$ и рассчитать активную мощность, необходимую для подъема груза (3.10), с последующим сохранением в ППЗУ ЦЗБ. По полученным значениям потребляемой активной мощности во время подъема строится зависимость $m_{\text{г}} = f(P_i)$, которая также сохраняется в ППЗУ ЦЗБ. Через блок ввода информации отмечается и сохраняется суммарное время действия нагрузок $\sum t_i$ (3.7). Алгоритм обучения работы устройства закончен, электронный ключ извлекается. На основании построенной зависимости будет происходить расчет k_m по формуле (3.9).

Алгоритм работы.

Двигатель включен, электронный ключ в устройстве отсутствует. Двигатель работает, и лебедка совершает подъем, происходят измерения: $P_{\text{лбт}}$ в установившемся режиме работы и время действия нагрузки t_i с последующим сохранением в ППЗУ ЦЗБ. Далее происходит расчет по формуле (3.10) P_i с сохранением в ППЗУ ЦЗБ. Затем расчет k_m и его сохранение в ППЗУ ЦЗБ. Двигатель работает, происходит опускание груза лебедкой, при этом измеряется $P_{\text{лбт}}$ и сравнивается с $P_{\text{х.х.о.}}$. Если $P_{\text{лбт}} = P_{\text{х.х.о.}}$, то в расчете k_m используется $P_{\text{х.х.о.}}$.

$$k_m = \sum \left(\frac{P_{\text{х.х.о.}}}{P_{\text{ном}}} \right)^m \frac{t_{i+1}}{\sum t_i}, \quad (3.13)$$

Если $P_{\text{ЛБТ}} > P_{\text{Х.Х.О}}$ то используется P_i или $P_{\text{Х.Х.П}}$, рассчитанное при последнем подъеме груза. Время действия нагрузки при опускании считается и сохраняется снова t_{i+1} . Далее происходит перерасчет k_m (3.9, 3.13)

3.4 Использование потребляемой активной мощности АД для контроля технического состояния тормозного устройства

Как было сказано в первой главе диссертации, техническое состояние тормоза характеризуется величиной тормозного момента.

Согласно принципу Д'Аламбера, уравнение моментов в период торможения имеет вид [109]:

$$M_{\text{ЗАТ}} = M_{\text{Т}} \pm M_{\text{С}} = M_{\text{ИН}}. \quad (3.14)$$

Знак (+) или (-) перед крутящим моментом $M_{\text{С}}$ означает, способствует или противодействует этот момент процессу торможения. На изменение замедления в процессе торможения влияет характер изменения тормозного и крутящего моментов. Для большинства машин с достаточной для практических расчетов точностью можно принять, что крутящий момент в течение всего процесса торможения (при постоянной нагрузке) остается неизменным. Для грузоподъемных лебедок, работающих при относительно невысоких скоростях с небольшим временем торможения, когда нагрев фрикционного материала не вызывает существенного изменения коэффициента трения фрикционных пар, тормозной момент за время торможения после прижатия колодок (диска, ленты) с постоянным усилием также остается постоянным, не зависящим от скорости движения (вращения) механизма [4, 105, 109].

Задача состоит в том, чтобы выделить тормозной момент из суммарного крутящего момента на валу двигателя.

На основании проведенных исследований на математических моделях лебедки БТ и с КВШ было выяснено, что активная мощность приводного двигателя подъема зависит от момента, создаваемого тормозом при его кратковременном

замыкании [42, 49, 74, 94]. Для того чтобы выделить мощность, затраченную на преодоление тормозного момента, из всей потребляемой мощности (рисунки 3.12, 3.15) нужно:

- измерить P_1 ($P_{1БТ}$) – это активная мощность двигателя, потребляемая при подъеме в установившемся режиме пустого грузозахватного органа (клеть);
- измерить P_2 ($P_{1БТ}$) – это активная мощность двигателя, потребляемая при кратковременном замыкании тормоза;
- измерить P_3 ($P_{1БТ}$) – это активная мощность двигателя, потребляемая после размыкания тормоза.

Затем нужно проверить условия $P_1 = P_3$ – убедиться, что условия подъема не изменились. Далее выделяем мощность, потребленную на преодоление тормозного момента и момента инерции $P_2 - P_1 = P_T$.

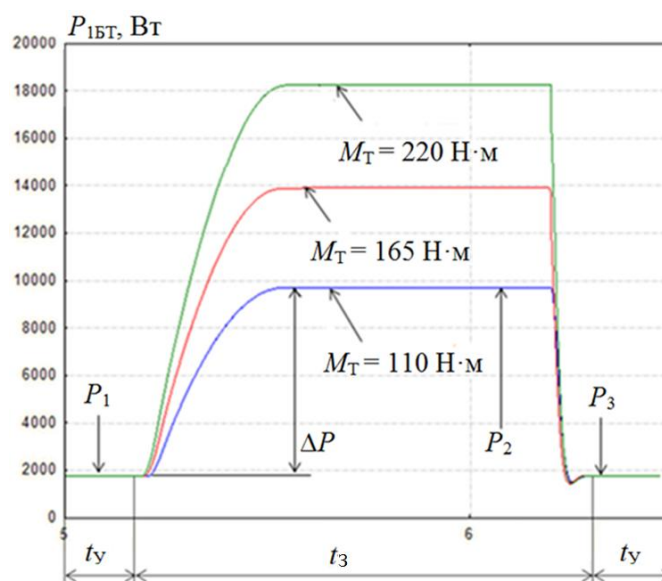


Рисунок 3.12 – Потребляемая мощность при кратковременном замыкании тормоза лебедки БТ: где t_y – время установившегося режима работы, с; t_3 – время замкнутого состояния тормозных колодок, с

Влияние кратковременного замыкания тормоза при работающем электроприводе лебедки на частоту вращения $n_{2БТ}$ ($n_{2КВШ}$) и усилия в полиспасте F_{21} и в кантах лебедки КВШ F_{12} , F_{22} показаны на рисунках 3.13, 3.14, 3.16, 3.17.

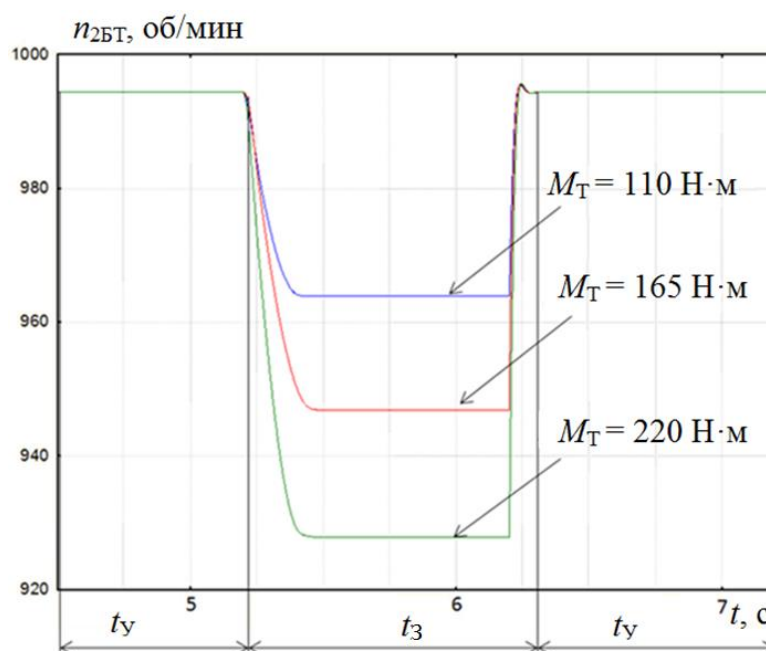


Рисунок 3.13 – Влияние тормозного момента при кратковременном включении тормоза на частоту вращения двигателя лебедки БТ

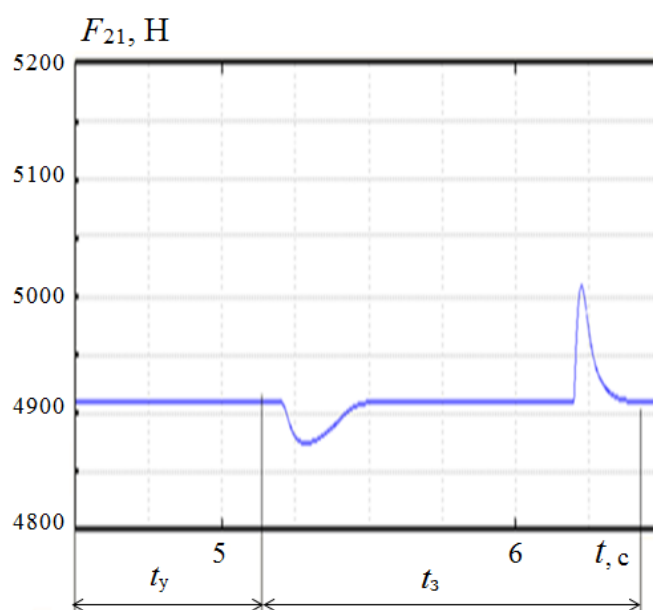


Рисунок 3.14 – Влияние тормозного момента на усилие в полиспасте при кратковременном включении тормоза лебедки БТ

При исследовании рабочих характеристик АД во время кратковременного замыкания тормоза при подъеме лебедки на математических моделях были получены следующие выводы.

Мощность, которая была затрачена на преодоление тормозного момента, не превышает мощность, затраченную при пуске двигателя, а значит, не навредит обмотке статора и не вызовет срабатывание защиты от перегрузки.

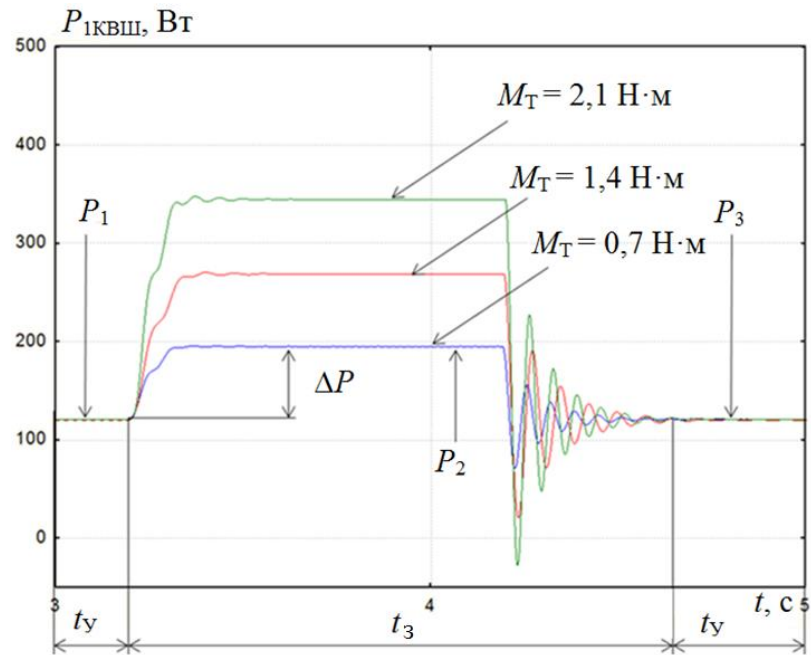


Рисунок 3.15 – Кратковременное замыкание тормоза КВШ

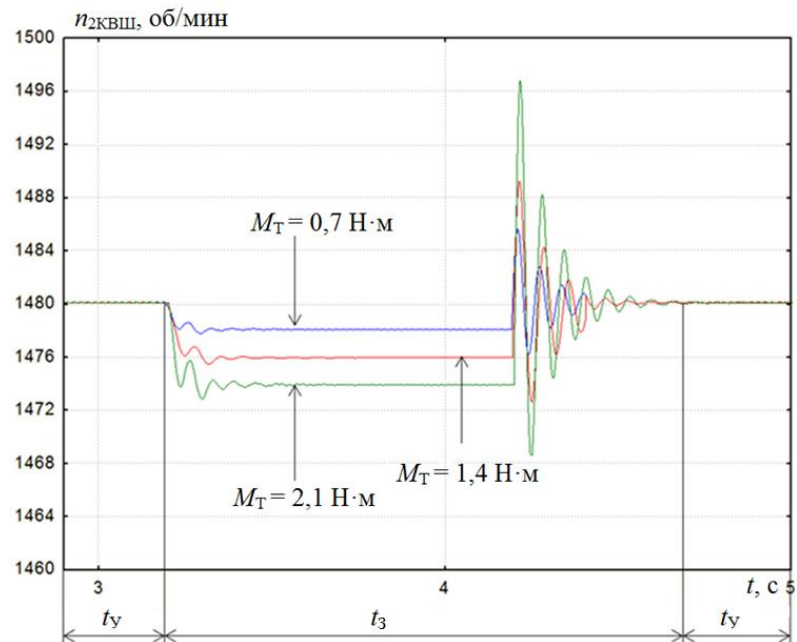


Рисунок 3.16 – Влияние тормозного момента при кратковременном замыкании тормоза на частоту вращения двигателя лебедки с КВШ

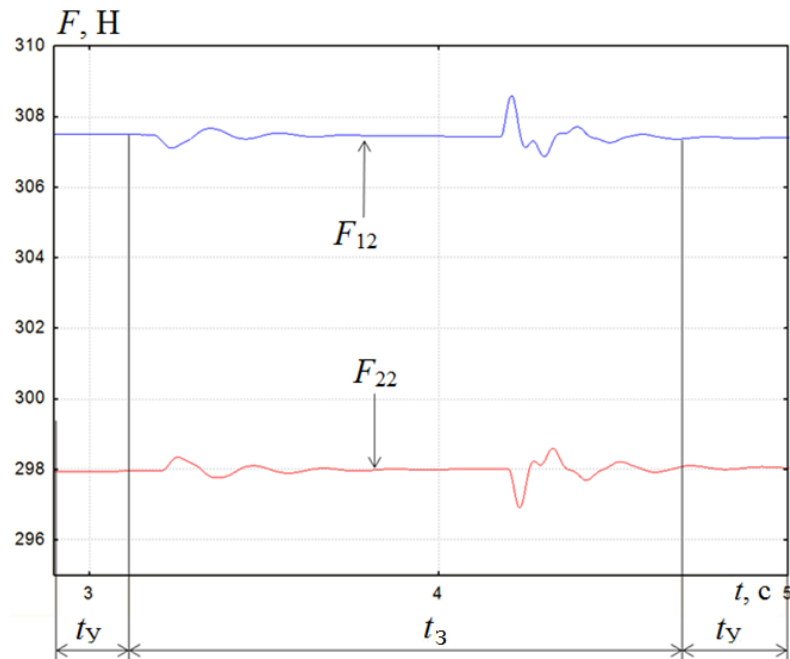


Рисунок 3.17 – Влияние величины тормозного момента на усилия в набегающей и сбегающей сторонах каната КВШ при кратковременном замыкании тормоза лебедки

Мощность перед и после замыкания тормозных колодок (диска) с тормозным барабаном (шкивом) одинакова, а это значит, что мощность АД при замкнутом состоянии колодок была затрачена на преодоление тормозного момента и момента инерции.

