

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
"УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ"

На правах рукописи



ХАРИСОВ ИЛЬДАР РИШАТОВИЧ

**АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОВЫМ
ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ МАГИСТРАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОВОЗА
С ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРОЙ**

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Специальность 2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

Научный руководитель:
доктор технических наук,
ст. науч. сотр.
Карякин Александр Ливиевич

Екатеринбург – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОВЫМ ПРИВОДОМ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОГО СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ.....	12
1.1 Общие сведения о проблеме исследования.....	12
1.2 Коэффициент сцепления колеса и рельса.....	14
1.3 Структура тягового электропривода локомотива.....	19
1.4 Система автоматического управления тяговым электроприводом...	24
1.4.1 Система управления тяговым двигателем.....	25
1.4.2 Система управления тяговым усилием.....	30
1.4.3 Определение линейной скорости поезда.....	31
1.4.4 Определение боксования.....	32
1.4.5 Определение расчетного момента.....	33
1.4.6 Определение величины и скорости изменения момента тягового двигателя.....	34
1.5 Классификация способов управления тяговым приводом в режиме реализации предельных усилий.....	34
1.6 Выводы.....	36
ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА МАГИСТРАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОВОЗА.....	37
2.1 Постановка задачи исследования.....	37
2.2 Модель силовой части тягового асинхронного электропривода.....	37
2.3 Модель системы векторного управления.....	42
2.4 Модель автономного инвертора напряжения с ШИМ.....	45
2.5 Синтез регуляторов тока и регулятора потокосцепления.....	47
2.6 Результаты моделирования и верификация.....	48

2.7 Представление модели тягового привода со структурой «преобразователь частоты – асинхронный двигатель» аperiodическим звеном первого порядка	57
2.8 Расчет механической части тягового электропривода.....	61
2.9 Расчет момента сцепления и коэффициента сцепления.....	72
2.10 Выводы.....	78
ГЛАВА 3. СТРУКТУРА И ЗАКОН УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ МАГИСТРАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОВОЗА В РЕЖИМЕ ИЗБЫТОЧНОГО СКОЛЬЖЕНИЯ.....	
3.1 Постановка задачи исследования.....	81
3.2 Входные и выходные переменные системы управления тяговым электроприводом электровоза с поосным регулированием силы тяги...	82
3.3 Структурный синтез системы управления тяговым усилием.....	84
3.4 Математическое описание адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой.....	85
3.5 Выводы.....	97
ГЛАВА 4. КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА В РЕЖИМАХ ИЗБЫТОЧНОГО СКОЛЬЖЕНИЯ.....	
4.1 Задачи разработки компьютерной модели тягового электропривода и его моделирования.....	100
4.2 Структура и описание модели.....	101
4.3 Моделирование системы в режиме отсутствия избыточного скольжения колесной пары.....	106
4.4 Сравнение работы классического ПИ-регулятора и адаптивного ПИ-регулятора в режимах избыточного скольжения.....	108
4.5 Сравнение эффективности использования изменяемой уставки и постоянной уставки скольжения.....	113
4.6 Выводы.....	119

ГЛАВА 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АСИНХРОННОГО ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА НА МОДЕЛИ И ОБЪЕКТЕ.....	121
5.1 Задачи экспериментального исследования тягового электропривода.....	121
5.2 Описание стенда полунатурного моделирования.....	121
5.3 Результаты экспериментов на стенде полунатурного моделирования.....	124
5.4 Описание объекта эксперимента.....	130
5.5 Результаты экспериментов на объекте.....	131
5.6 Техничко-экономический эффект при эксплуатации электровоза ЗЭС8 с адаптивной системой управления тяговым электроприводом с переменной структурой.....	141
5.7 Выводы.....	143
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	145
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	149
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	166
Акт внедрения результатов диссертационной работы.....	166

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Железнодорожные грузоперевозки являются важной составляющей в производственных процессах страны. На электрифицированных участках железных дорог для перевозки используются магистральные электровозы. Особенностью эксплуатации электровозов являются часто изменяющиеся условия сцепления, связанные, в том числе, с изменениями погодных условий, наличием обильной растительности в зоне головки рельса, наличием масляных пятен на рельсе. Причем, если масляные пятна снижают величину коэффициента сцепления до малой величины, но при этом оказывают локальное влияние на изменение силы тяги электровоза, то выпадение осадков является глобальным фактором, влияющим на величину силы тяги электровоза на участке эксплуатации. Например, встречаются случаи, когда при выпадении осадков электровоз не может въехать в подъем по причине боксований колесных пар и останавливается. Боксованием называют режим избыточного скольжения колесной пары, при котором точка на кривой сцепления смещается вправо относительно точки максимального скольжения.

Эффективная реализация силы тяги по текущим условиям сцепления обеспечивает оптимальные кинематические параметры движения электровоза, что приводит к минимизации финансовых издержек и своевременной доставки грузов. На реализацию силы тяги в первую очередь влияет электрический привод магистрального электровоза, в том числе входящие в его состав системы управления. Системы управления магистральным электровозом включают: систему управления верхнего уровня, отвечающую за взаимодействие машиниста с остальными системами электровоза; систему управления электроприводом; систему управления тяговым усилием.

Система управления тяговым усилием предназначена для реализации силы тяги по текущим условиям сцепления. Основной задачей системы

является поддержание эффективного скольжения колесной пары в случае возникновения боксований колёсных пар.

В обычных условиях эксплуатации тяговое усилие задает машинист на основании известных значений скоростей движения на участке пути. Однако при ухудшении условий сцепления машинист не может поддерживать эффективное скольжение и, следовательно, необходимое тяговое усилие. Поэтому необходимо автоматически регулировать тяговое усилие для поддержания оптимальной скорости скольжения колесных пар, обеспечивающей максимально возможный коэффициент сцепления по текущим условиям. Таким образом, актуальной является разработка системы автоматического управления тяговым электроприводом с переменной структурой, имеющей два автоматически переключаемых канала управления: канал регулирования непосредственно от задания машиниста и канал регулирования для поддержания оптимальной скорости скольжения.

Степень разработанности темы исследования. Исследования в области систем управления электроприводом проводились следующими учеными: А.С. Анучиным, А.Е. Козяруком, А.Б. Виноградовым, В.И. Ключевым, Соколовским Г.Г. и многими другими. Значительный вклад в разработку в области тягового привода внесли такие ученые, как А.А. Зарифьян, П.Г. Колпахчян, Петров П. Ю. и другие. Вопросами физики сцепления в точке контакта «колесная пара – рельс» посвящены работы Г.В. Самме, Р. Льюиса и других ученых. Значительный вклад в разработку систем управления тяговым усилием внесли П. Пищик, С. Кадоваки, К. Охиши и другие ученые.

Однако в большинстве работ недостаточно рассмотрены вопросы построения систем управления тяговым усилием или рассмотрены только теоретически.

Целью диссертационной работы является реализация оптимальных кинематических режимов движения магистрального электровоза с асинхронным тяговым приводом в условиях изменения сцепления колесной пары и рельса, по критерию максимального ускорения состава, путем применения новой адаптивной системы управления тяговым приводом с переменной структурой.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи.

Задачи исследования:

- 1) исследование условий сцепления в зоне контакта колеса и рельса;
- 2) анализ структур тягового привода на современном подвижном составе;
- 3) анализ и классификация алгоритмов управления тяговым приводом подвижного состава;
- 4) математическое моделирование тягового электропривода со структурной схемой «преобразователь частоты – асинхронный двигатель»;
- 5) разработка структуры и закона управления тяговым электроприводом в режиме избыточного скольжения;
- 6) разработка компьютерной модели тягового электропривода магистрального электровоза в режимах с избыточным скольжением и без избыточного скольжения;
- 7) моделирование адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой в режимах избыточного скольжения и без избыточного скольжения на компьютерной модели;
- 8) разработка стенда полунатурного моделирования и моделирование адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой в режимах с избыточным скольжением и без избыточного скольжения;

9) проведение экспериментальных исследований на объекте в условиях промышленной эксплуатации с весом поезда не менее двух тысяч тонн.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Предложена классификация способов управления тяговым приводом в режимах предельных усилий, отличающаяся тем, что классификационными признаками являются функции, выполняемые системой управления тяговым усилием, что позволяет определять перспективные направления исследований в области тягового электропривода;

2. Разработан метод поиска оптимальной скорости скольжения колесной пары в режиме избыточного скольжения, отличающийся тем, что скорость скольжения колесной пары определяют по таблице зависимости скорости скольжения от момента сцепления, составленной по результатам испытаний при выпуске электровоза с производства.

3. Предложена комплексная математическая модель тягового электропривода позволяющая исследовать системы управления тяговым усилием в соответствии с классификацией систем управления тяговым усилием, отличающаяся наличием подсистемы определения эффективности скольжения колесной пары и блока, имитирующего задержку сигнала при передаче данных.

4. Разработан адаптивный пропорционально-интегральный регулятор, реализующий закон управления тяговым моментом электродвигателя, отличающийся тем, что на основании сигнала ошибки вычисляют корректирующий коэффициент пропорциональной части передаточной функции регулятора;

5. Предложен критерий оценки эффективности работы автоматической системы управления тяговым усилием в режиме избыточного скольжения при моделировании системы управления тяговым усилием на компьютерной модели.

Для решения поставленных в диссертационной работе задач использованы **методы** теории автоматического управления, теории электропривода, теории электрической тяги и имитационного моделирования. Компьютерная математическая модель была разработана в пакете Matlab/Simulink. Экспериментальные исследования проведены на стенде гибридного моделирования и непосредственно на объекте – электровозе 3ЭС8 в условиях промышленной эксплуатации с весами поезда более двух тысяч тонн.

Положения, выносимые на защиту:

1. Структурная схема и принцип работы адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой магистрального электровоза;
2. Нелинейный закон управления, реализуемый с помощью адаптивного пропорционально-интегрального регулятора;
3. Метод определения оптимальной скорости скольжения в режиме избыточного скольжения;
4. Методика косвенного измерения момента и коэффициента сцепления для применения в адаптивной системе управления тяговым электроприводом;
5. Результаты математического моделирования разработанной адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой магистрального электровоза;
6. Методика и результаты экспериментального исследования адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой магистрального электровоза на стенде полунатурного моделирования и в условиях промышленной эксплуатации.

Основные практические результаты работы заключаются в следующем:

1. Применение адаптивного пропорционально-интегрального регулятора позволяет компенсировать возмущающие воздействия от пути и механической части магистрального электровоза.

2. Применение метода поиска оптимальной скорости скольжения колесной пары в режиме избыточного скольжения позволяет определять текущее задание по скорости скольжения колесной пары при изменении коэффициента сцепления.

3. Предложена структура полунатурного стенда для проведения экспериментальных исследований законов управления тяговым электроприводом, в состав которого входят: одноплатные ЭВМ и персональный компьютер, связь между которыми осуществляется по интерфейсам Ethernet и CAN. Стенд позволяет проводить испытания в реальном масштабе времени и проводить исследования тягового привода в условиях изменения коэффициента сцепления.