Во время кратковременного замыкания тормоза приводной двигатель лебедки испытывает изменения скорости перемещения и колебания усилий в канате (рисунки 3.13, 3.14, 3.16, 3.17), но так как контроль технического состояния тормозного устройства проводится при холостом ходе механизма, то возникающие при этом динамические колебания не окажут существенного влияния на металлоконструкцию ГПМ.

На основе полученных результатов был разработан алгоритм работы устройства контроля технического состояния тормоза электрической лебедки, который состоит из алгоритма обучения и алгоритма работы (рисунок 3.18).

3.4.1 Алгоритм работы устройства контроля технического состояния тормоза грузоподъемной лебедки

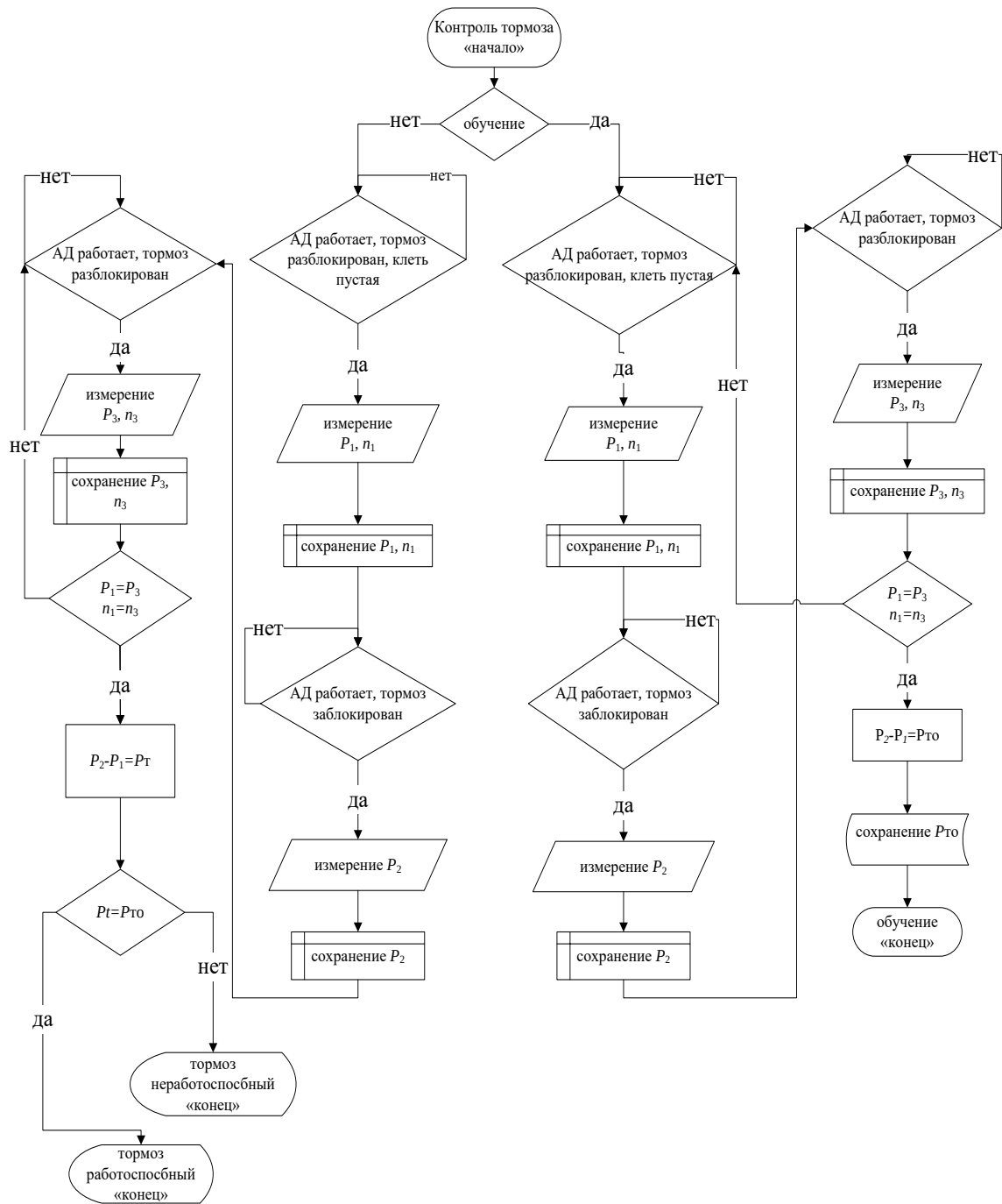


Рисунок 3.18 – Алгоритм обучения и работы устройства контроля технического состояния тормоза грузоподъемной лебедки

Алгоритм обучения.

Обучение производится только на работоспособном тормозном устройстве грузоподъемной лебедки. Путем установки в устройство электронного ключа начинается обучение устройства, далее во время подъема грузозахватного органа на холостом ходу в установившемся режиме лебедкой БТ или пустой клетки лебедки с КВШ измерить P_1 и n_1 с последующим сохранением данных в ОЗУ ЦЗБ.

Затем надо замкнуть тормозное устройство лебедки и при установившемся значении активной потребляемой мощности электропривода измерить P_2 и сохранить значение в ОЗУ ЦЗБ.

Далее разомкнуть тормоз и измерить P_3 , n_3 , для того чтобы убедиться, что условие $P_1 = P_3$, $n_1 = n_3$ соблюдается, а это означает, что разница между мощностями была потрачена на преодоление тормозного момента и инерционных масс $P_2 - P_1 = P_{ТО}$. Значение $P_{ТО}$, полученное в результате обучения, сохраняется ППЗУ ЦЗБ и будет являться эталонным при контроле величины тормозного момента.

Алгоритм работы.

Двигатель работает, клеть пустая, электронный ключ отсутствует, если условие выполняется (ответ «да») то произвести измерение P_1 и n_1 , затем сохранить полученные значения в ОЗУ ЦЗБ. Далее надо замкнуть тормозное устройство лебедки и измерить P_2 , а затем сохранить значение в ОЗУ ЦЗБ. После разомкнуть тормоз и измерить P_3 , n_3 . Если $P_1 = P_3$, $n_1 = n_3$ то $P_2 - P_1 = P_T$. Затем происходит проверка условия $P_{ТО} = P_T$. Если условие выполняется, то техническое состояние тормозного устройства оценивается как работоспособное, а если не выполняется, то как неработоспособное. В последнем случае необходимо устранить причину и произвести контроль повторно.

3.5 Выводы из главы 3

1. Информативным параметром для расчета коэффициента нагружения лебедки БТ с целью определения режима нагружения лебедки является потребляемая активная мощность электропривода. Измерение потребляемой активной

мощности происходит в установившемся режиме работы при подъеме грузов различной массы.

2. Регистрация наработки грузоподъемной лебедки по потребленной энергии электроприводом дает возможность учитывать не только время работы машины, а также величину и характер эксплуатационных воздействий.

3. В результате проведенных исследований был разработан алгоритм работы устройства расчета коэффициента нагружения односкоростной лебедки БТ для определения ее режима нагружения по величине потребляемой активной мощности электроприводом.

4. Информативным параметром для контроля технического состояния тормозного устройства является потребляемая активная мощность приводного двигателя лебедки. Критерием работоспособности тормоза является заявленная в паспорте ГПМ величина тормозного момента, который контролируется по величине мощности, потребленной электроприводом при кратковременном замыкании тормозного устройства.

5. В результате проведенных исследований был разработан алгоритм работы устройства контроля тормозного момента грузоподъемной лебедки с электроприводом.

ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ЛЕБЕДКИ БТ И С КВШ

4.1 Предварительные замечания

Адекватность используемых математических моделей лебедки с КВШ и БТ и теоретических выводов нужно подтвердить экспериментальными исследованиями. Исследования проводились на реальной грузоподъемной машине (мостовой кран) (рисунок 4.1), механизмом подъема которой является лебедка БТ, и на специально созданной лабораторной установке лебедки с КВШ (рисунок 4.2).

Программа экспериментальных исследований включает в себя:

- Экспериментальное определение КПД всего механизма подъема (для лебедок двух типов) для учета потерь в механизме и двигателе и использование полученных данных в математических моделях.

- Проверка адекватности математических моделей путем сравнения результатов, полученных путем моделирования в программе Matlab Simulink, с результатами, полученными при проведении эксперимента.

- Проверка на эксперименте алгоритма контроля тормозного момента грузоподъемной лебедки с электроприводом.

Для выполнения поставленных задач было необходимо:

- Спроектировать и изготовить экспериментальную установку лебедки с КВШ.
- Спроектировать и изготовить (подобрать) экспериментальные стенды схемы подключения датчиков и измерительных устройств.

- Разработать блок-схему устройства расчета коэффициента нагружения для определения режима нагружения, регистрации наработки.

- Разработать блок-схему устройства контроля величины тормозного момента по потребляемой активной мощности приводного АД.

4.2 Экспериментальные установки: лебедка БТ крана МК-10 и лебедка с КВШ

Эксперимент на грузоподъемной лебедке БТ крана МК-10 проводился в лаборатории кафедры «Железобетонные и каменные конструкции» Томского государственного архитектурно-строительного университета (рисунки 4.1, 4.3).



Рисунок 4.1– Внешний вид мостового крана МК-10

Для проведения эксперимента на лебедке с КВШ была специально создана экспериментальная установка. Установка создавалась в лаборатории кафедры «Общая электротехника и автоматика» Томского государственного архитектурно-строительного университета (рисунки 4.2, 4.4).

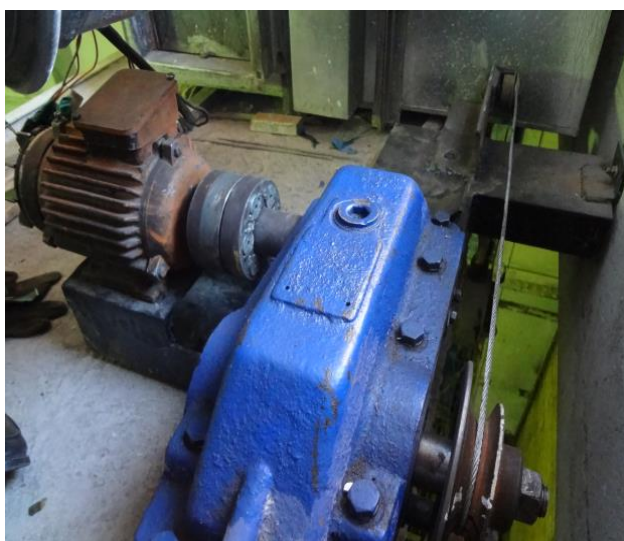


Рисунок 4.2 – Внешний вид экспериментальной установки лебедки с КВШ

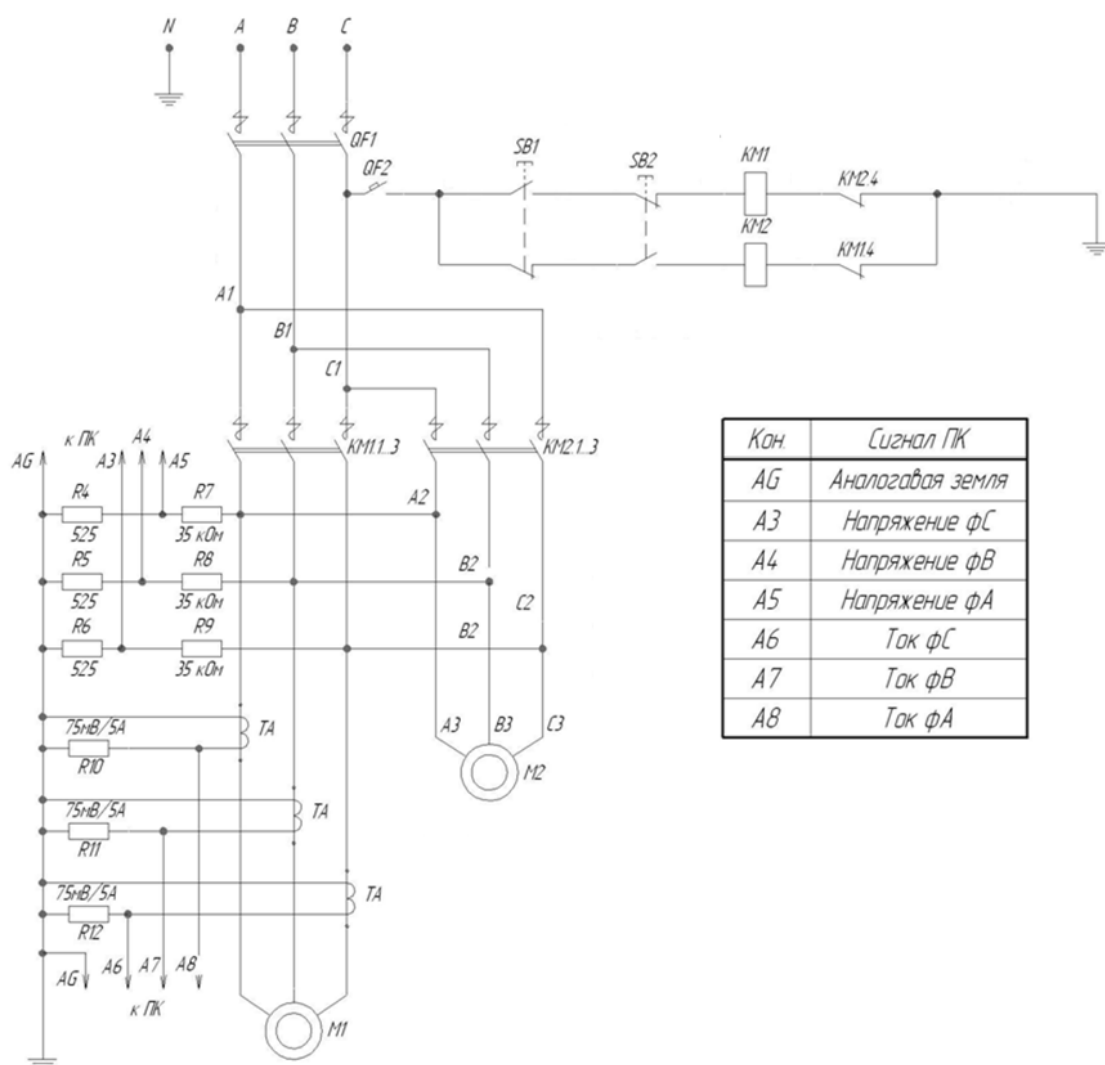


Рисунок 4.3 – Электрическая схема лебедки БТ

4.3 Способы измерения информационных характеристик

Анализ существующих технических средств мониторинга эксплуатационных нагрузок грузоподъемных лебедок, представленный в первой главе настоящей диссертации, показал, что источником информации являются датчики усилия, основанные на методе измерения деформации материала в месте их установки. Поэтому и сравнение результатов будет осуществляться с такими датчиками. В эксперименте на лебедке БТ был использован датчик усилия устройства с ограничителя предельного груза ОПГ-1-16, ОПГ-1-17 (рисунок 4.5) [63].

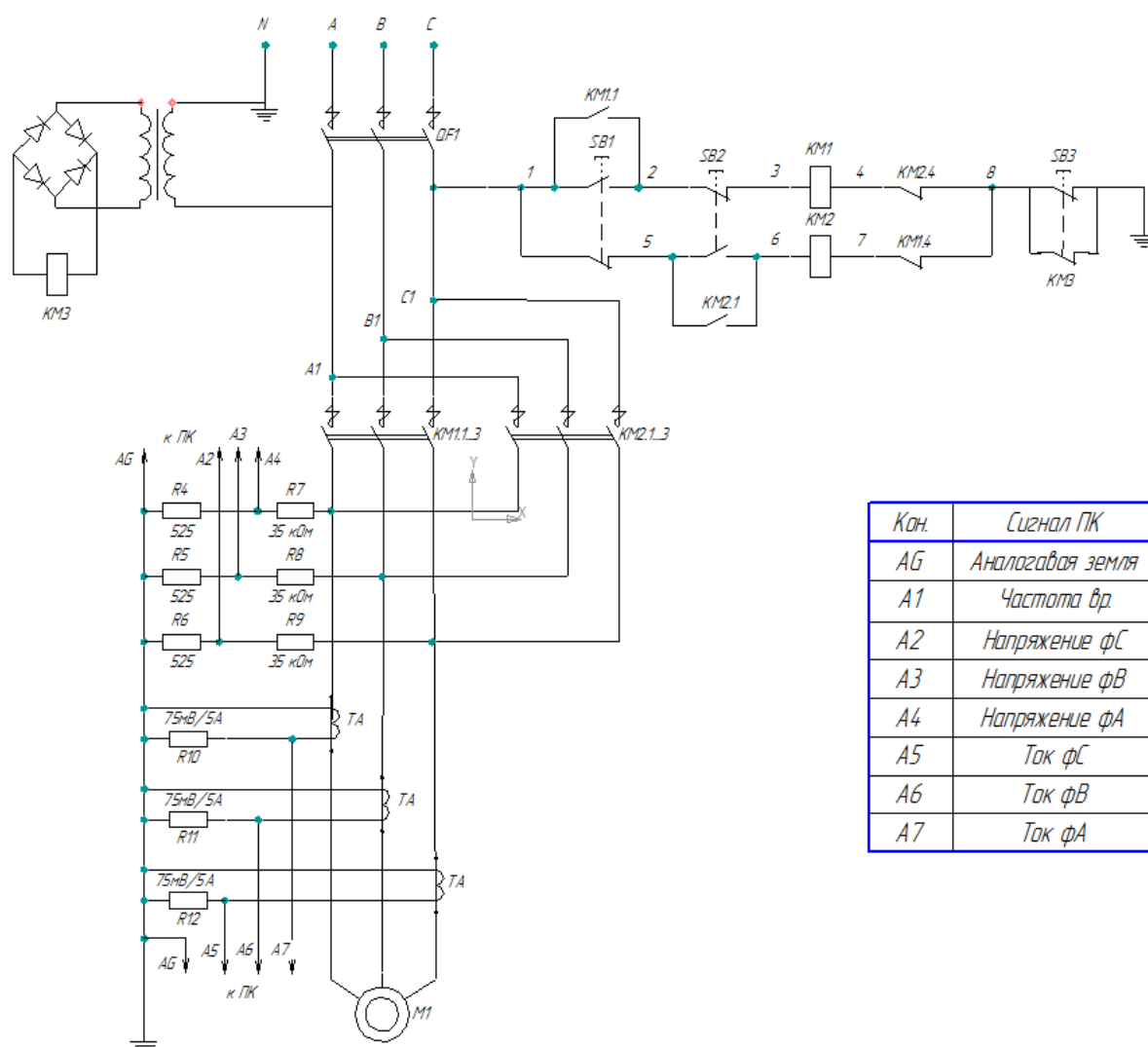


Рисунок 4.4 – Электрическая схема лебедки с КВШ

Датчик усилия состоит из преобразователя силы и корректора. Чувствительный элемент преобразователя силы – тензометрический измерительный мост, напряжение диагонали которого пропорционально прикладываемому на элемент механическому усилию [101].

На лебедке с КВШ были использованы датчики усилия прибора ОГБ-2 (рисунок 4.6) [101]. Датчик усилия выполнен на основе трансформаторных преобразователей перемещения. Такой датчик создает пропорционально воспринимаемому усилию выходной сигнал при перемещении в зазоре диамагнитного экрана при подаче на него напряжения питания [101].



Рисунок 4.5 – Датчик усилия ОПГ-1-16, ОПГ-1-17



Рисунок 4.6 – Датчик усилия ОГБ-2

Юстировка датчиков усилия проводилась на тензометрическом цифровом модуле нагружения МНТЦ-500.



Рисунок 4.7 – Модуль нагружения МНТЦ-500

Показания измеряемых величин преобразовывались в цифровой сигнал посредством аналого-цифрового преобразователя (АЦП) ZET 210 Sigma USB.

Измерение активной потребляемой мощности проводилось при помощи вычисления по полученным мгновенным значениям величин с датчиков тока и напряжения. Известно, что значение активной мощности для трехфазного потребителя можно найти при помощи уравнения [39, 48, 113]

$$P_i = i_A \cdot u_A + i_B \cdot u_B + i_C \cdot u_C, \quad (4.1)$$

где P_i – потребляемая активная мощность, Вт; u_A , u_B , u_C – значения фазных напряжений, В; i_A , i_B , i_C – значения фазных токов, потребляемых электродвигателем, А.

Фазные напряжения измерялись при помощи АЦП. Для снижения величины измеряемого напряжения использовались резистивные делители.

Фазные токи измерялись посредством использования трансформаторов тока и шунтов. Напряжение с шунтов преобразовывалось в цифровой сигнал посредством АЦП.

Монтаж датчиков для измерения потребляемой активной мощности можно производить в электросиловом щите ГПМ. При таком способе монтажа исключается

ются влияния атмосферных и механических воздействий, а доступ для обслуживающего персонала более удобен, чем к традиционным датчикам усилия.

Частота вращения ротора двигателей экспериментальных лебедок с использованием тахогенератора и датчика Холла.

4.4 Экспериментальное определение потерь в лебедках БТ и с КВШ

Для более реального представления лебедки при математическом моделирования необходимо знать КПД всего механизма, чтобы учитывать потери в двигателе и в механической части. Эксперимент заключается в следующем:

На лебедке БТ мостового крана МК-10 и физической модели лебедки с КВШ были установлены: датчик потребляемой активной мощности, датчик усилия в канате, датчик частоты вращения ротора двигателя, таймер. Также были учтены радиусы грузоподъемного барабана, шкива трения и передаточное отношение для определения и учета линейного перемещения груза через частоту вращения ротора двигателя.

Затем было произведено несколько подъемов с грузом различных масс с записью при установившемся режиме следующих зависимостей: потребляемая мощность от времени $P_1 = f(t)$, усилие в канате от времени $F = f(t)$, частота вращения ротора от времени $n_2 = F(t)$.

Затем по формуле 4.2 был произведен расчет потребленной энергии

$$W_{\Pi} = P_i(t_i - t_0), \quad (4.2)$$

где W_{Π} – потребленная энергия, $t_i - t_0$ – время учета потребленной энергии.

По формуле 4.3 был произведен расчет совершенной работы:

$$A_C = F_i(x_i - x_0), \quad (4.3)$$

где A_C – совершенная работа; $(x_i - x_0)$ – перемещение, совершенное в промежутке времени $(t_i - t_0)$; F – усилие полиспасте лебедки БТ или результирующее усилие в лебедке с КВШ.

КПД всего механизма подъёма будет

$$\eta = \frac{A_c}{W_{\Pi}}. \quad (4.4)$$

Мощность потерь в механизме и приводе будет

$$N_{\Pi} = \frac{(1 - \eta)W_{\Pi}}{t_i - t_0}. \quad (4.5)$$

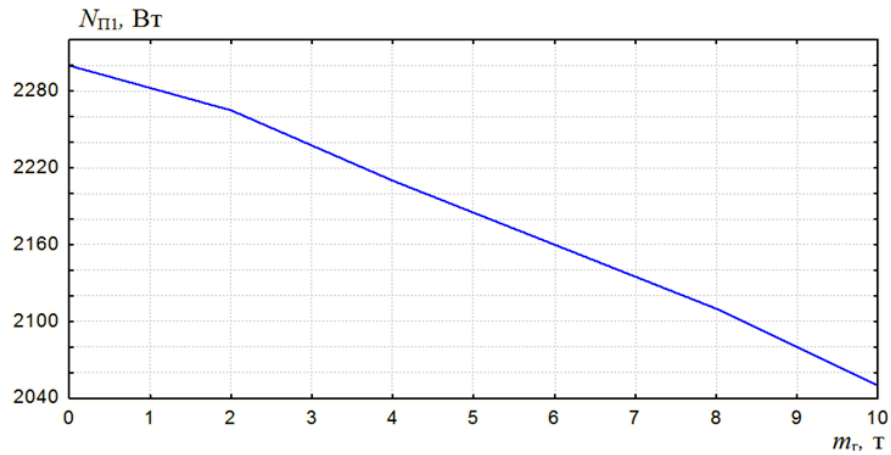


Рисунок 4.8 – Мощность потерь при подъёме различных масс лебедкой БТ

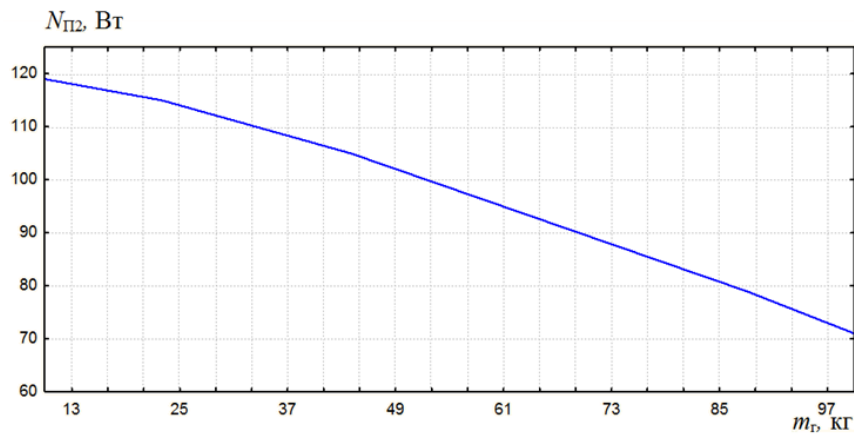


Рисунок 4.9 – Мощность потерь при подъёме различных масс лебедкой КВШ

$N_{\Pi1}$ – потери мощности при подъёме груза различных масс с постоянной скоростью лебедки БТ, Вт; $N_{\Pi2}$ – потери мощности при подъёме груза различных масс с постоянной скоростью лебедки КВШ, Вт

4.5 Проверка адекватности математических моделей лебедок БТ и с КВШ

Результат совершенного действия (действий) на модели сравнивают с результатом, полученным в эксперименте при одних и тех же условиях. Чем ближе полученные значения при моделировании и в эксперименте, тем точнее отражает модель реальный объект.