4. Применение разработанной адаптивной системы тяговым приводом, позволяет определять и реализовывать эффективное скольжение колесной пары и как следствие обеспечивать оптимальные кинематические режимы движения магистрального электровоза с асинхронным тяговым приводом.

Достоверность полученных результатов обеспечивается обоснованностью используемых теоретических зависимостей и принятых допущений, применением известных математических методов; подтверждается качественным и количественным согласованием результатов теоретических исследований с экспериментальными данными, полученными, в том числе, в промышленной эксплуатации на магистральных путях ОАО «РЖД» и внутренних путях откатки железной руды на железорудных карьерах.

Апробация работы. Результаты работы обсуждались и получили одобрение на международной научно-практической конференции «Уральская

горная школа – регионам» в 2022 году и 2024 году, на семинаре «Актуальные вопросы электропривода – 95 лет кафедре АЭП МЭИ» в 2025 году и на XXII международном симпозиуме «Eltrans — 2025».

Реализация и внедрение результатов работы. Результаты практического использования полученных в диссертации исследований подтверждены соответствующим актом, представленным в приложении к диссертации.

Публикации. Результаты опубликованы в 5 печатных работах, включая 3 статьи в научных журналах, входящих в перечень журналов ВАК России и/или Scopus, 2 работы в трудах научно-практических конференций. Получены 10 патентов, из которых 7 - изобретения, а 3 - полезные модели.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти разделов, заключения и списка литературы. Работа изложена на 166 страницах, в том числе: 102 рисунка, 23 таблицы и одно приложение. Список литературы содержит 119 наименований.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОВЫМ ПРИВОДОМ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОГО СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ

1.1. Общие сведения о проблеме исследования

Увеличение скорости железнодорожных перевозок является важнейшей задачей на протяжении всей истории развития железных дорог мира. В то время, как средняя скорость пассажирских перевозок на некоторых участках в Российской Федерации уже давно превысила порог в 100 км/ч, средняя скорость грузоперевозок не превышает 50 км/ч. Объясняется это тем, что масса пассажирского поезда намного меньше массы грузового поезда. Во многом масса поезда влияет на требования к реализации графика заданной скорости. Так, например, для достижения одной и той же скорости грузовому и пассажирскому поезду требуется реализовать разные тяговые усилия. Под реализуемой силой тяги понимают ту силу тяги, которая непосредственно приводит в движение подвижной состав. Тягового усилие, большее по величине, чем сила сцепления, приводит к избыточному скольжению колесной пары, что влечет за собой повышенный износ рельса, колесной пары, расход песка в бункере локомотива, и уменьшение скорости локомотива. В свою очередь, низкая сила трения качения является одним из главных преимуществ железной дороги [1].

Однако низкая сила трения качения порождает появление избыточного скольжения при тяговых усилиях в процессе движения состава, превышающих по величине саму силу трения качения. Дополнительным фактором уменьшения силы трения является загрязнение поверхности рельс опавшими листьями, поросшей растительностью и вытекшим маслом с буксовых узлов колесных пар, осаждение осадков на головках рельс и волнообразный износ рельс.

Главным показателем реализации силы тяги является коэффициент сцепления, мгновенное значение которого главным образом определяется

состоянием контакта в точке колесо-рельс. Регулируя величину скольжения, можно изменить коэффициент сцепления и реализуемую силу тяги. Следовательно, одним из важнейших функциональных качеств электропривода локомотива является способность поддерживать максимально возможный коэффициент сцепления. Поддержание максимально возможного коэффициента сцепления достигается путем регулирования момента тягового электродвигателя локомотива.

Низкий коэффициент сцепления негативно влияет на время движения поездов и часто приводит к задержкам движения поездов. Низкий коэффициент сцепления также сказывается на безопасности движения, так, например, увеличивается тормозной путь. Шведская компания «The Swedish National Rail Administration» подсчитала годовые убытки, связанные с плохим сцеплением, которые составили порядка 90 миллионов евро [2]. Аналогичные исследования проводились в Великобритании [3]. Подтвержденные убытки составили порядка 50 миллионов фунтов. Другие исследования [4] показали, что рациональное управление скольжением колеса приводит к экономии топлива до 30 процентов.

Стоит отметить, что при низком коэффициенте сцепления в режиме тяги возникает процесс избыточного скольжения или боксования, а в процессе торможения возникает юз колесной пары. Процесс неконтролируемого боксования приводит к нагреву металла и механическому повреждению рельса и колесной пары. На рисунке 1.1 показано изображение поврежденного рельса при неконтролируемом скольжении при трогании локомотива. Как видно на рисунке 1.1, рельс после такого боксования получил значительные повреждения. При неконтролируемом юзе возникает стопорение колесной пары, с последующим образованием ползунов на колесной паре.

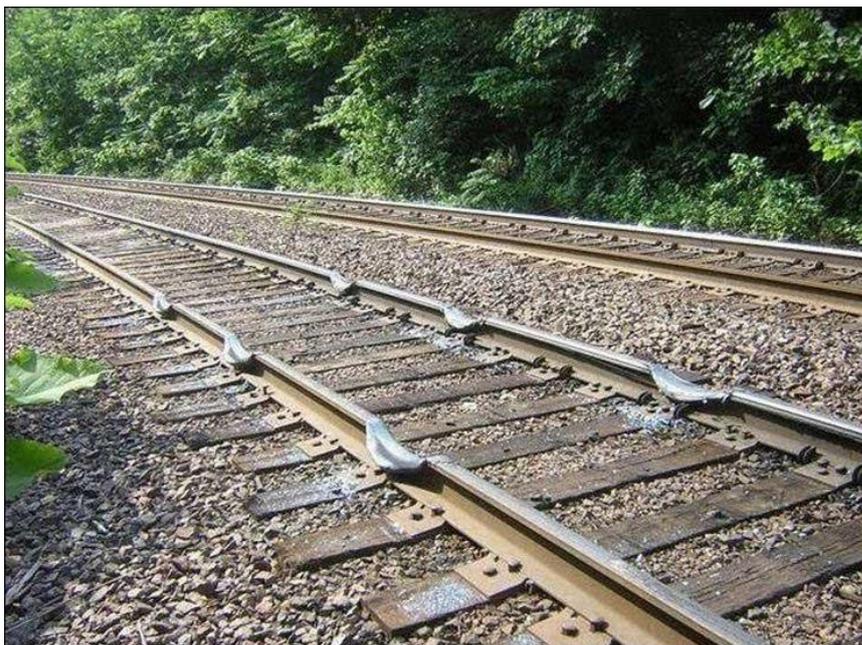


Рисунок 1.1 – Механическое повреждение рельса в результате неконтролируемого боксования

Таким образом, разработка системы управления тяговым приводом магистрального электровоза является важной задачей не только с технической точки зрения, но и с точки зрения безопасности и экономики, так как позволит сократить экономические издержки, уменьшить время движения поездов и увеличить безопасность на железных дорогах. Особенно важно, чтобы отечественные магистральные электровозы с асинхронными тяговыми двигателями обладали системой управления тяговым приводом, созданной в РФ. Объясняется это тем, что Российская Федерация обладает высоким транзитным потенциалом, обусловленным географическим положением, и большой протяженностью железных дорог, которая составляет около 85 500 км.

1.2. Коэффициент сцепления колеса и рельса

Поезда движутся в пределах ограничения сил трения колеса и рельса. Трение представляет собой явление, обусловленное сложными физико-механическими и механико-химическими процессами, протекающими в зонах фактического касания твердых тел, которое зависит от внешних условий,

температуры, нагрузки, шероховатости поверхностей трения, от изменений в третьем теле – пленке, а также от режимов скольжения и тех изменений, которые происходят в процессе скольжения.

Отмечают следующие особенности процесса трения [5, 6]:

- двойственная природа трения (адгезионная, деформационная);
- дискретность контакта (волнистость, шероховатость);
- большие напряжения (упругопластическое деформирование, наклеп, упрочнение, сложное напряженное состояние микровыступов);
- наличие третьего тела (пленки, наросты);
- высокие температуры;
- пульсирующий характер нагрузок, наличие вибраций, колебаний, временных зависимостей;
- кумулятивный характер разрушений (после многократного взаимодействия).

Получить полное описание протекающих процессов во фрикционном контакте с учетом влияния всех факторов чрезвычайно сложно и избыточно. Однако для разработки системы управления тяговым приводом важно понимать, как образуется сила тяги и как эта сила тяги реализуется.

Рассмотрим принцип возникновения силы тяги подвижного состава [7, 8] (рисунок 1.2). Момент, создаваемый тяговым двигателем, передается через зубчатую передачу на колесную пару, и в точке взаимодействия колеса с рельсом образуется контактное пятно (рисунок 1.3). Контактное пятно делится на две области: область без скольжения и область со скольжением. С увеличением силы тяги область без скольжения уменьшается, а область со скольжением увеличивается. Именно в области со скольжением и образуется сила тяги. Способность области со скольжением реализовывать силу тяги называют коэффициентом сцепления [6].