Ниже представлены зависимости, полученные при моделировании и при эксперименте на лебедки БТ крана МК-10 и лебедки с КВШ (рисунки 4.10 – 4.15).

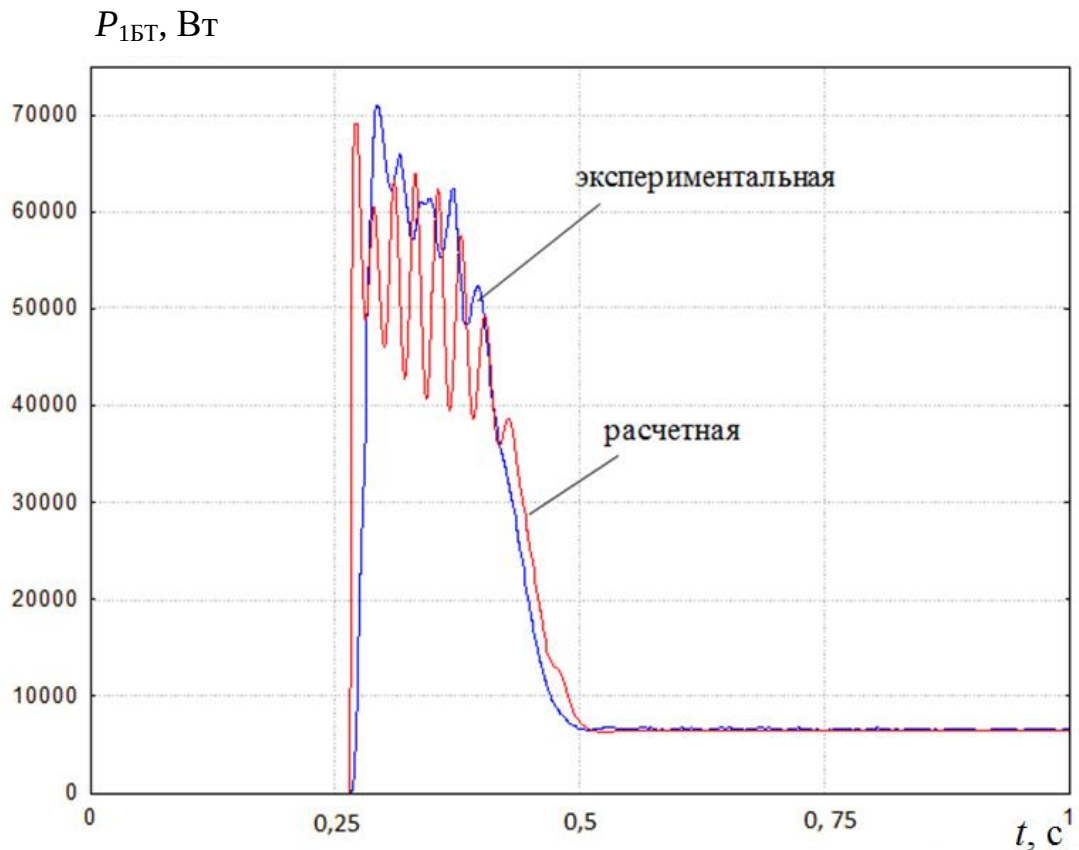


Рисунок 4.10 – Экспериментальная и расчетная зависимости $P_{\text{БТ}} = f(t)$ лебедки БТ

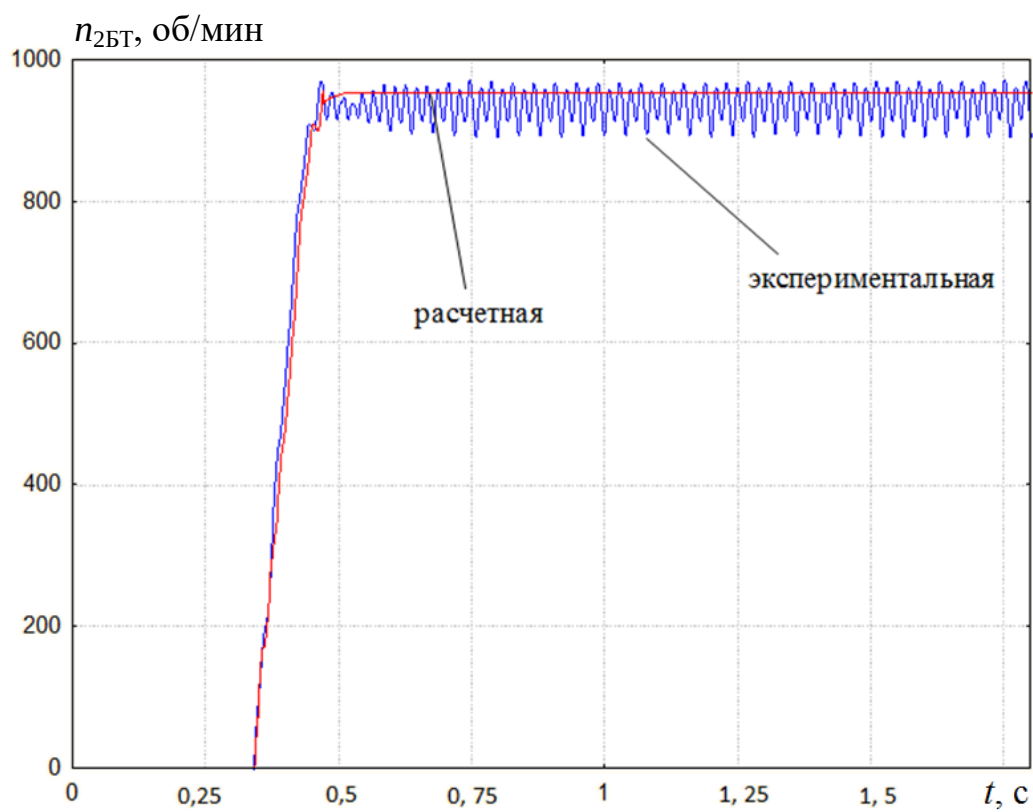


Рисунок 4.11– Экспериментальная и расчетная зависимости $n_{2BT}=f(t)$ лебедки БТ

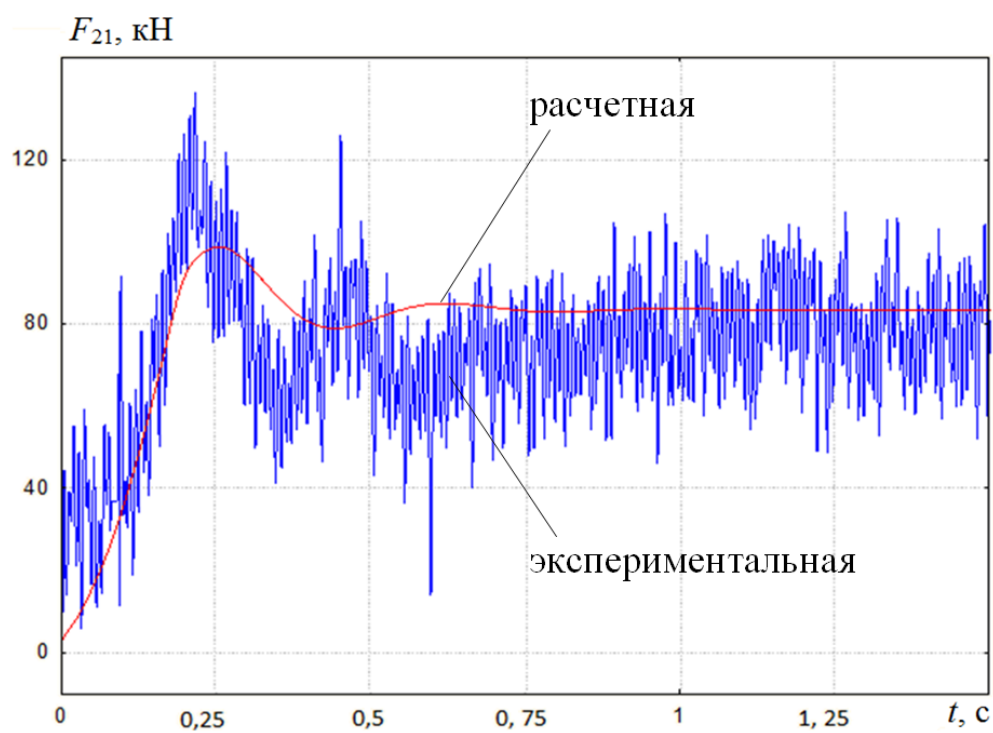


Рисунок 4.12 – Экспериментальная и расчетная зависимости $F_{21}=f(t)$ лебедки БТ

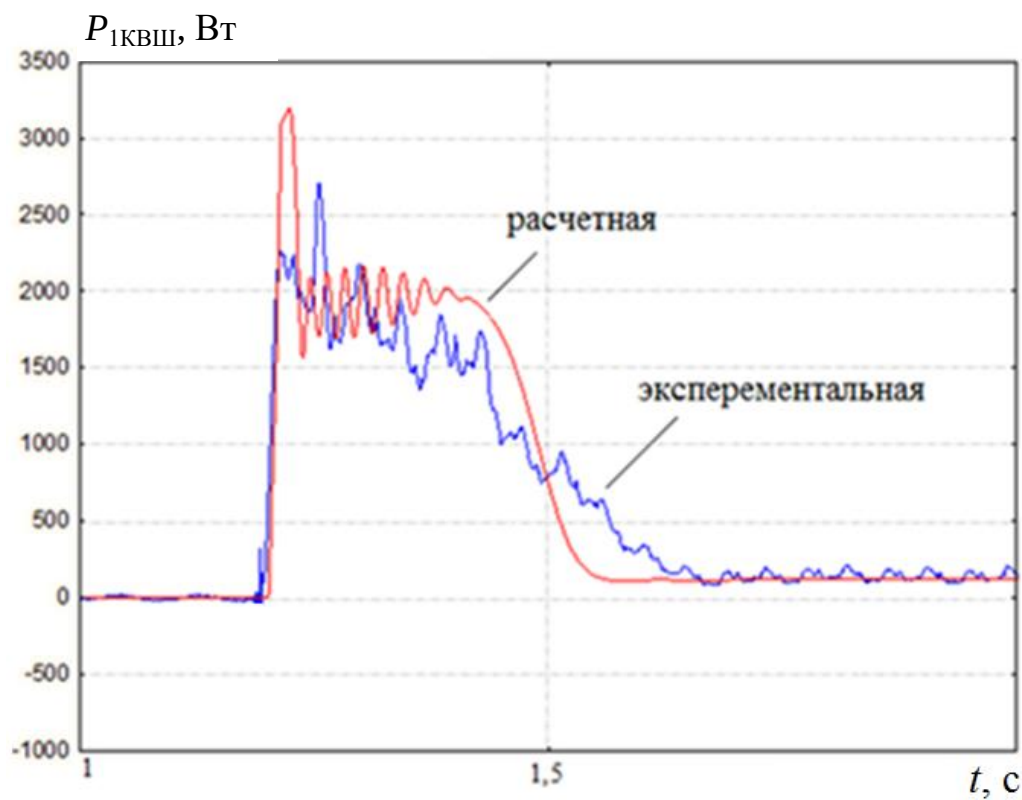


Рисунок 4.13 – Экспериментальная и расчетная зависимости $P_{\text{КВШ}} = f(t)$ лебедки с КВШ