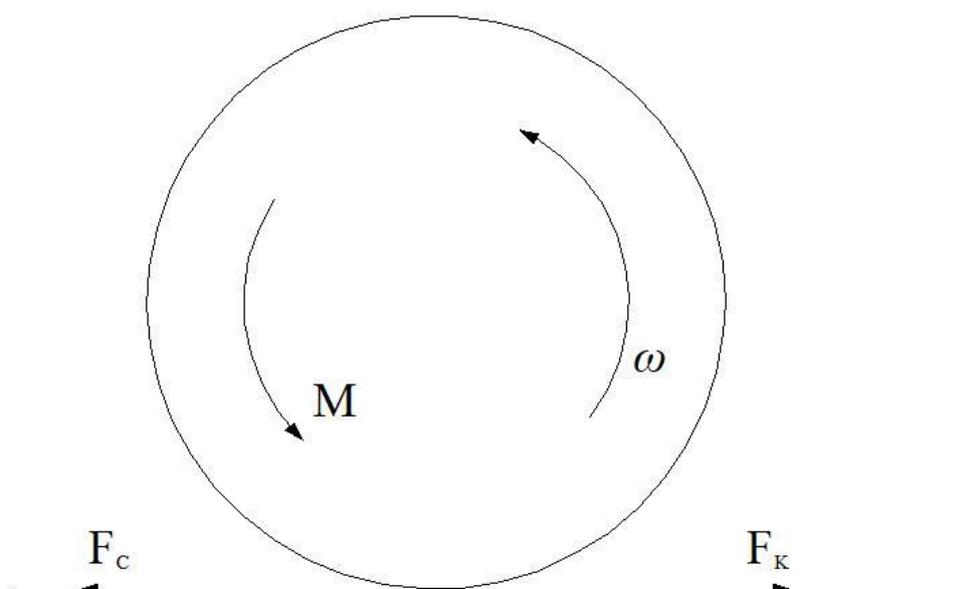


Рисунок 1.2 – Образование силы тяги

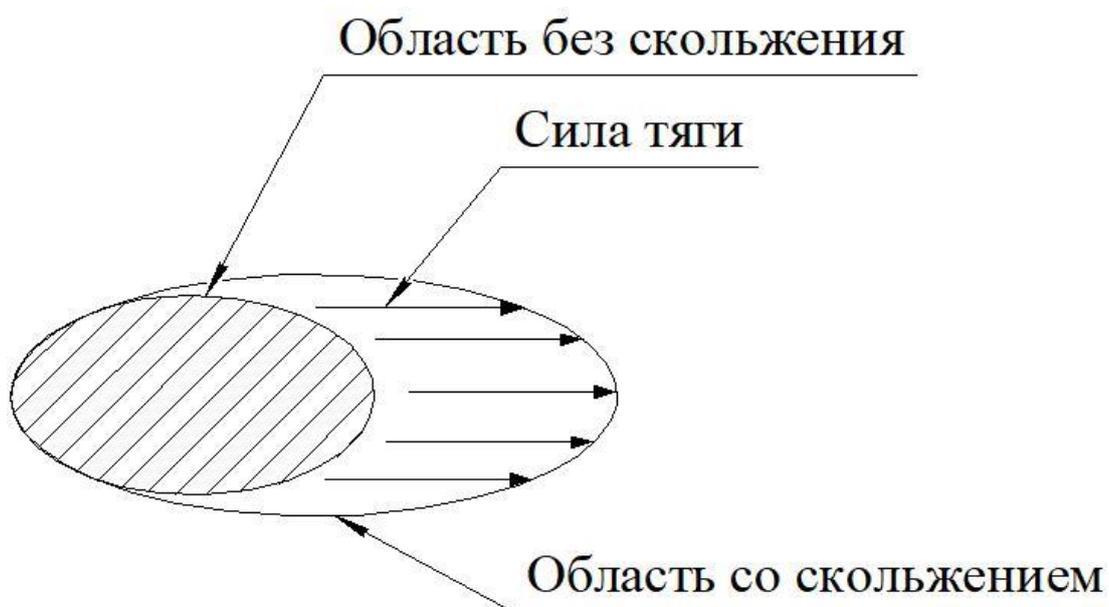


Рисунок 1.3 – Пятно контакта колесной пары и рельса

Важную роль в решении задач математического описания локомотивной тяги играет характеристика сцепления – зависимость коэффициента сцепления колесной пары от относительной скорости скольжения. Коэффициент сцепления определяется опытным путем по следующему выражению [9]:

$$\psi = \frac{F_K}{G_L}, \quad (1.1)$$

где ψ – коэффициент сцепления; F_K – сила тяги; G_L – сила тяжести локомотива.

Относительная скорость скольжения λ определяется как разность между окружной скоростью колесной пары и линейной скоростью подвижного состава [10, 11]:

$$\lambda = \frac{|V_L - V_{\text{оскп}}|}{V_L} \cdot 100\%, \quad (1.2)$$

где V_L – линейная скорость локомотива; $V_{\text{оскп}}$ – окружная скорость колесной пары.

Усредненные характеристики коэффициента сцепления представлены на рисунке 1.4 [12, 13].

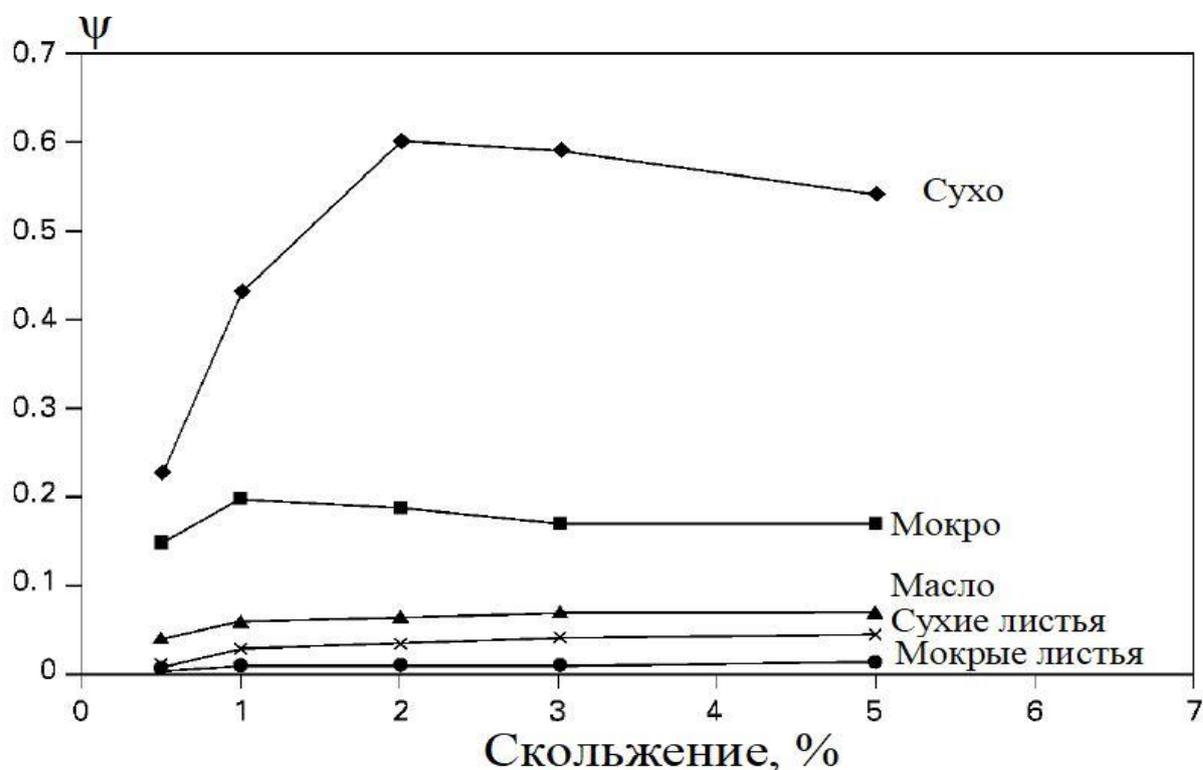


Рисунок 1.4 – Зависимость коэффициента сцепления от скорости скольжения

В зависимости от положения рабочей точки коэффициента сцепления (рисунок 1.3) динамические режимы классифицируют на следующие виды [14]:

- квазистационарные режимы – режимы тяги или торможения, в которых рабочая точка находится на восходящем участке (стабильная зона, стабильные режимы);
- нестационарные режимы – режимы тяги или торможения, в которых рабочая точка находится на падающем участке (нестабильная зона, нестабильные режимы, т. е. режимы боксования и юза);
- режимы реализации предельных тяговых усилий – режимы работы вблизи максимума характеристики сцепления (или минимума в режиме торможения).

В процессе флуктуаций из-за динамических явлений в тяговом электроприводе рабочая точка попеременно попадает и в восходящую, и в нисходящую область графика.

Немаловажным фактором является скорость износа колесной пары. Скорость износа колесной пары зависит от скорости скольжения колесной пары. Существует зависимость скорости износа колесной пары от скорости скольжения (рисунок 1.5), которая показывает, что скольжение в диапазоне более 0,15 м/с приводит к сильному износу колесной пары [15]. Исходя из данной характеристики можно сделать вывод, что при управлении скоростью скольжением колеса необходимо минимизировать перерегулирование скорости скольжения колесной пары. Этому требованию соответствует монотонный процесс регулирования. С целью уменьшения износа колесной пары можно снизить уровень скольжения колесной пары в режиме электрического торможения до уровня 3% от линейной скорости.

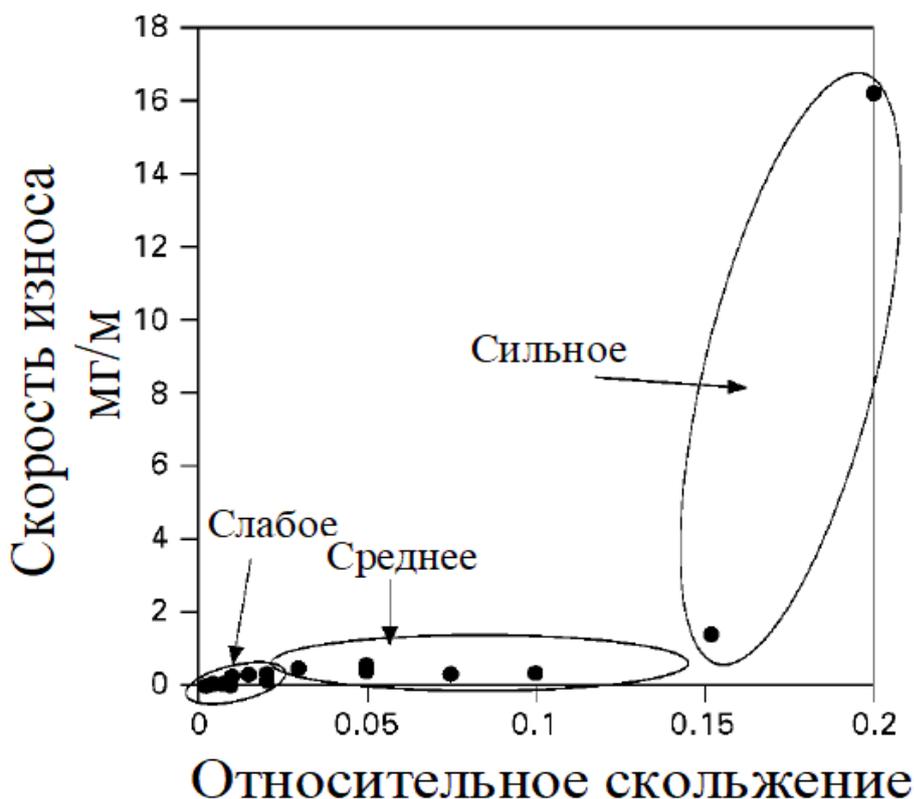


Рисунок 1.5 – Скорость износа колесной пары

Одним из способов повышения коэффициента сцепления является подача песка в зону контакта колеса с рельсом [16]. Данный способ губителен для железнодорожного полотна и колесной пары вследствие высокой твердости песка (износ повышается от 2 до 10 раз от среднего) [17], и в данной работе не рассматривается.

1.3. Структура тягового электропривода локомотива

Тяговый привод подвижного состава проектируют на основе расчетной тяговой характеристики локомотива [18] (рисунок 1.6). Тяговая характеристика разделена на две зоны: зону с ограничением по сцеплению и зону с ограничением по мощности. Форму тяговой характеристики в зоне ограничения по сцеплению определяют по выражению:

$$F_K = 9,81 \cdot N \cdot \psi_{\text{ТХ}}, \quad (1.3)$$

где N – нагрузка на ось;

$\Psi_{\text{ТХ}}$ – коэффициент сцепления тяговой характеристики.

При этом коэффициент сцепления тяговой характеристики зависит от скорости движения поезда и определяется по выражению:

$$\Psi_{\text{ТХ}} = \psi - 0,00168 \cdot V, \quad (1.4)$$

где V – линейная скорость электровоза (секции), км/ч.

Форму тяговой характеристики в зоне ограничения по мощности определяют по выражению:

$$F_{\text{К}} = \frac{P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot 3,6}{V}, \quad (1.5)$$

где $\eta_{\text{ред}}$ – КПД редуктора;

$P_{\text{дв}}$ – мощность на валу тягового электродвигателя.

Исходя из формы тяговой характеристики, ранее были сформулированы следующие требования к тяговому приводу подвижного состава [19]:

- рабочие характеристики электропривода должны перекрывать всю область тяговой характеристики;
- система автоматического регулирования должна обеспечить работу в длительном режиме в любой точке тяговой области;
- система автоматического регулирования должна обеспечить требуемую жесткость характеристики в случаях наличия боксования.

Дополнительно можно сформулировать следующее требование: электромагнитная постоянная времени электрического привода должна быть такой величины, чтобы изменение момента асинхронного тягового двигателя происходило быстрее, чем изменение приведенного к валу двигателя момента сцепления.

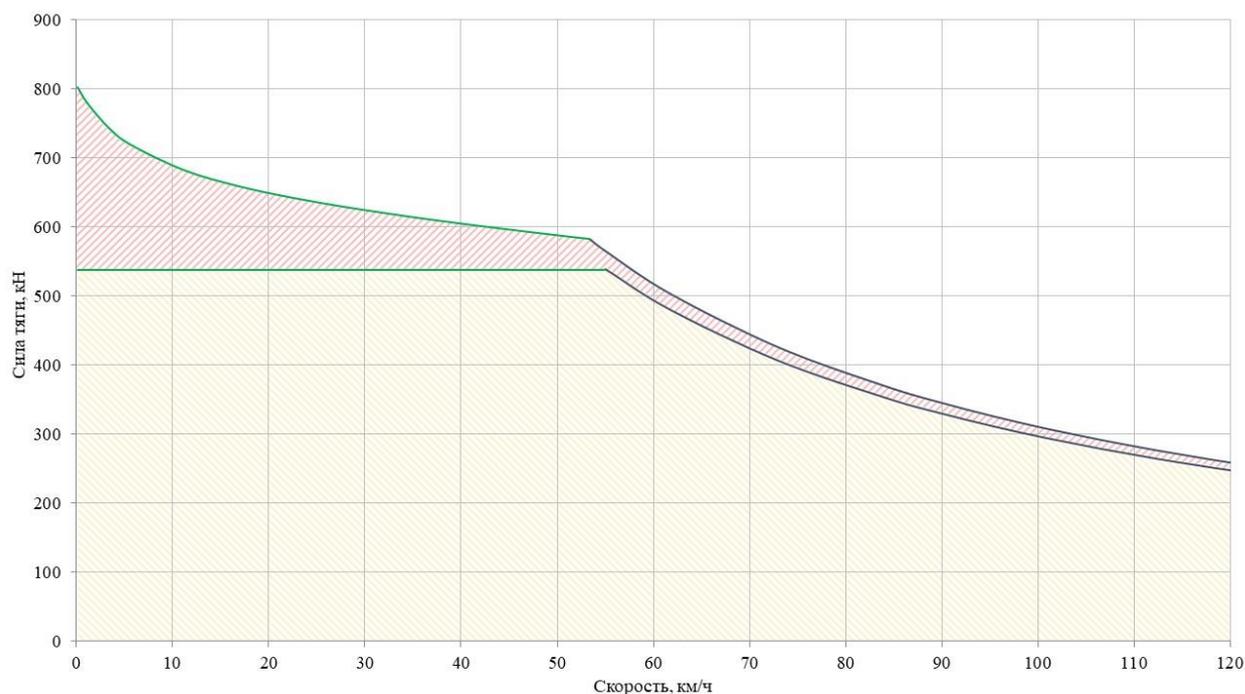


Рисунок 1.6 – Тяговая характеристика подвижного состава

Под последним требованием понимается, что эквивалентная передаточная функция тягового электропривода имеет вид:

$$W_{\text{ЭМ}}(p) = \frac{1}{T_{\text{ЭМ}}p + 1}, \quad (1.6)$$

где $T_{\text{ЭМ}}$ – электромагнитная постоянная времени;

а электромагнитная постоянная времени удовлетворяет условию:

$$T_{\text{ЭМ}} < \frac{J_{\text{сум}}}{R_{\text{к}}^2 \cdot |X|}, \quad (1.7)$$

где $J_{\text{сум}}$ – суммарный момент инерции, приведенный к оси колесной пары;

$R_{\text{к}}$ – радиус колесной пары по кругу катания;

X – жесткость характеристики сцепления.

Вышеизложенным требованиям к тяговому приводу удовлетворяют следующие известные виды тягового электрического привода:

– тяговый привод с двигателем постоянного тока независимого возбуждения;

- тяговый привод с автономным инвертором напряжения попарного регулирования асинхронными тяговыми электродвигателями;
- тяговый привод с автономным инвертором напряжения индивидуального регулирования асинхронными тяговыми электродвигателями.

В настоящее время тяговый привод с двигателем постоянного тока применяется на отечественных магистральных электровозах серий 2ЭС4 и 2ЭС6. Схема с независимым возбуждением получила распространение за счет высокой жесткости механической характеристики, что особенно важно в случаях возникновения боксования. Регулирование тока возбуждения в таком приводе осуществляется по следующему выражению [20]:

$$I_B = I_{B3} + k \cdot I_{\text{я}}, \quad (1.8)$$

где I_B – ток возбуждения;

I_{B3} – минимально задаваемое значение тока возбуждения;

k – коэффициент компаундирования обратной связи по току якоря;

$I_{\text{я}}$ – ток якоря для группы тяговых двигателей.

Преимуществом такого типа привода является относительная технологическая простота изготовления и эксплуатационная простота обслуживания. Под эксплуатационной простотой понимается оснащение локомотивных депо средствами и укомплектованность специалистами для ремонта и обслуживания электрического привода с двигателем постоянного тока. К недостаткам такого привода можно отнести наличие щеточно-коллекторного узла и большой расход цветных металлов на единицу мощности [21]. Вследствие высоких затрат на обслуживание двигателя данный тип тягового привода вытесняется тяговыми приводами с асинхронными тяговыми двигателями.

Также получила распространение структура тягового привода с автономным инвертором напряжения попарного регулирования асинхронными тяговыми электродвигателями [22, 23, 24] (рисунок 1.7).

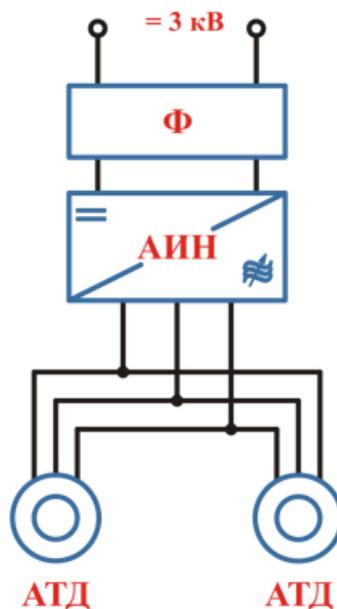


Рисунок 1.7 – Структура тягового привода с автономным инвертором напряжения попарного регулирования

В данном типе привода питание двигателей одной тележки локомотива осуществляется от одного автономного инвертора напряжения. Данный тип привода применяется в основном на пассажирских локомотивах. Так, например, такой тип привода применяется на электропоездах серий ЭС2Г и ЭГ2Тв. К преимуществам данного привода относится простота и надежность такой схемы. Однако данная схема не применима на магистральных грузовых электровозах, вследствие отсутствия возможности индивидуального управления моментом тяговых двигателей. Особенно данный недостаток сказывается на реализации максимального момента в условиях боксования, например, при боксовании одного двигателя приходится уменьшать момент на двух двигателях. Данный недостаток устраняется путем индивидуального управления тяговым приводом.

Структура тягового привода с автономным инвертором напряжения индивидуального регулирования асинхронными тяговыми электродвигателями представлена на рисунке 1.8. Главным преимуществом такого типа привода является его высокая автономность и индивидуальное

регулирование момента. К недостаткам относятся высокая стоимость и сложность исполнения. Однако недостатки перекрывает возможность индивидуального регулирования момента, которая позволяет реализовывать максимальное тяговое усилие, вследствие чего данная схема получила широкое распространение на магистральных электровозах. Такой тип привода применяется отечественных электровозах серий 2ЭС10, 2ЭС7, 2ЭВ120 и на зарубежных электровозах Siemens Vectron и Siemens Smarton.

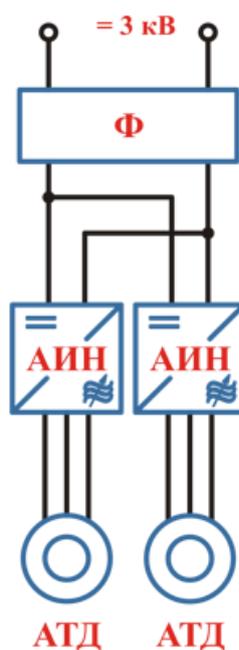


Рисунок 1.8– Структура тягового привода с автономным инвертором напряжения индивидуального регулирования

1.4. Система автоматического управления тяговым электроприводом

Система автоматического управления тяговым приводом должна обеспечивать движение в любой точке тяговой характеристики в продолжительном режиме, осуществлять регулирование тягового усилия поезда при существующих ограничениях на ускорение поезда и мощность. Также система автоматического управления тяговым приводом поезда должна обеспечивать достаточный темп снижения или повышения тягового усилия для исключения глубоких боксований и юза колесных пар. Структурная схема

системы автоматического управления тяговым электроприводом приведена на рисунке 1.9.

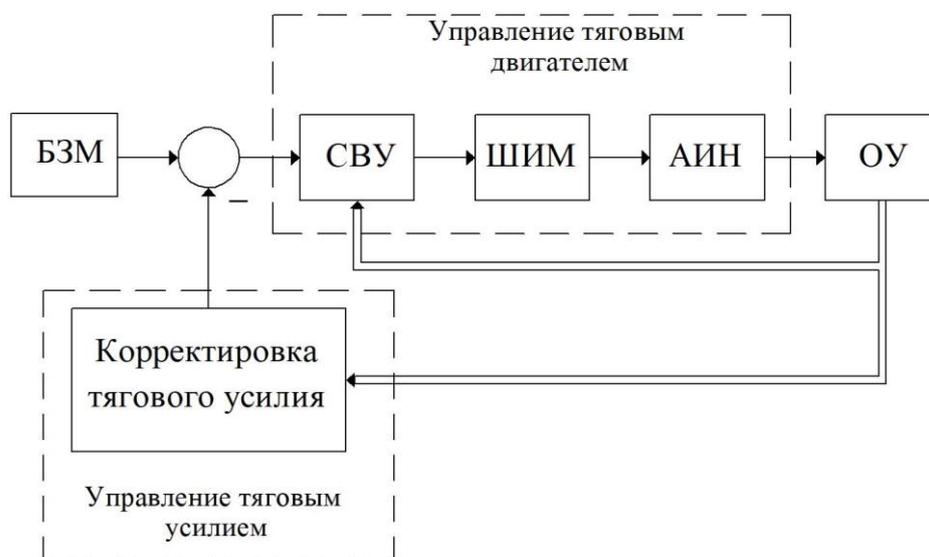


Рисунок 1.9 – Структурная схема системы автоматического управления тяговым электроприводом

На рисунке 1.9 обозначено: БЗМ – блок задания момента; ШИМ – широтно-импульсная модуляция; СВУ – система векторного управления; АИН – автономный инвертор напряжения; ОУ – объект управления.