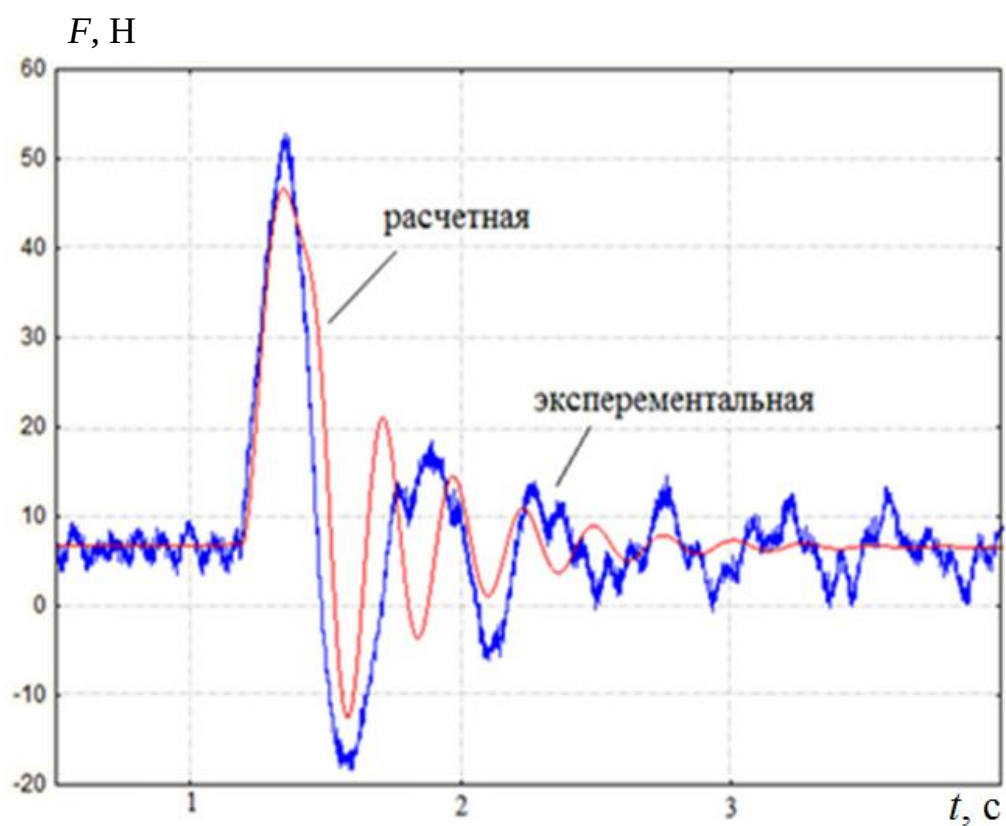


Рисунок 4.14 – Результирующее усилие в канате лебедки с КВШ

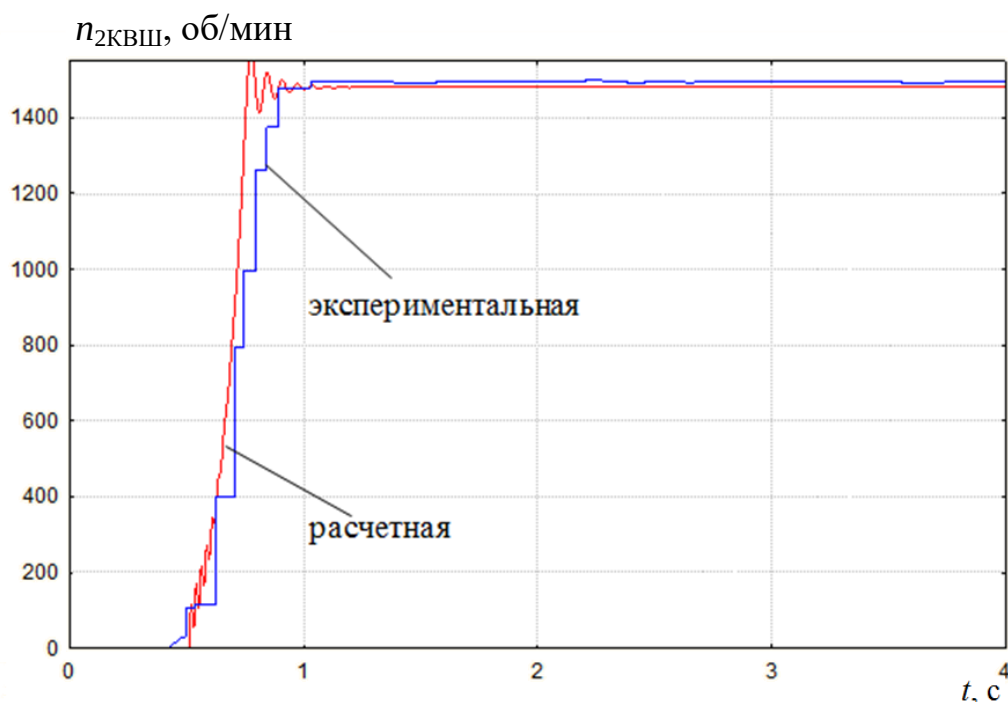


Рисунок 4.15 – Экспериментальная и расчетная зависимости $n_{2КВШ} = f(t)$ лебедки с КВШ

Расчетные и экспериментальные зависимости величин от времени, (рисунки 4.10–4.15) представленные в диссертации, были сравнены по критерию Фишера; отклонение составило 6–9 % [15].

4.6 Экспериментальная проверка алгоритма работы контроля тормозного устройства лебедки с КВШ

В ходе исследования приведенного в третьей главе данной работы был разработан алгоритм контроля тормозного устройства электрической лебедки.

Задача эксперимента состоит в проверки возможности использования предложенного алгоритма. Эксперимент проводился на созданной лебедки с КВШ следующим образом:

- Проверка работоспособности тормоза существующими способами и при необходимости, с настройкой ($M_T = 1,5M_H$, при $M_H = 1,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$).
- Во время подъема на холостом ходу при установившемся режиме (t_y) было произведено кратковременное замыкание тормоза (t_3) (рисунки 4.16–4.17).

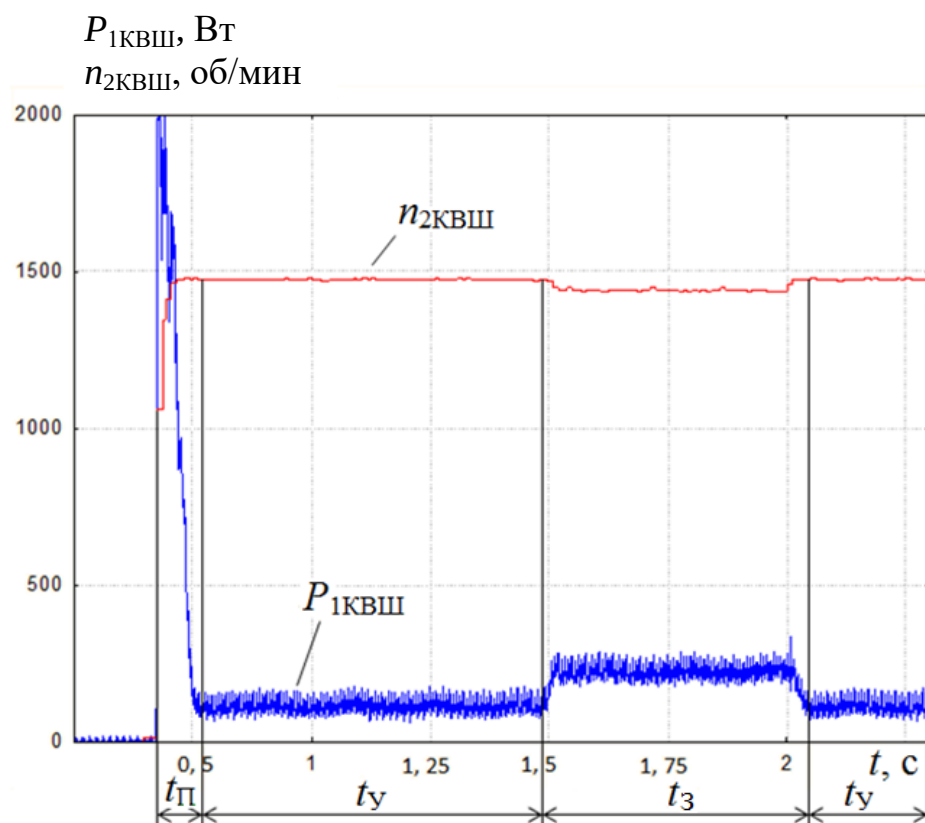


Рисунок 4.16 – Экспериментальная проверка работы алгоритма контроля тормозного устройства лебедки с КВШ

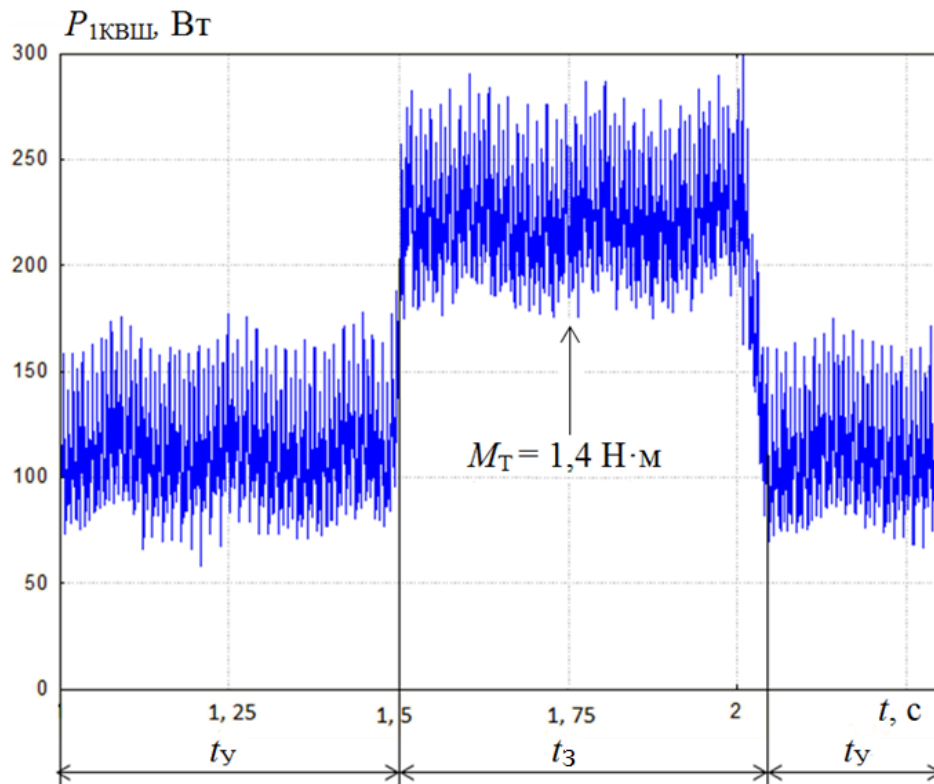


Рисунок 4.17 – Экспериментальная зависимость $P_{1\text{КВШ}} = f(t)$ при кратковременном замыкании тормоза

4.7 Блок-схема устройства расчета коэффициента нагружения для определения режима нагружения и регистрации наработки

На рисунке 4.18 представлена функциональная схема устройства расчета коэффициента нагружения и регистрации наработки по потребляемой активной мощности.

Устройство содержит в себе цифровой вычислительный блок (ЦВБ), который выполняет алгоритм определения коэффициента распределения нагрузок, описанный в третьей главе диссертации, учет потребленной энергии, с использованием цифрового запоминающего блока (ЦЗБ). ЦЗБ содержит в себе постоянное запоминающее устройство (ПЗУ), в котором записаны алгоритмы «работа» и «обучение», а также сохраняются результаты определения коэффициента распределения нагрузок, и эта память энергонезависима. Алгоритм «обучение» начинает работать при условии обратной связи с электронным ключом. Кроме ПЗУ, в ЦЗБ находится оперативное запоминающее устройство (ОЗУ). В ОЗУ находятся результаты промежуточных вычислений при обучении и работе алгоритма, эта память энергозависима и обновляется при каждом пуске двигателя и (или) при новом обучении устройства.

Информация в ЦВБ поступает со следующих датчиков:

- датчик потребляемой активной мощности;
- таймер;
- датчик усилия.

В зависимости от цели применения устройства есть два варианта исполнения устройства, а именно с датчиком усилия или без такового. Алгоритм, вне зависимости имеется датчик усилия или нет, остается прежним, но с применением датчика усилия расширяются возможности устройства. Есть возможность контролировать коэффициент полезного действия (КПД), и повышается надежность в адекватности информации благодаря резервному источнику, а именно электрическому приводу.

КПД механизма можно определить отношением совершенной работы (с применением датчика усилия и датчика частоты вращения) к потребленной энергии (с использованием датчика активной мощности, таймера).

Для предоставления информации персоналу используется блок индикации, а для ввода информации при работе алгоритма обучения есть блок ввода информации.

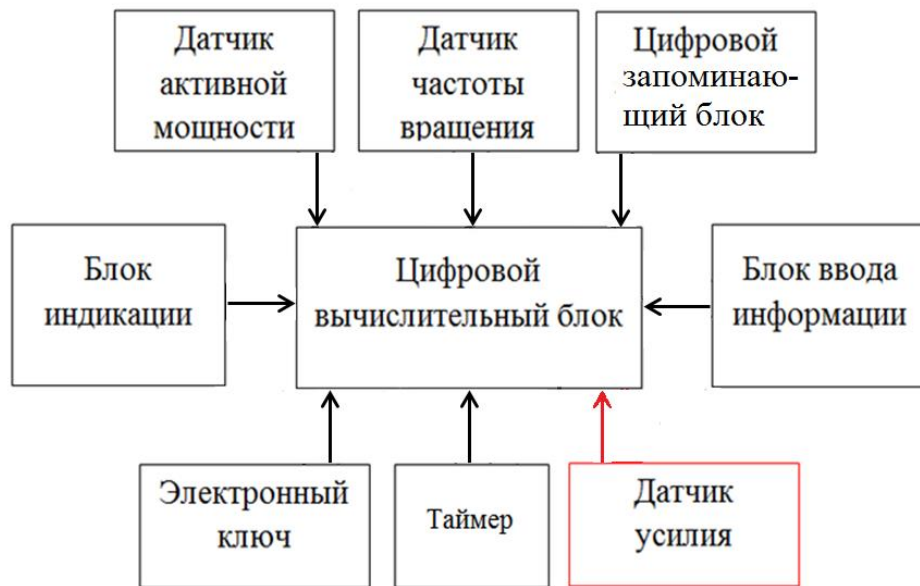


Рисунок 4.18 – Блок-схема устройства расчета коэффициента нагружения и регистрации наработки

4.8 Блок-схема устройства контроля величины тормозного момента по потребляемой активной мощности приводного АД

На рисунке 4.19 представлена функциональная схема устройства контроля тормозного момента по потребляемой активной мощности АД [74].

Устройство содержит в себе цифровой вычислительный блок (ЦВБ), который выполняет алгоритм контроля тормозного момента по потребляемой активной мощности АД, описанный в третьей главе диссертации, с использованием ЦЗБ. ЦЗБ, так же как и в предыдущей блок-схеме, содержит в себе ПЗУ, в котором записаны программа «работа» и программа «обучение» алгоритма.

Также ЦЗБ содержит ОЗУ, в котором хранятся результаты промежуточных вычислений. Алгоритм «обучение» начинает работать при условии обратной связи с электронным ключом. Кроме ПЗУ в ЦЗБ находится оперативно запоминающее устройство (ОЗУ). В ОЗУ находятся результаты промежуточных вычислений при обучении и работе алгоритма; эта память, так же как и в предыдущей структурной схеме, энергозависима и обновляется при каждой процедуре контроля тормоза и (или) при новом обучении устройства.

Информация в ЦЗБ поступает с следующих датчиков:

- датчик потребляемой активной мощности;
- датчик частоты вращения двигателя;
- таймер.

Для предоставления информации персоналу используется блок индикации, а для ввода информации при работе алгоритма обучения есть также блок ввода информации.