В структурной схеме условно выделены две подсистемы: система управления тяговым усилием и система управления тяговым двигателем [25].

1.4.1 Система управления тяговым двигателем

Обычно в качестве систем автоматического управления тяговым двигателем применяют скалярную, векторную систему автоматического управления и систему автоматического управления с прямым управлением моментом.

Структура скалярной системы управления приведена на рисунке 1.10 [26]. Семейство механических характеристик представлено на рисунке 1.11 [27]. Отличительной особенностью скалярной системы управления является то, что электродвигатель питается напряжением определенной частоты и амплитуды, соотношение между которыми

описывается законом или зависимостью. Однако вследствие того, что асинхронный двигатель представляет собой сложную динамическую электромагнитную систему, изменение напряжений и частоты следует проводить плавно, чтобы избежать колебательных переходных процессов в токе двигателя. Для устранения колебательных процессов в структуру скалярного управления встроен задатчик интенсивности. Наличие задатчика интенсивности в структуре скалярного управления затрудняет управление в режимах боксования, а главное, увеличивается электромагнитная постоянная времени. Вследствие большой электромагнитной постоянной времени привода со скалярной системой управления, данная система не применяется на современных локомотивах.

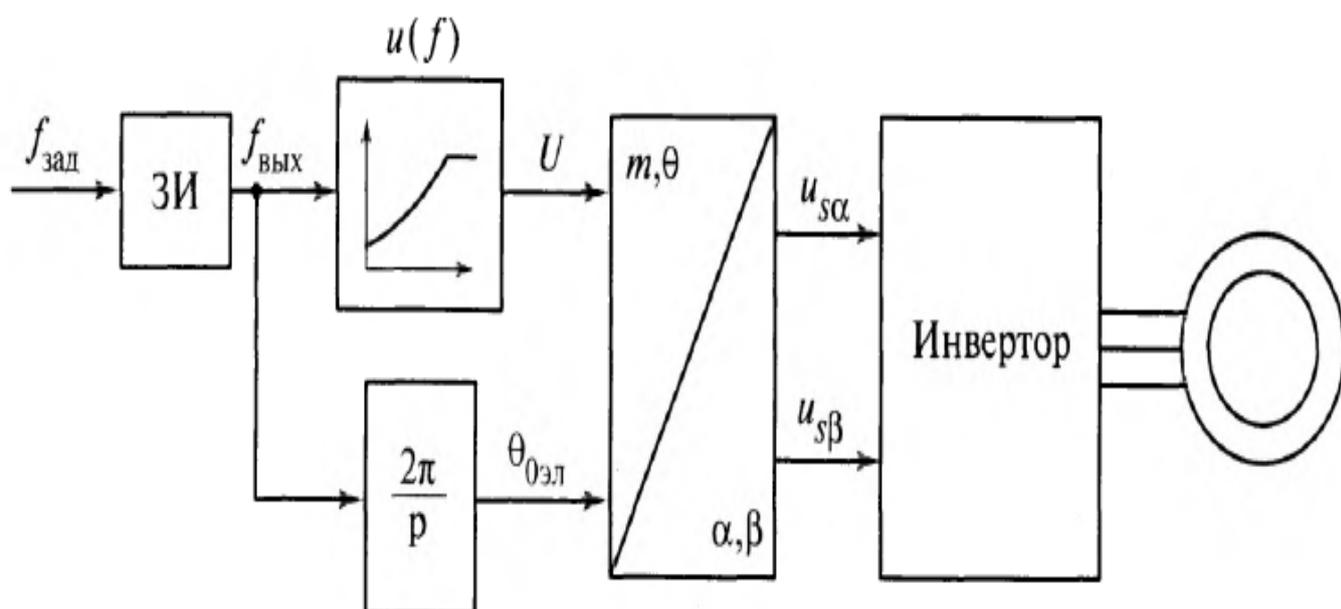


Рисунок 1.10 – Базовая структура скалярной системы управления

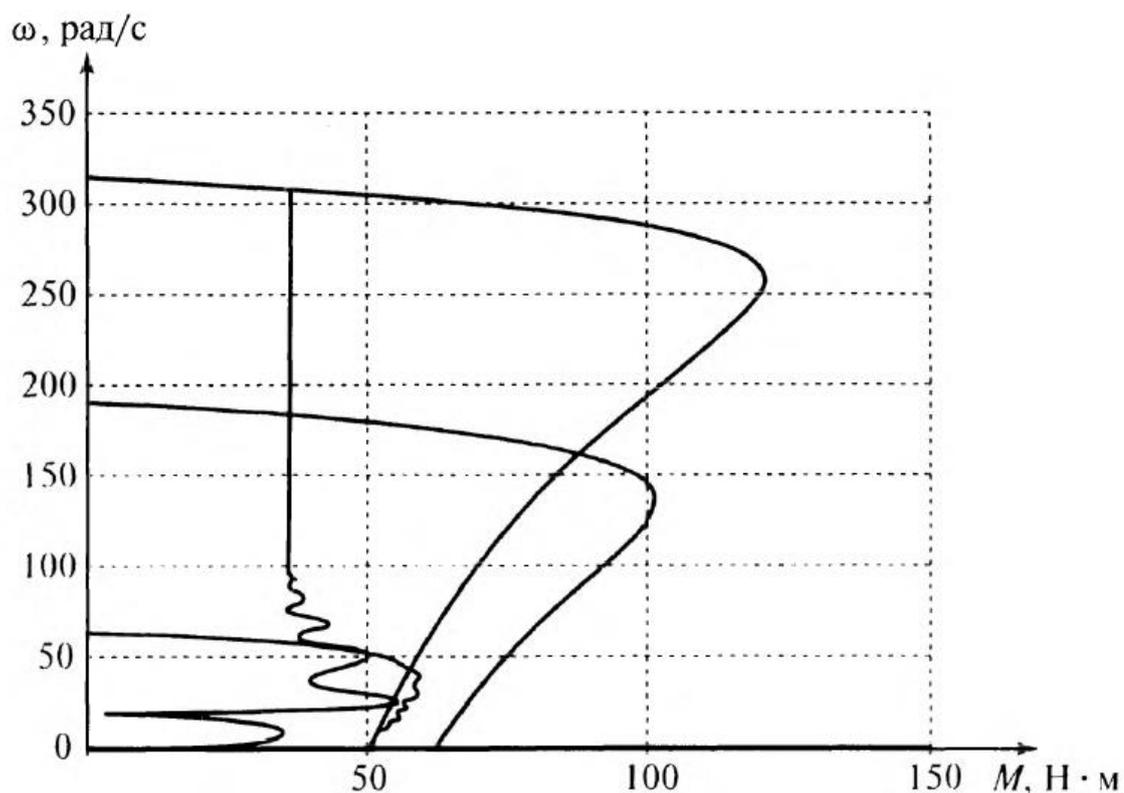


Рисунок 1.11 – Семейство механических характеристик асинхронного двигателя при скалярной системе управления [27]

Структура векторного управления приведена на рисунке 1.11 [26]. Впервые принципы векторного управления были изложены Феликсом Блашке и Карлом Хассе [28, 29]. Под системой векторного управления понимают системы, работающие при постоянстве потокосцепления ротора. В системе векторного управления регулируются два ортогональных тока: моментобразующий и потокообразующий, за счет этого повышается быстродействие системы управления. Также необходимым требованием является то, что система управления должна быть с датчиком частоты вращения вала электродвигателя (положения ротора), так как это увеличивает качество переходных процессов и позволяет достаточно точно регулировать скорость во всем диапазоне скоростей движения [30, 31].

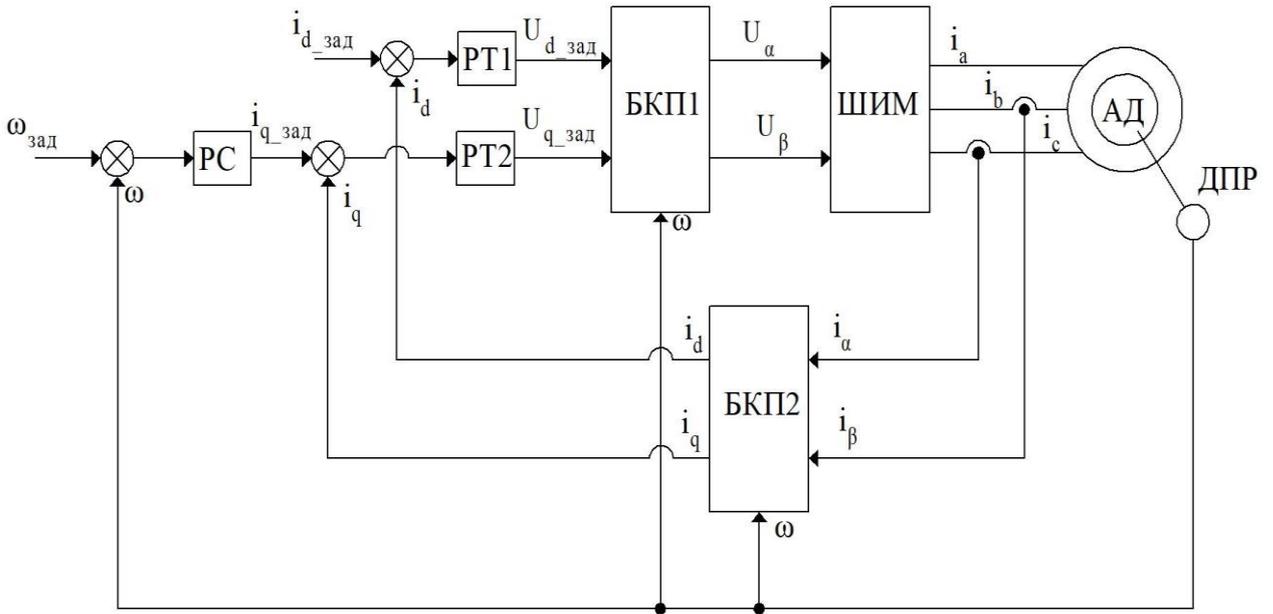


Рисунок 1.12 – Функциональная структура системы векторного управления

На рисунке 1.12 обозначено: РС – регулятор скорости; РТ1 – регулятор тока по оси d; РТ2 – регулятор тока по оси q; БКП1 – блок координатных преобразований напряжений; БКП2 – блок координатных преобразований токов; ШИМ – блок широтно-импульсной модуляции; АД – асинхронный двигатель; ДПР – датчик положения ротора и частоты вращения.

Структура системы с прямым управлением моментом приведена на рисунке 1.13 [32]. Прямое управление моментом было предложено И. Такиши и Т.Ногучи в 1986 году [33, 34]. Основным принципом работы такой системы является то, что на основании выходных сигналов дискретных регуляторов и таблицы истинности формируются управляющие воздействия на автономный инвертор напряжения. Безусловно, главным преимуществом является простота системы и отсутствие необходимости подстройки параметров [35]. Однако главным недостатком такой системы является наличие релейных регуляторов, что приводит к повышению пульсаций момента асинхронного тягового двигателя [36, 37].

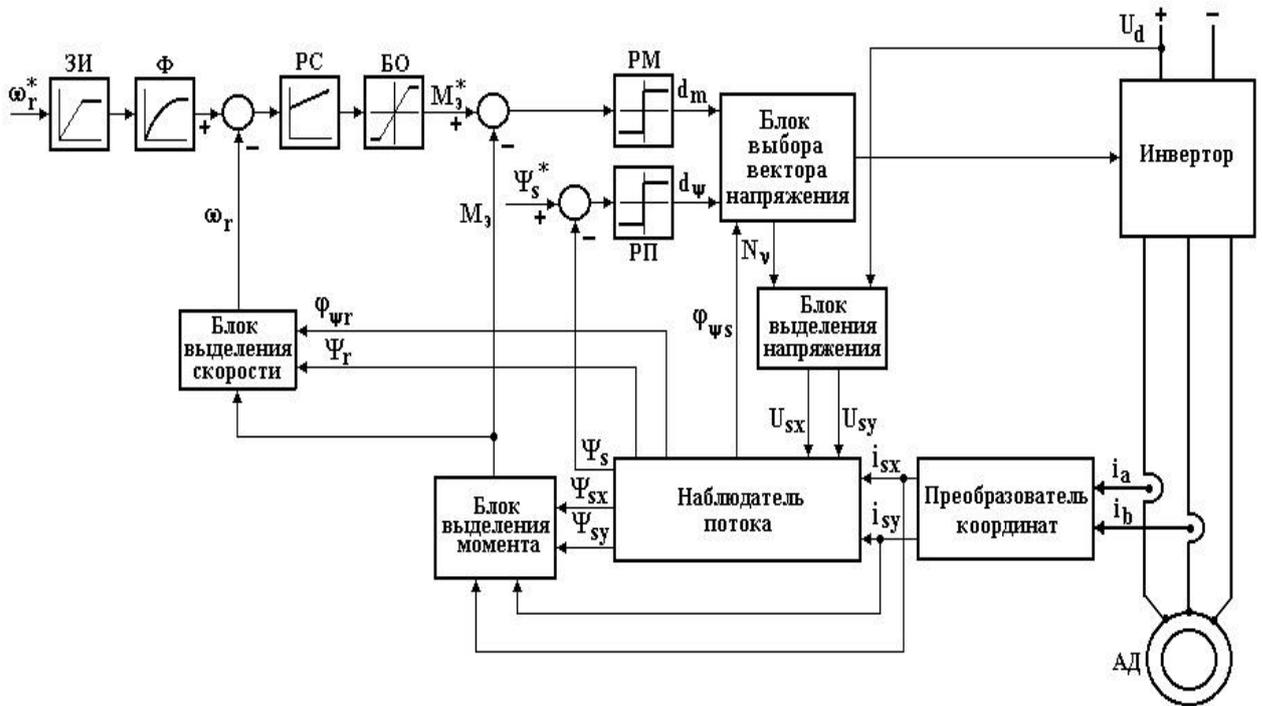


Рисунок 1.13 – Функциональная структура системы прямого управления моментом

На рисунке 1.13 обозначено: ЗИ – задатчик интенсивности; Ф – фильтр; РС – регулятор скорости; БО – блок ограничения; РМ – релейный регулятор момента; РП – релейный регулятор потокосцепления.

Проведенный обзор позволяет сделать следующие выводы, несмотря на простоту реализации скалярной системы управления, она не соответствует параметрам быстродействия. Система прямого управления моментом вызывает более сильные пульсации электромагнитного момента в сравнении с векторной системой управления. Система векторного управления требует подстройки параметров в процессе работы и достаточно больших вычислительных ресурсов цифровых систем управления, что можно отнести к недостаткам. Однако современный уровень микропроцессорной техники позволяет обеспечить требуемую производительность вычислительного устройства, а робастные алгоритмы управления позволяют компенсировать влияние параметрических возмущений. К преимуществам векторного управления можно отнести возможность применения различных вариантов широтно-импульсной модуляции. Благодаря своим преимуществам векторную систему управления применяют на локомотивах серий 2ЭС10,

2ЭС7 и ЭС2Г. Широкое распространение и гибкость векторной системы управления, в совокупности с менее сильными пульсациями (относительно системы прямого управления моментом), делают эту систему наиболее предпочтительной.

1.4.2 Система управления тяговым усилием

Цель системы управления тяговым усилием заключается в приближении расчетного коэффициента сцепления ψ_p к максимуму коэффициента сцепления по существующим условиям скольжения $\psi(t)$. Идеализировано цель системы управления можно описать следующим выражением:

$$\psi_p \geq \psi(t)0,95. \quad (1.9)$$

Существует множество различных систем автоматического управления скольжением. Все системы объединяет схожий принцип действия. Упрощенно можно сказать, что все системы автоматического управления тяговым усилием, после обнаружения избыточного скольжения, устраняют избыточное скольжение путем снижения тягового усилия. Таким образом удается избежать процессов глубокого скольжения, износа колесных пар и головки рельса.

Для более детального понимания рассмотрим последовательность алгоритма работы классической системы управления тяговым усилием [38 – 40] (рисунок 1.14):

- обнаружение боксования;
- уменьшение момента тягового двигателя;
- обнаружение прекращения боксования;
- повышение момента до расчетной величины;
- повышение момента тягового двигателя до момента задания.

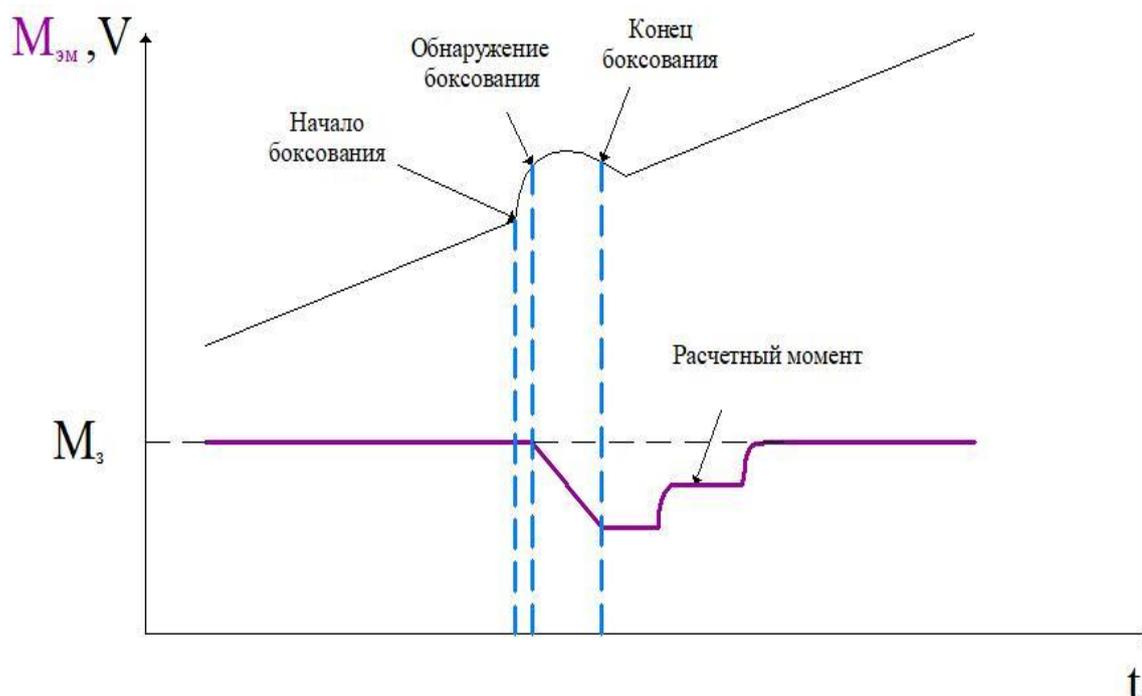


Рисунок 1.14 – Иллюстративное изображение работы классической системы управления скольжением

Данный алгоритм работы классической системы управления тяговым усилием требует решения следующих задач:

- определение линейной скорости поезда;
- определение боксования;
- определение расчетного момента;
- определение величины и скорости изменения момента тягового двигателя.

Далее рассмотрим различные способы решения задач системы автоматического управления.

1.4.3 Определение линейной скорости поезда

Линейная скорость поезда в системах автоматического управления скольжением необходима для корректного определения скольжения колесной пары. Наиболее простым способом определения линейной скорости является измерение угловой частоты вращения необмотанной оси с последующим ее переводом в окружную скорость. Данный способ применяют на пассажирских поездах, где есть возможность (как техническая, так и эксплуатационная)

измерения угловой частоты вращения на пассажирских вагонах [38, 39]. К преимуществам такого способа относится простота определения линейной скорости вследствие того, что измеряемая ось не участвует в процессе образования тяги, а соответственно не имеет избыточного скольжения. Главным недостатком такого способа является то, что он не применим к магистральным грузовым локомотивам вследствие отсутствия эксплуатационной и экономической возможности комплектования грузовых вагонов датчиками угловых частот вращения осей.

Наиболее применяемым способом на грузовых магистральных локомотивах является способ определения минимальной угловой частоты из всех измеряемых угловых частот вращения обмоторенных осей [41, 42]. К преимуществам такого способа относится относительно точное определение линейной скорости. К недостаткам относится невозможность определения линейной скорости в случае синхронного скольжения обмоторенных осей.

Еще одним способом является измерение линейной скорости с помощью приемников сигналов спутниковой навигации GPS или ГЛОНАСС [43]. К преимуществам такого способа является возможность определения линейной скорости на грузовых локомотивах. К недостаткам относится относительно большое время запаздывания сигнала и возможность пропадания сигнала (пропадание сигнала в туннеле).

1.4.4 Определение боксования

Своевременное определение боксования необходимо для подавления процессов избыточного скольжения. В случае неблагоприятного сочетания факторов свободное развитие процесса избыточного скольжения за 1,5 – 2,5 с может привести к критическим динамическим нагрузкам и поломкам в механической части привода [44 – 48]. Существует несколько способов определения боксования:

- 1) определение порогового скольжения колесной пары;
- 2) определение порогового ускорения колесной пары [49, 50];

3) определение скольжения по электрическим параметрам тягового двигателя [51 – 55].

Как правило, используют комбинацию первых двух способов в случае применения датчиков положения ротора тягового двигателя [45]. В случае бездатчикового управления применяют третий способ.