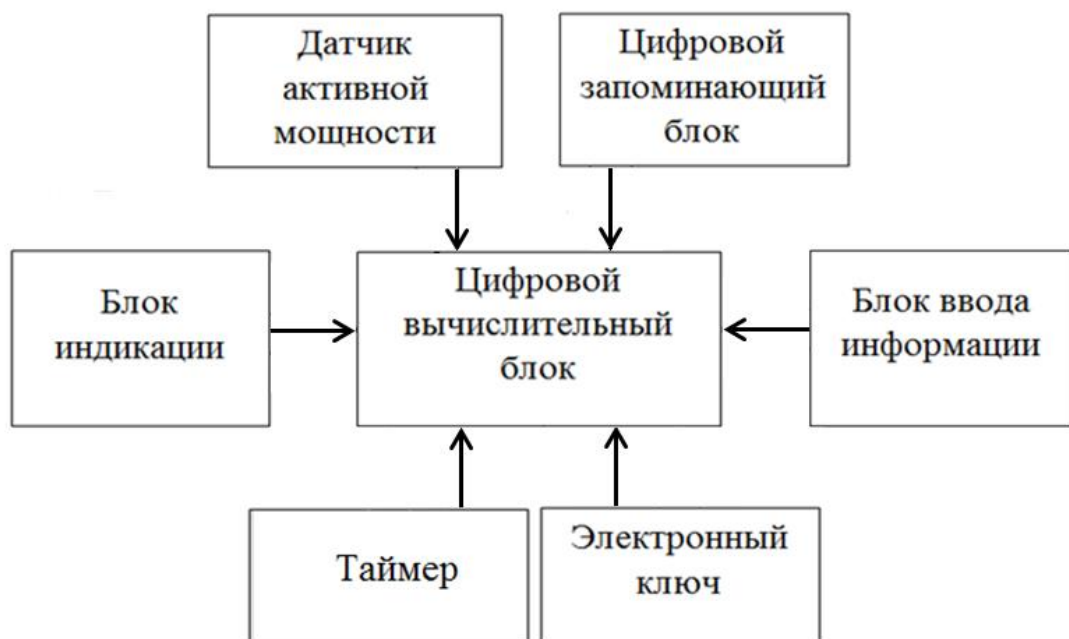


Рисунок 4.19 – Блок-схема устройства контроля величины тормозного момента по потребляемой активной мощности приводного АД

4.9 Выводы из главы 4

1. Для проведения экспериментальных исследований была использована электрическая грузоподъемная лебедка БТ крана МК-10 и экспериментальная установка лебедки с КВШ позволяющие получить информацию от электропривода при эксплуатационных воздействиях.

2. Сравнение результатов моделирования и полученных экспериментальных данных показало возможность использования разработанных моделей грузоподъемных лебедок БТ и с КВШ для исследований динамических процессов, протекающих в механической части и в электроприводе лебедки. Разница расчетных относительно экспериментальных выборок составила 6–9 %.

3. Разработана блок-схема устройства расчета коэффициента нагружения и регистрации наработки для определения режима нагружения грузоподъемной лебедки барабанного типа, позволяющая: выполнять функции регистратора параметров для определения режима нагружения механизма подъема ГПМ (лебедки), регистрировать наработку лебедки для оценки остаточного ресурса ГПМ, контролировать техническое состояние лебедки по КПД всего механизма, повысить надежность существующих приборов безопасности ГПМ благодаря применению резервного канала информации. Устройство может использоваться как самостоятельное техническое средство, так и в составе системы безопасности ГПМ.

4. Разработана блок-схема устройства контроля величины тормозного момента по потребляемой активной мощности АД, позволяющего периодически контролировать техническое состояние тормоза грузоподъемной лебедки по критерию работоспособности. Использование предложенного устройства позволяет повысить надежность контроля технического состояния тормоза, так как появляется дополнительный источник информации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований влияния эксплуатационных воздействий на электромеханические процессы в приводах грузоподъемных лебедок в диссертационной работе решены задачи, позволяющие повысить безопасность эксплуатации ГПМ при использовании устройств, основанных на энергетическом мониторинге их электрических приводов.

По результатам исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработаны математические модели электрических грузоподъемных лебёдок БТ и с КВШ, позволяющие исследовать статические и динамические режимы работы с учетом жесткости, демпфирования канатов при различных эксплуатационных воздействиях. Результаты исследований, полученных путем компьютерного моделирования, сравнивались с результатами, полученными в ходе экспериментов, сходимость составила 9 %.
2. Обоснована возможность использования зависимостей электромеханических переменных асинхронных приводных двигателей от величины и характера эксплуатационных воздействий для контроля технического состояния грузоподъемных лебедок в целях безопасности.
3. Выявлена возможность расчета коэффициента нагружения грузоподъемной лебедки по величине потребляемой активной мощности электроприводом для определения режима нагружения.
4. Предложено для регистрации наработки грузоподъемной лебедки вместо счетчика моточасов использовать количество потребленной электрической энергии за период эксплуатации с целью расчета остаточного ресурса.
5. Разработаны: алгоритм работы, блок-схема устройства расчета коэффициента нагружения и регистрации наработки для односкоростной электрической грузоподъемной лебедки БТ, повышающие безопасность эксплуатации ГПМ.
6. Доказано, что совместное использование традиционных технических средств контроля и регистрации нагрузок и информации о величине и характере

эксплуатационных воздействий, получаемой от электропривода грузоподъемной лебедки, повышает надежность систем безопасности ГПМ благодаря резервному каналу.

7. Разработан способ контроля величины тормозного момента грузоподъемной лебедки как критерия работоспособного технического состояния, позволяющий судить о техническом состоянии тормоза и предупреждать аварии, связанные с его отказом. Получен патент РФ на изобретение № 2455223 «Способ контроля тормозного момента механизма подъема с электроприводом».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович, И.И. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник / И.И. Абрамович, В.Н. Березин, А.Г. Яуре. – М.: Машиностроение, 1989. – 360 с.
2. Абрамович, И.И. Козловые краны общего назначения / И.И. Абрамович, Г.А. Котельников. – М.: Машиностроение, 1983. – 232 с.
3. Аварии с подъёмными кранами в России и грузоподъемными механизмами в 2009 году [Электронный ресурс] // Федеральный портал ProTown.ru: Электрон. текстовые дан. – Режим доступа: <http://www.protown.ru/information/hidden/7907/html>, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. рус. (дата обращения 28.04.2012).
4. Александров, М.П. Грузоподъемные машины: учебное пособие для вузов – /М.П. Александров. – М.: Высшая школа, 1973. – 552 с.
5. Алексеев, В.В. Электрические машины. Моделирование электрических машин приводов горного оборудования: учеб. пособие / В.В. Алексеев, А.Е. Козуряк, Э.А. Загивный. – Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет). – СПб, 2006. – 58 с.
6. Баклин, В.С. Математическая модель частотно-регулируемого и асинхронного двигателя / В.С.Баклин, А.С. Гимпельс // Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. – 308 – № 7– С. 148–153.
7. Баранов, П. Р. Новые конструкторские решения при создании электромагнитного привода тормозного устройства электродвигателей/ П. Р. Баранов, В. Ю. Попов // Интернет-журнал «Науковедение», 2013 №3 (16) [Электронный ресурс] –М.: Науковедение, 2013 г. – Условия доступа: <http://naukovedenie.ru/sbornik6/4.pdf>, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. рус., англ.
8. Баранов, П. Р. Расчет электромагнитного привода дисковых тормозных устройств асинхронных двигателей с заданным быстродействием / П. Р.Баранов, А. А. Шараевский // Интернет-журнал «Науковедение», 2013 – № 3 (16)

[Электронный ресурс]. – М.: Науковедение, 2013 г. – Условия доступа: <http://naukovedenie.ru/sbornik6/4.pdf>, свободный. – Загл. с экрана. - Яз. рус., англ.

9. Бархоткин, В.В. Обзор аварий на крановом оборудовании металлургических производств / В.В. Бархоткин, Ю.А. Извеков, С.Р. Миникаев // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2013. – № 10. – С. 9–11 URL:www.rae.ru/upfs/?section=content&op=show_article&article_id=4040

10. Березин, В.Н. Ограничители грузоподъемности для кранов мостового типа / В.Н. Березин // Подъемно-транспортное дело. – 2003. – №2. – С. 11–13.

11. Брауде, В.И. Надежность подъемно-транспортных машин / В.И. Брауде, Л.Н. Семенов. – Л.: Машиностроение, 1986. – 182 с.

12. Брауде, В.И. Эксплуатационные нагрузки на механизмы и металлоконструкции кранов / В.И. Брауде // Вестник машиностроения. – 1966. – № 8. – С.13–17.

13. Бузуев, И.И. Обеспечение безопасной эксплуатации механизмов подъема грузоподъемных машин: учеб. пособие / И.И. Бузуев. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2012. – 88 с.

14. Бурлуцкий, В.С. Производственный травматизм и аварийность при эксплуатации грузоподъемных кранов / В.С. Бурлуцкий, К.П. Позынич, Е.К. Позынич. // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы Междунар. науч.-практ. конференции 2012 года, Санкт-Петербург. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С. 212–221.

15. Губин, В.И. Статистические методы обработки экспериментальных данных: учеб. пособие для студентов технических вузов / В. И. Губин, В. Н. Осташков. — Тюмень: Изд-во «ТюмГНГУ», 2007. – 202 с.

16. Вершинский, А.В. Строительная механика и металлические конструкции / А.В. Вершинский, М.М. Гохберг, В.П. Семенов. – М. – Л. // Машиностроение, 1984. – 231 с.

17. Виноградов А.Б. Векторное управление электроприводами переменного тока / ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2008. – 298 с.

18. Ворончагин, П.Ф. К крановому парку металлургического комплекса – особое внимание / П.Ф. Ворончагин, С.А. Губский, В.А. Гудошник, В.А. Попов [Электронный ресурс] // Коэрцитивная сила:, сайт. URL://http://koercitiv.ucoz.ru/index/k_kranovomu_parku_metallurgicheskogo_kompleksa_osoboe_vnimanie/0-15 (дата обращения: 03.06.2014).

19. Герасимьяк, Р.П. Динамика асинхронных электроприводов крановых механизмов / Р.П. Герасимьяк. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.

20. Гершаник, Ю.М. Электропривод современных лифтов / Ю.М. Гершаник, В.А. Симонов, А.Б. Чуватов // Обзор. – М.: ЦНИИТ Эстроймаш., 1978.

21. Годовой отчет о деятельности федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору в 2013 году [Электронный ресурс] // <http://www.gosnadzor.ru>. URL:[http://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports /Отчет 2013.pdf](http://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports/Отчет_2013.pdf) (дата обращения: 02.15.2015).

22. Годовой отчет о деятельности федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору в 2012 году [Электронный ресурс] // <http://www.gosnadzor.ru>. URL:[http://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports /Отчет 2012.pdf](http://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports/Отчет_2012.pdf) (дата обращения: 27.06.2014).

23. Годовой отчет о деятельности федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору в 2011 году [Электронный ресурс] // <http://www.gosnadzor.ru>. URL:[http://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports /Отчет 2011.pdf](http://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports/Отчет_2011.pdf) (дата обращения: 13.05.2013).

24. ГОСТ 25301–95. Редукторы цилиндрические. Параметры. – Введ. 01.07.2000 – М.: Изд-во стандартов, 1999. – 8 с.

25. ГОСТ 25546–82 Краны грузоподъемные. Режимы работы. – Введ. 20.12.1982 – М.: Изд-во стандартов, – 10 с.

26. ГОСТ 25835–83 Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы. Введ. 01.01.1985 – М.: Изд-во стандартов, – 18 с.

27. ГОСТ 27.002–89 Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. Введ. 01.07.1990 – М.: Изд-во стандартов, – 24 с.

28. ГОСТ 27914–88. Краны самоходные. Размеры барабанов и блоков. – Введ. 01.01.1990. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 3 с.
29. ГОСТ 2091–89. Техническая диагностика. Термины и определения. Введ. 01.01.1991 – М.: Изд-во стандартов, – 11 с.
30. ГОСТ Р 53780–2010 Лифты. Общие требования безопасности к устройству и установке.
31. ТР ТС 011/2011. Технический регламент Таможенного союза «Безопасность лифтов». Утвержден Решением Комиссии Таможенного союза от 18.10.2011. – № 824.
32. ГОСТ Р53006–2008. «Техническая диагностика. Оценка ресурса потенциально опасных объектов промышленности и транспорта на основе экспресс-методов. Общие требования».
33. Григорьев, Н.И. Нагрузки кранов / Н.И. Григорьев. – Л.: Машиностроение, 1964. – 168 с.
34. Грузоподъемные краны. Т.2. / Сокр. пер. с нем. М.М. Рунова, В.Н. Федосеева; под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
35. Гусельников, А.Э., Баклин В.С., Баранов П.Р. Рольганговые частотно-регулируемые асинхронные двигатели / А.Э. Гусельников, В.С. Баклин, П.Р. Баранов // Электротехника, – 2008. – № 5. – С. 19–24.
36. Дементьев, Ю.Н. Автоматизированный электропривод / Ю.Н. Дементьев, А.Ю. Чернышев, И.А. Чернышев. – Томск: Изд-во ТПУ, 2009. – 224 с.
37. Дукельский, А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны /А.И. Дукельский. – М.:Машиностроение, 1966. – 332 с.
38. Зуев, Ф.Г. Подъемно-транспортные установки: учеб. пособие / Ф.Г. Зуев, Н.А. Летков. – М.: КолосС, 2007. – 471 с.
39. Иванов-Смоленский, А.В. Электрические машины: учебник для вузов / А.В. Иванов-Смоленский. – М.: Энергия, 1980. – 928 с.
40. Ивашков, Н.И. Тормоза колодочные. Электромагниты. Толкатели электрогидравлические: каталог // Серия «Подъемно-транспортное оборудование», вып. – 2006 / Н.И. Ивашков, А.Д. Костромин, В.С. Юнгеров [и др.]; Ред. Н.И.