1.4.5 Определение расчетного момента

Под определением расчетного момента тягового электродвигателя понимается способ определения максимального момента задания. Корректное определение расчетного момента позволяет достигать максимальной силы тяги по условиям сцепления. Равнозначным определению расчетного момента является определение оптимального скольжения (рисунок 1.4). Вследствие того, что эквивалентный момент сцепления не может быть измерен, его вычисляют косвенным путем по выражению [56, 57]:

$$M_{\text{сц}} = \mu \cdot M_{\text{эм}} - \frac{b}{\mu} \dot{\theta}_p - \frac{J_{\text{сум}}}{\mu} \ddot{\theta}_p; \quad (1.10)$$

где $M_{\text{эм}}$ – электромагнитный момент двигателя;

μ – передаточное число редуктора;

θ_p – угол поворота ротора тягового двигателя;

b – коэффициент вязкости;

$J_{\text{сум}}$ – суммарный момент инерции приведенный к ротору тягового двигателя.

Из-за наличия шумов в измеренных сигналах скорости и электрических величин, вычисленное значение эквивалентного момента сцепления фильтруют. В качестве фильтра могут применяться фильтр нижних частот или фильтр Калмана [58 – 60].

Также, вследствие нелинейности процесса боксования в последнее время для определения эквивалентного момента сцепления применяют регуляторы на основе нечеткой логики [61, 62].

Существуют способы определения эквивалентного момента сцепления с применением искусственных нейронных сетей [63 – 66]. Однако, вследствие их высокой ресурсоемкости при выполнении расчета в микропроцессорных системах управления, данные методы еще не получили широкого распространения.

1.4.6 Определение величины и скорости изменения момента тягового двигателя

В классической системе управления темп снижения момента тягового двигателя поддерживают постоянным: $\Delta M_{эм} = \text{const}$ [38, 39]. В этом случае имеет место недоиспользование тяговых свойств подвижного состава вследствие не учета текущей величины скольжения колесной пары.

Также существуют системы управления с ПИ-регулятором с отрицательной обратной связью по угловой частоте вращения вала тягового двигателя [67 – 69]. Данный метод прост в своей реализации, однако предъявляет повышенные требования к точности вычисления линейной скорости. Данный способ управления моментом впервые был применен в автомобильной промышленности.

Еще одним перспективным методом является метод регулирования на основе прогнозирования [70 – 72]. Несмотря на наличие работ по данному методу, отсутствуют результаты экспериментов непосредственно на подвижном составе.

1.5 Классификация способов управления тяговым приводом в режиме реализации предельных усилий

Исходя из теоретического анализа, в настоящей работе предложена классификация способов управления тяговым приводом в режимах

реализации предельных усилий (рисунок 1.15) [73]. Все способы можно разделить на три функциональные части: определение линейной скорости, определение боксования и регулирование тягового усилия. Причем, классификация построена таким способом, что если объединить минимум по одному подблоку из каждого функционального блока, то можно получить целостный способ управления тяговым приводом в режиме реализации предельных усилий.

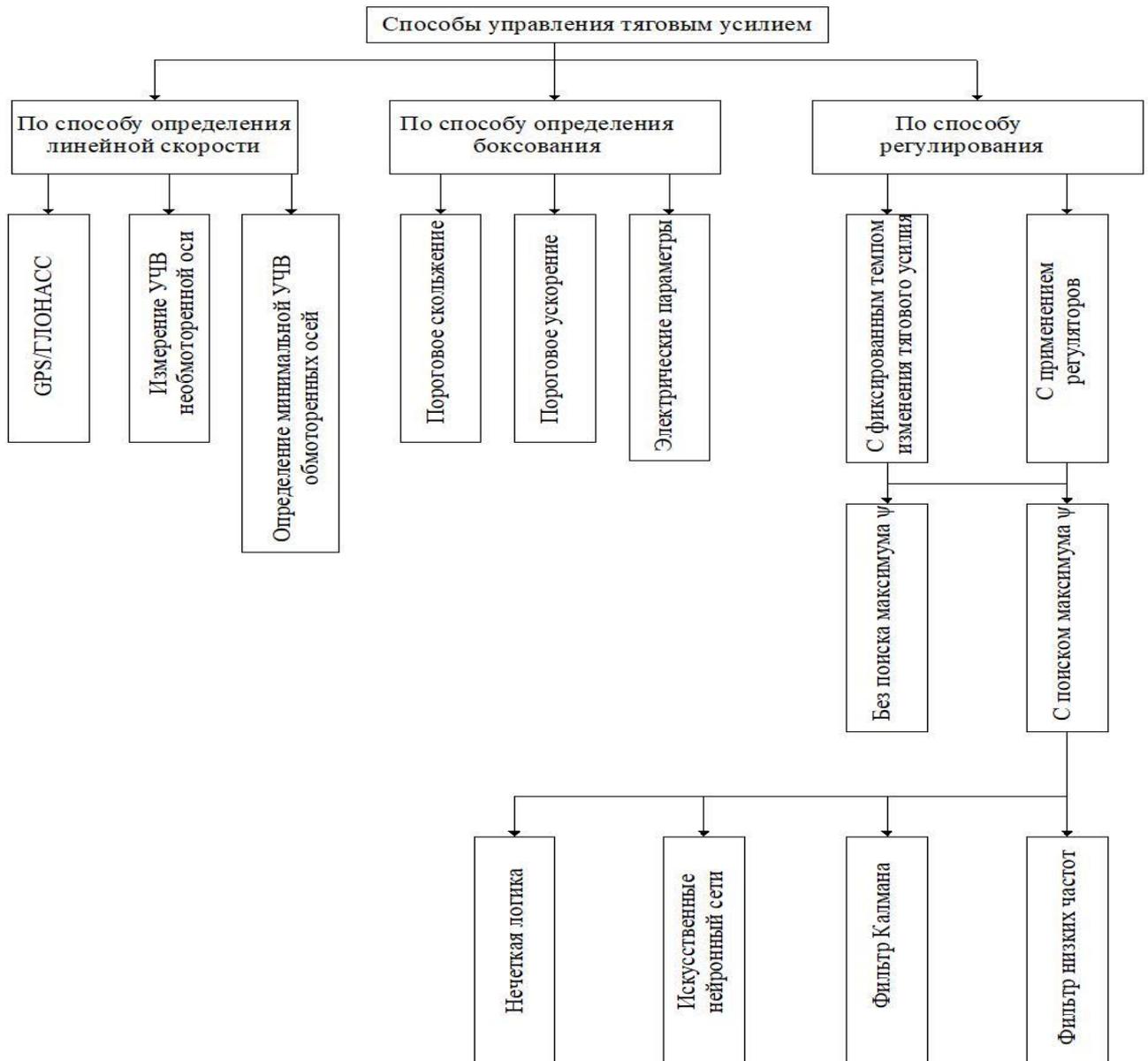


Рисунок 1.15 – Классификация способов управления тяговым приводом в режимах предельных усилий

1.6 ВЫВОДЫ

Результаты проведенного в данной главе анализа позволяют сделать следующие выводы.

1. В качестве тягового двигателя на современных магистральных электровозах применяется асинхронный тяговый двигатель с индивидуальным автономным инвертором напряжения. Главным преимуществом такого типа привода является его высокая автономность и индивидуальное регулирование момента. К недостаткам относятся высокая стоимость и сложность исполнения. Однако недостатки перекрывает возможность индивидуального регулирования момента, которая позволяет реализовывать максимальное тяговое усилие, вследствие чего данная схема получила широкое распространение на магистральных электровозах. Такой тип привода применяется на отечественных электровозах серий 2ЭС10, 2ЭС7, 2ЭВ120 и на зарубежных электровозах Siemens Vectron и Siemens Smarton.

2. В качестве системы управления электрическим двигателем на современном подвижном составе применяется векторное управление. Основным преимуществом векторного управления является быстрое действие переходных процессов. Векторную систему управления применяют на локомотивах серий 2ЭС10, 2ЭС7 и ЭС2Г. Практическая применимость векторной системы управления, в совокупности с менее сильными пульсациями (относительно прямого управления моментом) и быстрым действием, делают эту систему наиболее предпочтительной.

3. Разработана классификация способов управления тяговым приводом в режимах предельных усилий, которая позволяет определять перспективные направления исследований в области тягового электропривода.

ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА МАГИСТРАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОВОЗА

2.1 Постановка задачи исследования

Целью данной главы является разработка математической модели тягового электропривода. Для построения математической модели электропривода необходимо составить математическое описание следующих структурных элементов электротехнического комплекса:

- 1) силовой части тягового асинхронного электропривода;
- 2) системы векторного управления;
- 3) модели инвертора и алгоритма широтно-импульсной модуляции;
- 4) механической части тягового электропривода;
- 5) процессов взаимодействия в точке контакта «колесная пара - рельс».

2.2 Модель силовой части тягового асинхронного электропривода

В качестве электромеханического преобразователя тягового электропривода выберем электродвигатель АД 1000 со следующими характеристиками:

Таблица 2.1 – Технические характеристики двигателя АД 1000

Наименование параметра	Значение
Номинальная мощность, кВт	1000
Линейное напряжение, В	2100
Номинальная частота, Гц	59
Номинальный вращающий момент, кН·м	8,2
Номинальная частота вращения ротора, об/мин	1168
Число пар полюсов	3
Фазный ток статора, А	336,4
Индуктивность намагничивания, Гн	0,035
Индуктивность рассеяния обмотки статора, Гн	0,0013
Индуктивность рассеяния обмотки ротора, приведенная к обмоткам статора, Гн	0,00068
Активное сопротивление обмотки статора, Ом	0,028
Активное сопротивление обмотки ротора, Ом	0,037

Математическая модель тягового асинхронного двигателя выполнена по уравнениям обобщенной электрической машины [72, 74 – 77], и на основе классических допущений, используемых при описании процессов в данной машине [78].

Таковыми допущениями не учитываются:

- эффект насыщения стали магнитопровода;
- эффект вытеснения тока в обмотке ротора;
- потери в магнитопроводе;
- изменение сопротивления обмоток вследствие нагрева.

Структура математической модели приведена на рисунке 2.1 [26].