Ивашков. – М.: Научно-производственное предприятие «Подъемтранссервис», 2006 – 32 с.

41. Ивашков, Н.И. Особенности проектирования и выбора компонентов привода крановых механизмов / Н.И. Ивашков, А.Д. Костромин, Г.А. Горобец // Подъемно-транспортное дело. – 2009. – №4. – С.6–9.

42. Использование потребляемой активной мощности приводного электродвигателя для контроля работоспособности тормозного устройства грузоподъемной лебедки / Ю.А. Орлов, В.Г. Букреев, Д.Ю. Орлов, Д.П. Столяров, **Р.Н. Кахиев** // VI Международная научно-техническая конференция «Электромеханические преобразователи энергии». – Томск, 2013.

43. Казак, С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 332 с.

44. Каминский, Л.С. Снижение аварийности башенных кранов путём внедрения беспроводных систем их дистанционного контроля и мониторинга / М.И. Затравкин, Л.С. Каминский, А.В. Курбаков [и др.]: материалы V Уральского конгресса подъёмно-транспортного оборудования. – Екатеринбург: ЗАО «Уральский экспертный центр», 2012. С. 181–184.

45. Каминский, Л.С. Арзамасский электромеханический завод: современные системы безопасности и управления для грузоподъемных машин / Л.С. Каминский, И.А. Пятницкий, И.Г. Федоров// Подъемно-транспортное дело. – 2014. – № 1–2. – С. 23 – 2.

46. **Кахиев, Р.Н.** Математическая модель грузоподъемной лебедки с канатоведущим шкивом/ Р.Н. Кахиев, Д.П. Столяров, Д.Ю. Орлов // X Международная конференция студентов и молодых ученых «Перспективы развития фундаментальных наук», 23–26 апреля 2013, – Томск.

47. **Кахиев, Р.Н.** Проблемы безопасности при эксплуатации подъемных сооружений / Р.Н. Кахиев, Д.Ю. Орлов, Д.Е. Жарченко // III Всероссийская научно-практическая конференция студентов и молодых ученых «Неразрушающий контроль: электронное приборостроение, технологии, безопасность, 27–31 мая 2013 г.» – ТПУ, 2013.

48. Кононенко, Е.В. Электрические машины: учебное пособие для вузов / Е.В. Кононенко, Г.А. Сипайлов, К.А. Хорьков. – М.: Высшая школа, 1975. – 279 с.
49. Контроль тормозного момента в электрических лебедках / Ю.А. Орлов, Д.Ю. Орлов, Д.П. Столяров, **Р.Н. Кахиев** // Интерстроймех – 2011: Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, Беларусь, 2011. – С. 302–306.
50. Копылов, И.П. Математическое моделирование электрических машин: учеб. для вузов. / И.П. Копылов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2001. – 327 с.
51. Копылов, И.П. Электрические машины / И.П. Копылов. – М.: Высшая школа, 2000. – 219 с.
52. Копылов, И.П. Справочник по электрическим машинам: В 2 т./ И.П. Копылов // под общ. ред. И.П. Копылова и Б.К. Клокова. Т. 1. – М.: Энергatomиздат, 1988. – 456 с.
53. Коровин, К.В. Новые приборы безопасности для кранов / К.В. Коровин // Подъемно-транспортное дело. – 2004. – №4. – С.11 – 12.
54. Котельников, В.С. Состояние травматизма при эксплуатации подъемных сооружений в 2001 г. / В.С. Котельников // Безопасность труда в промышленности, 2002, № 3. – С. 18–22.
55. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование: учеб. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Мн.: УП «Технопринт», 2001. – 290 с.
56. Лифты: учебник для вузов / под общей ред. Д.П. Волкова – М.: Изд-во АСВ, 1999. – 480 с.
57. Мельников, В.Ю. Датчик контроля координат трехфазного электродвигателя / В.Ю. Мельников, Е.Г. Бородацкий // Датчики электрических и неэлектрических величин: тез. докл. к первой международной конференции. – Барнаул, 1993. – С. 121–122.
58. Мельников, В.Ю. Косвенный метод контроля крутящего момента асинхронного электродвигателя / В.Ю. Мельников, А.Д. Умурзакова // Материалы II международной научно-практической конференции «Наука и образование в XXI веке: динамика развития в евразийском пространстве», Павлодар, 2011. – с. 65–67.

59. Мельников, В.Ю. Способ измерения угловой скорости вращения асинхронного трехфазного электродвигателя / В.Ю. Мельников, А.Д. Умурзакова // В сб. Труды региональной научно-технической конференции молодых ученых, студентов, аспирантов (с международным участием) « Новые технологии на транспорте в энергетике и строительстве», Омск, 2010. – С. – 118–122.

60. Мониторинг параметров приводного двигателя механизма подъема электрического крана / Д.П. Столяров, Ю.А. Орлов, Г.И. Однокопылов, Д.Ю. Орлов, И.Г. Однокопылов; Том. гос. архит.-строит. ун-т., – Томск, 2008. – 11 с. – Рус. деп. в ВИНТИ 04.05.08 № 377-B2008.

61. Муравлев, О.П. Теория точности и ее использование для ресурсосбережения при проектировании и изготовлении электрических машин. / О.П. Муравлев, О.О. Муравлева // В материалах Известия ТПУ Томск: Изд-во ТПУ, 2003. Т. 306, № 1. – С. 152–157.

62. Муравлев, О.П. Асинхронные двигатели как основа энергосберегающих технологий в регулируемом электроприводе. / О.П. Муравлев, О.О. Муравлева, П.В. Тютеева // В сб. «Актуальные проблемы ресурсо- и энергосберегающих электротехнологий АПЭЭТ-06». – Материалы Всероссийской научн.-техн. конф. 19 – 21 апреля 2006 г. Екатеринбург, 2006.– С. 286–291.

63. Ограничители предельного груза ОПГ-1-16, ОПГ-1-17// Руководство по эксплуатации НПКУ.408844.011-08 РЭ. [Электронный ресурс] //URL://http://oovira.ru/files/НПКУ_ОПГ1_08РЭ_090626.doc

64. Орлов, Д.Ю. Повышение безопасности эксплуатации кранов мостового типа на основе ограничителя грузоподъемности с расширенными функциональными возможностями: автореф. дис. ... канд. технич. наук: 05.05.04 / Орлов Денис Юрьевич. – ТГАСУ, 2004. – 22 с.

65. Орлов, Д.Ю. Математическая модель асинхронного двигателя с электромагнитным тормозным устройством / Д.Ю. Орлов, И.Г. Однокопылов, Ю.Н. Дементьев // Современная техника и технологии: труды IX Междунар. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. В 2-х т.- Томск: Изд-во Томского политехн. ун-та, 2003. – Т.1. – С. 280–282.

66. Орлов, Д.Ю. Повышение надежности и безопасности эксплуатации грузоподъемных кранов мостового типа / Д.Ю. Орлов, Г.И. Однокопылов, Ю.А. Орлов // Архитектура и строительство. Наука, образование, технологии, рынок: тез. докл. науч.-техн. конф. Секция «Совершенствование технологий строительного производства, повышение эффективности труда, уровня технической надежности». – Томск: Изд-во ТГАСУ, 2002. – С. 93.

67. Патент № 2081013 на изобретение, МПК В60Т17/22, F16D66/00. Способ контроля работы тормоза и устройство для осуществления контроля работы колодочного тормоза / А. Верийон, Ж.Л. Кавалло. – № 5010930/28; Заявл. 06.03.1992; Оpubл. 10.06.1997.

68. Патент № 2128794 на изобретение, МПК F16D66/02. Дисковый тормоз повышенной безопасности / Х.Б. Симон, Х.К. Оливерас. – № 96115916/28; Заявл. 22.12.1994; Оpubл. 10.04.1999.

69. Патент № 2326480 на изобретение, МПК Н02Н7/09, Н02Н7/12. Способ управления и обеспечения живучести трехфазного асинхронного двигателя / Г.И. Однокопылов. – Заявл. 04.04.2007; Оpubл. 10.06.2008.

70. Патент № 2331572 на изобретение, МПК В66С 23/90, В66С23/88. Способ ограничения грузоподъемности электрического крана / Ю.А. Орлов, Д.Ю. Орлов, Ю.Н. Дементьев, Г.И. Однокопылов, И.Г. Однокопылов. – № 2006147162/11; Заявл. 28.12.2006; Оpubл. 20.08.2008.

71. Патент № 2354604 на изобретение, МПК В66С 23/90, В66С13/16. Способ ограничения грузоподъемности крана мостового типа / Д.П. Столяров, Ю.А. Орлов, Д.Ю. Орлов, Г.И. Однокопылов, И.Г. Однокопылов. – №2007141135; Заявл. 06.11.2007; Оpubл. 10.05.2008.

72. Патент № 2381984 на изобретение, МПК В66С 13/16. Устройство для определения веса груза мостового крана / Х.А. Кадыров. – № 2008131168/11; Заявл. 28.07.2008; Оpubл. 20.02.2010.

73. Патент № 2385529 на изобретение, МПК Н02Р21/14, Н02Р23/14 . Способ оптимальной оценки частоты вращения асинхронного двигателя и система

для его реализации / В.Г. Букреев, В.С. Лаходынов, Д.С. Аксенов. – № 2008136335/09; Заявл. 09.09.2008; Оpubл. 27.03.2010.

74. Патент № 2455223 на изобретение, МПК В66D5/00. Способ контроля тормозного момента механизма подъема с электроприводом / Ю.А. Орлов, Д.Ю. Орлов, Д.П. Столяров, **Р.Н. Кахиев**. – № 2011101046/11; Заявл. 02.12.2011; Оpubл. 10.07.2012.

75. Патент № 2464220 на изобретение, МПК В66С 13/16. Тензометрическая ось для измерения нагрузки на крюке грузоподъемного крана / В.А. Потапов, Ю.Ф. Тимин, М.В. Корников. – № 2011111124/11; Заявл. 24.03.2001; Оpubл. 20.10.2012.

76. Патент № 2483016 на изобретение, МПК: В66С 1/40, В66С 23/88, В66С 13/16, G01G3/12, G01G3/14 Ограничитель нагрузки грузоподъемного крана / В.А. Коровин, К.В. Коровин. – № 2011135375/11; Заявл. 24.08.2011; Оpubл. 27.05.2013.

77. Патент № 2496707 на изобретение, МПК В66В5/00. Способ контроля тормозной системы в лифтовой установке и соответствующее устройство видеоконтроля за тормозной системой лифтовой установки / А. Дорш, Ф. Анно. – № 2011110243/11; Заявл. 03.08.2009; Оpubл. 27.09.2012.

78. Писаренко, Г.С. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев: Наукова думка, 1971. – 375 с.

79. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов – (ПБ 10-382-00). – М.: ПИО ОБТ, 2000. – 268 с.

80. Приказ Ростехнадзора от 12.11.2013 N 533 Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» (Зарегистрировано в Минюсте России 31.12.2013 N 30992).

81. Промышленная безопасность при эксплуатации грузоподъемных кранов: сборник документов. – М.: НТЦ «Промышленная безопасность», 2003. – Сер.10. – Вып. 7.

82. Радин, В.И. Электрические машины: Асинхронные машины: учеб. для электромех. спец. вузов / В.И. Радин, Д.Э. Брускин, А.Е. Зорохович // под ред. И.П. Копылова. – М.: Высш. шк., 1988. – 328 с.

83. РД 10-399-01 Требования к регистраторам параметров грузоподъемных кранов.

84. Регистратор параметров работы крана мостового типа / Ю.А. Орлов, Д.Ю. Орлов, Д.П. Столяров, **Р.Н. Кахиев** // Механизация строительства: Всероссийский ежемесячный научно-технический и производственный журнал. – 2015/ – № 8 (854)

85. Самарский, А.А. Математическое моделирование. Идеи. Методы. Примеры. / А.А. Самарский, А.П. Михайлов // – 2-е. изд., испр. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002. – 320 с.

86. Семыкина, И.Ю. Испытательный комплекс для оценки режимов работы электроприводов горных машин / И.Ю. Семыкина, А.В. Киселев, Р.А. Кольцов // Журнал научных публикаций аспирантов и докторантов. – 2012. – № 9(75). – С. 82–87.

87. Семыкина, И.Ю. Энергетические и динамические характеристики регулируемого асинхронного электропривода / И.Ю. Семыкина, В.М. Завьялов, С.Г. Нехлебова // Вестн. КузГТУ. – 2011. – №6. – С. 45–49.

88. Синельников, А.В., Дроздов В.Н. Расчетные методы определения остаточного ресурса несущих металлоконструкций грузоподъемных кранов / А.В. Синельников, В.Н. Дроздов // Вестник АГТУ. – 2012. – №1 – С. 62–65.

89. Сипайлов, Г.А. Математическое моделирование электрических машин / Г.А. Сипайлов, А.В. Лоос. – Томск: Типография ТПИ, 1975. – 364 с.

90. Соколов, М.М. Измерение динамических моментов в электроприводах переменного тока / М.М. Соколов. – М.: Энергия, 1975. – 276 с.

91. Соколов, С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин: учебное пособие / С.А. Соколов – СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.

92. Соколов, С.А. Строительная механика и металлические конструкции машин: учебное пособие / С.А. Соколов – СПб.: Политехника, 2011. – 425 с.

93. Способ ограничения грузоподъемности крана мостового типа / Ю.А.Орлов, Д.Ю. Орлов, Д.П. Столяров, **Р.Н. Кахиев** // Сборник научных трудов Лесотехнического института / Томский государственный архитектурно-строительный университет, Лесотехнический институт; редкол.: Э.И. Удлер (гл. ред.) [и др.]. – Вып. 4. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2009. – 187 с.

94. Способ контроля состояния тормоза лебедки с электроприводом / Ю.А. Орлов, Д.Ю. Орлов, Д.П. Столяров, **Р.Н. Кахиев** // Горное машиностроение: сборник материалов. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала) Mining informational and analytical Bulletin (scientific and technical journal). – 2011 / – № OB2 – 488 с.

95. Справочник по кранам: характеристики материалов и нагрузок. / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, Е.И. Звягин [и др.] // Т.1. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / Под общ. ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988. – 536 с.

96. Справочник по электрическим машинам. В 2 т. Т. 1. / Под общ. ред. И. П. Копылова и Б. К. Клокова. – М.: Энергоатомиздат, 1988, – 456 с.

97. СТ СЭВ 1067-84 Техника безопасности. Краны грузоподъемные. Требования к тормозам.

98. Стецюк, А.Е. Основы технической диагностики. Теория распознавания: учеб. пособие / А.Е. Стецюк, Я.Ю. Бобровников. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2012. – 69 с.

99. Столяров, Д.П. Совершенствование системы защиты и контроля технического состояния крана мостового типа: автореф. дис. ... канд. технич. наук: 05.02.02 / Столяров Дмитрий Петрович; – ТГАСУ, 2010. – 22 с.

100. Сушинский, В.А. Концепция развития технического обеспечения безопасности грузоподъемных машин / В.А. Сушинский // Подъемно-транспортное дело. – 2009. – №4. – С.10 – 12.

101. Сушинский, В.А. Приборы безопасности грузоподъемных кранов. Часть I./ В.А. Сушинский, Д.М. Маш, Н.А. Шишков // – М. Центр учебных и информационных технологий, 1996

102. Сушинский, В.А. Применение и перспективы развития приборов и систем безопасности грузоподъемных кранов / В.А. Сушинский // Подъемно-транспортное дело. – 2004. – № 4. – С. 7 – 11.

103. Сыромятников, И.А. Режимы работы асинхронных и синхронных двигателей / И.А. Сыромятников // – 4-е изд., перераб. и доп. / Под ред. Л.Г. Мамиконянца. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.

104. Тарасик, В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В.П. Тарасик. – Мн.: ДизайнПРО, 2004. – 640 с.

105. Таубер, Б.А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов / Б.А. Таубер. – 4-е изд., перераб. и допол. – М.: Лесн. Пром-сть, 1980. – 456 с.

106. Терехин, В.Б. Моделирование систем электропривода в Simulink (Matlab 7.0.1): учебное пособие / В.Б. Терехин; Национальный исследовательский Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. – 292 с.

107. Тимин, Ю.А. Приборы и устройства безопасности ЗАО «ИТЦ КРОС» для подъемных сооружений / Ю.А. Тимин, М.В. Корников // Подъемно-транспортное дело. – 2014. – № 1–2. – С.19–22.

108. Тимин, Ю.Ф. Ограничители грузоподъемности типа ОГШ / Ю.Ф. Тимин, В.А. Потапов // Подъемно-транспортное дело. – 2004. – № 1. – С. 20–24.

109. Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, В.Н. Новожилов; Под общ. ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.

110. Тун, А.Я. Системы контроля скорости электропривода / А.Я. Тун. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 168 с.

111. Федеральный закон от 21.07.1997 N 116-ФЗ (ред. от 02.07.2013) «О промышленной безопасности опасных производственных объектов»

112. Федосеев, В.Н. Дисково-колодочные тормоза подъемно-транспортных машин / В.Н. Федосеев. – М.: НИИинформтяжмаш, 1978. – № 6–78 – 30. – 56 с.

113. Шенфер, К.И. Асинхронные машины / К.И. Шенфер. – М.: Энергоиздат, 1938.

114. Шеффлер, М. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин: [Сокр. пер. с нем.] / М. Шеффлер, Г. Пайер, Ф. Курт. – М.: Машиностроение, 1980. – 255 с.

115. Щеткин, Р.В. Характерные дефекты концевых балок опорных мостовых кранов и методы их устранения при ремонте и модернизации / Р.В. Щеткин // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. – 2011. – С. 107–118.

116. Энергетический мониторинг электроприводов как средство повышения надежности и безопасности эксплуатации подъемных сооружений / Ю.А. Орлов, Д.Ю. Орлов, Д.П. Столяров, **Р.Н. Кахиев** // Современные тенденции в науке и образовании: Сборник научных трудов по материалам научно–практической конференции 3 марта 2014 г. В 6 частях. Часть III. М.: «АР-Консалт», 2014 г. – 175 с.

117. Электропривод и основы управления / Г.П. Хализев. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 384 с.

118. Яновски, Л. Проектирование механического оборудования лифтов: монография / Л. Яновски. – 3-е издание: – М.: Издательство АСВ, 2005, – 336 с.

119. Яуре, А.Г. Крановый электропривод: справочник / А.Г. Яуре, Е.М. Певзнер. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 344 с.

120. Holtz, J. Speed estimation and sensorless control of ac drivers / J. Holtz // International conference of industrial Electronics, Control, and Instrumentation. – 1993. P.: 649–654.

121. Holzweißig, F. Torsionsschwingungen in Motorradmotoren / F. Holzweißig, F. Welzk // Maschinenbautechnik. – 1972. – № 10 – S. 441– 443.
<http://www.protown.ru/information/hide/7907.html>, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. рус. (дата обращения: 28.03.2012).

122. Marchesoni, M.A. Simple Approach to Flux and speed Observation in induction Motor Drivers / P. Segarich, E Soressi// In Proc. IECON`94. –1994. –V.I. – P.30 –310.

123. Matsuse, K. Sensorless control of AC Motor drivers / K. Matsuse. – IEEE press book. – 1996.
124. Tung-Hai Chin. Approaches for vector control of induction Motor without speed Sensor / Tung-Hai Chin // in Proc. IECON`94. –1994. –V.3. – P. 1616–1620.
125. Vas, Peter. Sensorless vector and direct torque control/ Peter Vas. – Oxford University press. –1998.

ПРИЛОЖЕНИЕ



Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
"Томский государственный архитектурно-строительный университет"

УТВЕРЖДАЮ
проректор по учебной
работе д.т.н., профессор
Дзюбо В. В.

«21» июня 2016 г.

АКТ
внедрения результатов диссертационной работы ассистента
кафедры «Общая электротехника и автоматика» (ЭиА) ТГАСУ
Кахиева Руслана Наримановича

В диссертационной работе Кахиева Р.Н. выполненной на тему «Электроприводы грузоподъемных лебедок с повышенной безопасностью» проведены теоретические и экспериментальные исследования работы приводов лебедок барабанного типа и с канатоведущим шкивом.

В учебный процесс кафедры «Общая электротехника и автоматика» (ЭиА) Томского государственного архитектурно-строительного университета внедрены следующие результаты:

- математические модели лебедок барабанного типа и с канатоведущим шкивом, позволяющие исследовать динамические и статические режимы работы с учетом жесткости канатов, демпфирующего эффекта, электромеханических потерь энергии, изменения электромагнитного момента приводного двигателя;
- физическая модель лебёдки с канатоведущим шкивом и экспериментальная установка позволяющая исследовать влияние массы поднимаемого груза и величины тормозного момента на рабочие характеристики приводного двигателя.

Разработанные математические модели и физическая модель используются в учебном процессе кафедры ЭиА при подготовке специалистов по направлению 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» по дисциплине «Электрооборудование ПТСДМиО» и учебно-исследовательской работе студентов для повышения качества подготовки обучающихся.

Заведующий кафедрой ЭиА
ТГАСУ к.т.н., доцент

Ю. А. Орлов



Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
"Томский государственный архитектурно-строительный университет"

УТВЕРЖДАЮ
проректор по учебной
работе д.т.н., профессор
Дзюбо В. В.
«25» _____ 2016 г.

АКТ
внедрения результатов диссертационной работы ассистента
кафедры «Общая электротехника и автоматика» (ЭиА) ТГАСУ
Кахиева Руслана Наримановича

В диссертационной работе Кахиева Р.Н. выполненной на тему «Электроприводы грузоподъемных лебедок с повышенной безопасностью» проведены теоретические и экспериментальные исследования работы привода лебедок барабанного типа и с канатоведущим шкивом.

В учебный процесс кафедры «Строительные и дорожные машины» Томского государственного архитектурно-строительного университета внедрены следующие результаты:

- математические модели лебедок барабанного типа и с канатоведущим шкивом позволяющие проводить исследования влияния эксплуатационных нагрузок на электромеханические процессы протекающие в приводном двигателе;
- разработанный алгоритм расчета коэффициента нагружения грузоподъемной лебедки по электрическим характеристикам;
- способ контроля величины тормозного момента позволяющий контролировать техническое состояние тормоза грузоподъемной электрической лебедки по критерию работоспособности.

Полученные результаты используются в учебном процессе при подготовке специалистов по направлению 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» по дисциплинам «Математическое моделирование механических систем», «Промышленная безопасность эксплуатации наземных и надземных крановых сооружений» и учебно-исследовательской работе студентов для повышения качества подготовки выпускаемых специалистов.

Декан МТФ
ТГАСУ д.т.н., профессор

В.Г. Ананин



634012, г. Томск, ул. Елизаровых, 46/5,
тел./факс (3822) 90-74-09, 900-810,
e-mail: mail@setc.ru, сайт: www.setc.ru

ИНН/КПП 7021057804/702101001, ОГРН 1027000860567

«УТВЕРЖДАЮ»
Генеральный директор ООО «СЭТК»



АКТ

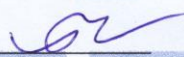
Об использовании результатов диссертационной работы Кахиева Р.Н.
«Электроприводы грузоподъемных лебедок с повышенной безопасностью»
представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по
специальности 05.09.03 – Электротехнические комплексы и системы

Настоящим актом подтверждается, что ниже приведенные результаты
диссертационной работы внедрены и используются в ООО «Сибирская
электротехническая компания»:

- метод измерения статического момента на валу электродвигателя при помощи
кратковременного замыкания тормоза при работающем электродвигателе;
- метод определения момента создаваемого тормозом по зависимости тормозного
момента от изменения потребляемой активной мощности.

Результаты диссертационной работы Кахиева Р.Н. используются при разработке
устройства для комплектных электроприводов механизмов подъема грузоподъемных
машин с функциями контроля технического состояния и регистрации величины
наработки.

Зам. Генеральный директор ООО «СЭТК»
по качеству и инновациям, к.т.н


А. Э. Гусельников
СЭТК
СИБИРСКАЯ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКАЯ КОМПАНИЯ



Общество с ограниченной ответственностью «Азбука окон плюс»

Адрес: 634050, г. Томск, ул. Энергетическая, 6,
ИНН 7017349811 КПП 701701001, ОГРН 1147017005046
Расч./счет 40702810564000000803, Томское ОСБ 8616/103, г. Томск, БИК 046902606,
корр./счет 30101810800000000606, тел./факс: 8 (3822) 676969, 672580, 677588
E-mail: az-on@list.ru

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы Кахиева Р.Н.

«Электроприводы грузоподъемных лебедок с повышенной безопасностью»

Результаты диссертационной работы ассистента кафедры «Общая электротехника и автоматика» Томского государственного архитектурно-строительного университета Кахиева Р.Н. были внедрены на предприятие ООО «Азбука Окон Плюс» с целью повышения безопасной эксплуатации стационарно установленной лебедки:

- алгоритм работы устройства контроля технического состояния тормоза электрической грузоподъемной лебедки;
- блок-схема устройства контроля величины тормозного момента по потребляемой активной мощности приводного асинхронного двигателя.

Использование результатов работы позволяют произвести контроль технического состояния тормоза лебедки перед началом работ.

Директор ООО «Азбука Окон Плюс»

Антипенко А.М. 15.12.2015



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 455 223** ⁽¹³⁾ **C1**

(51) МПК
B66D 5/00 (2006.01)

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2011101046/11, 12.01.2011
(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
12.01.2011
Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: 12.01.2011
(45) Опубликовано: 10.07.2012 Бюл. № 19
(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: RU 2354604 C1, 10.05.2009. US 20110001101
A1, 06.01.2011. CN 101402438 A, 08.04.2009. KR
976569 B1, 17.08.2010.
Адрес для переписки:
634003, г.Томск-3, пл. Соляная, 2, ТГАСУ,
патентный отдел

(72) Автор(ы):
Орлов Юрий Александрович (RU),
Орлов Денис Юрьевич (RU),
Столяров Дмитрий Петрович (RU),
Кахиев Руслан Нариманович (RU)
(73) Патентообладатель(и):
Государственное образовательное
учреждение высшего профессионального
образования "Томский государственный
архитектурно-строительный университет"
(ГОУВПО "ТГАСУ") (RU),
Общество с ограниченной
ответственностью "Тепромес" (ООО
"Тепромес") (RU)

(54) СПОСОБ КОНТРОЛЯ ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА С ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

(57) Реферат:
Изобретение относится к области
тормозных устройств для подъемных
механизмов. Для осуществления контроля
тормозного устройства механизма подъема с
помощью датчика активной мощности
измеряют величину потребляемой активной
мощности электродвигателя в режиме работы
механизма подъема с разомкнутым исправным
тормозным устройством, затем
кратковременно замыкают исправное
тормозное устройство и измеряют величину

потребляемой активной мощности
электродвигателя при замкнутом тормозном
устройстве. Определяют разность значений
потребляемых активных мощностей
электродвигателя механизма подъема при
замкнутом и разомкнутом состояниях
контролируемого тормозного устройства,
которую сравнивают с эталонным значением,
при их равенстве тормозное устройство
считают исправным. Достигается повышение
безопасности. 3 з.п. ф-лы, 3 ил.

RU 2 4 5 5 2 2 3 C 1

RU 2 4 5 5 2 2 3 C 1