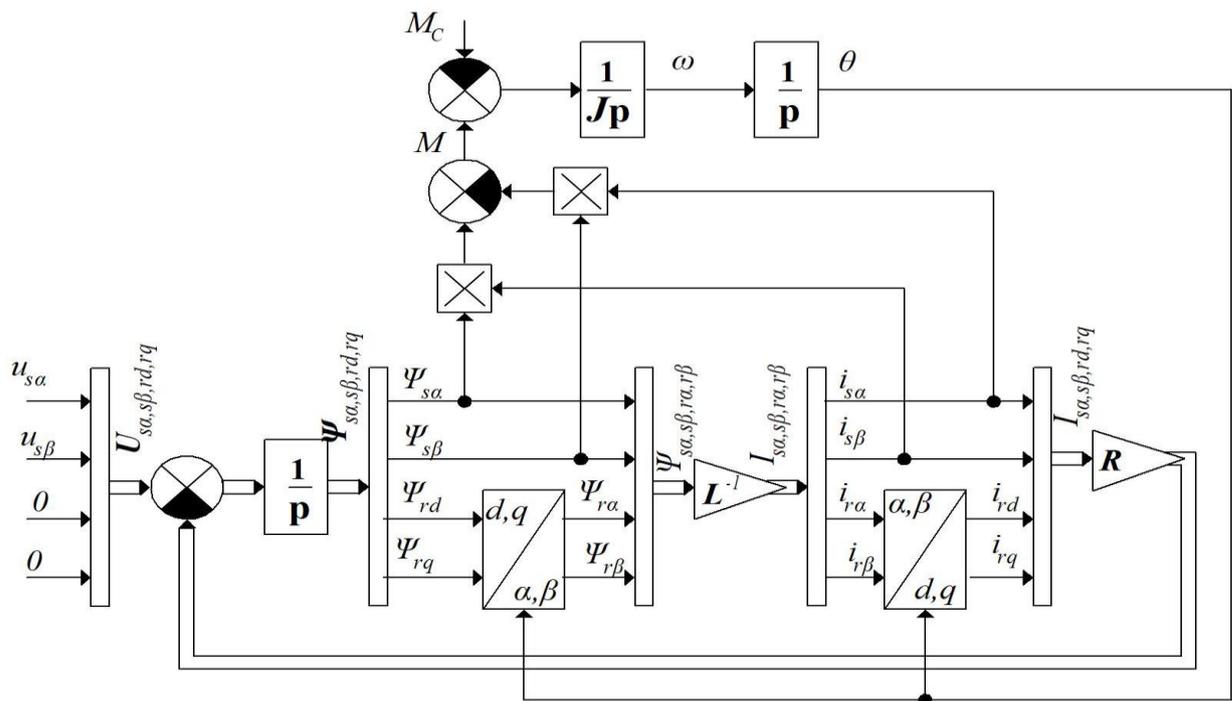


Рисунок 2.1 – Структура математической модели асинхронного двигателя [26]

Данная модель построена в неподвижной системе координат $\alpha\beta$ и во вращающейся системе координат dq , ориентированной по положению ротора. Асинхронный двигатель с учетом принятых допущений описывается следующими уравнениями [26]:

$$\left. \begin{aligned} u_{s\alpha} &= i_{s\alpha} R_s + \frac{d\psi_{s\alpha}}{dt}, \\ u_{s\beta} &= i_{s\beta} R_s + \frac{d\psi_{s\beta}}{dt}, \\ 0 &= i_{rd} R_r + \frac{d\psi_{rd}}{dt}, \\ 0 &= i_{rq} R_r + \frac{d\psi_{rq}}{dt}. \end{aligned} \right\}, \quad (2.1)$$

где $u_{s\alpha}$, $u_{s\beta}$ – проекции напряжения статора на оси α и β соответственно; $i_{s\alpha}$ – проекция тока статора на ось α ; $i_{s\beta}$ – проекция тока статора на ось β ; i_{rd} – проекция тока ротора на ось d; i_{rq} – проекция тока статора на ось q; R_s – активное сопротивление статора; R_r – активное сопротивление ротора; $\psi_{s\alpha}$ – проекция потокосцепления статора на ось α ; $\psi_{s\beta}$ – проекция потокосцепления статора на ось β ; ψ_{sd} – проекция потокосцепления статора на ось d; ψ_{sq} – проекция потокосцепления статора на ось q.

$$\begin{bmatrix} i_{s\alpha} \\ i_{s\beta} \\ i_{r\alpha} \\ i_{r\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_s & 0 & L_m & 0 \\ 0 & L_s & 0 & L_m \\ L_m & 0 & L_r & 0 \\ 0 & L_m & 0 & L_r \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \psi_{s\alpha} \\ \psi_{s\beta} \\ \psi_{s\alpha} \\ \psi_{s\beta} \end{bmatrix}, \quad (2.2)$$

где L_s – индуктивность статора; L_m – индуктивность намагничивания; L_r – индуктивность ротора.

Преобразования координат выполнены по уравнениям Парка-Горева.

Электромагнитный момент определим в скалярной форме как:

$$M = \psi_{s\alpha} i_{s\beta} - \psi_{s\beta} i_{s\alpha}. \quad (2.3)$$

При этом изменение угловой частоты вращения вала электродвигателя описывается дифференциальным уравнением:

$$\frac{d}{dt} \omega_{эл} = \frac{1}{J_p} (M - M_c), \quad (2.4)$$

где J_p – момент инерции ротора; M_c – момент сопротивления.

Модель двигателя в пакете Matlab/Simulink представлена на рисунке 2.2. Результаты моделирования тягового асинхронного двигателя в математическом пакете Simulink/Matlab при номинальных параметрах питающего напряжения и величине момента сопротивления 8200 Н·м представлены на рисунках 2.3 и 2.4. Действующее значение фазных токов в установившемся режиме составляет 322 А.

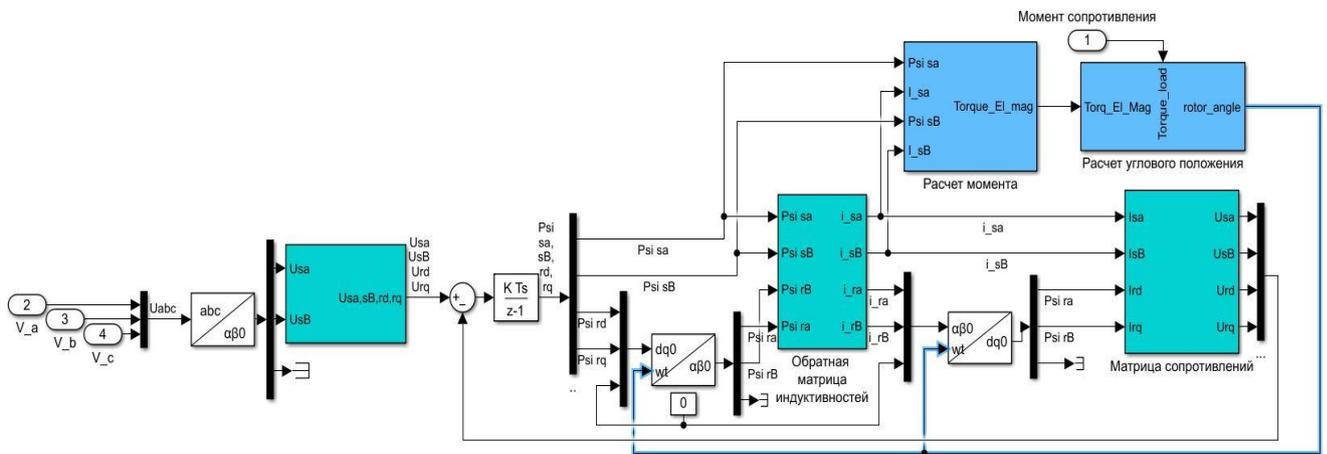


Рисунок 2.2 – Модель асинхронного двигателя в пакете Matlab/Simulink

Для оценки адекватности модели асинхронного двигателя были проведены измерения тока электродвигателя при проведении стендовых испытаний двигателя по системе двигатель – генератор, с использованием способов регулирования питающего напряжения, с которыми двигатели будут эксплуатироваться на электровозе. Испытания асинхронного двигателя проводились при нормальных климатических условиях в соответствии с

требованиями ГОСТ 15150. Измерение фазных токов проводилось поверенными датчиками тока LEM LT 1000 (погрешность измерений $\pm 0,4\%$ при 25°C) а измерение момента проводилось датчиком крутящего момента М40-20к (погрешность измерений $\pm 0,3\%$). Соответствие величины момента сил сопротивления при проведении испытаний принятому при моделировании проверялось методом взаимной нагрузки. Погрешность задания момента сил сопротивления составила $0,2\%$. Действующее значение тока, подтверждённое на испытаниях, составило 336 А при относительной погрешности $\pm 0,3\%$.

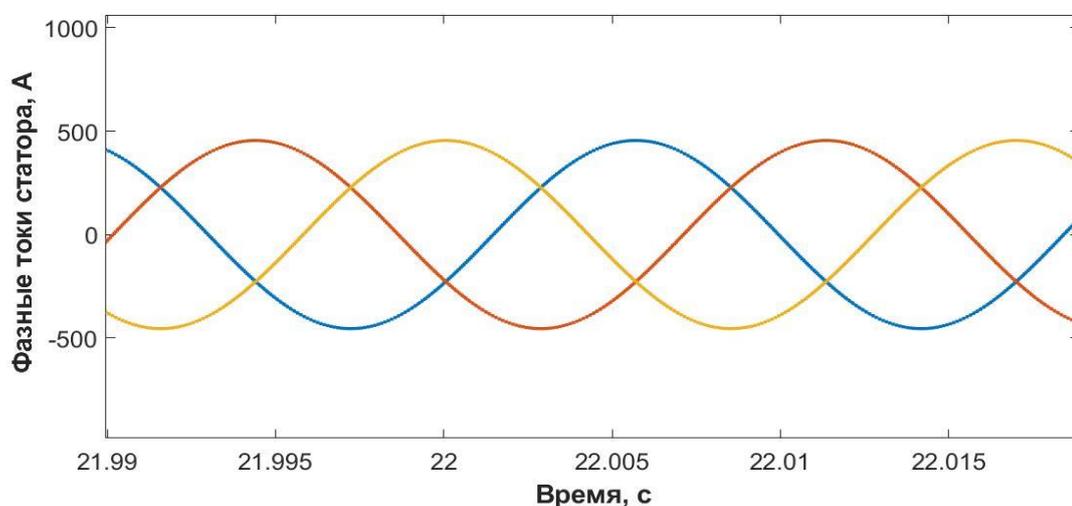


Рисунок 2.3 – График токов статора, полученных по результатам моделирования

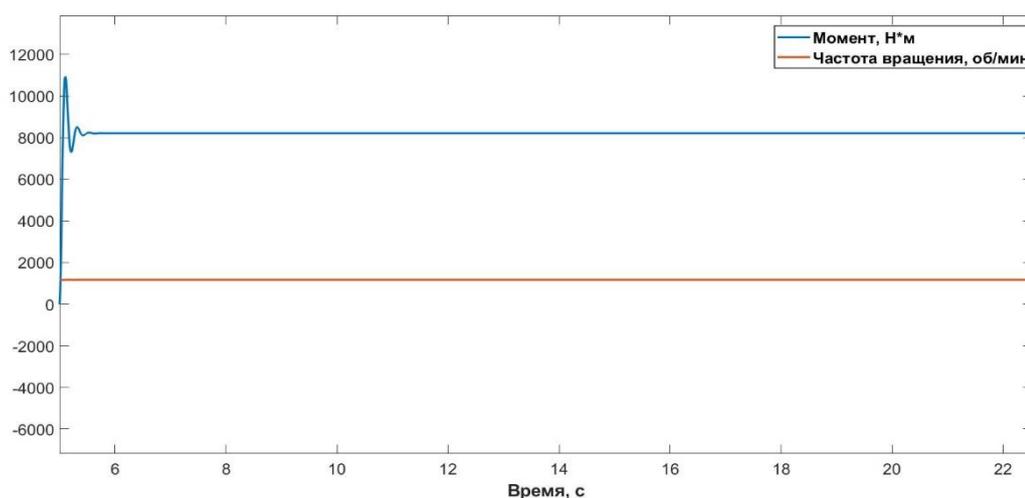


Рисунок 2.4 – График момента и частоты вращения ротора, полученных по результатам моделирования

Таким образом, погрешность действующего значения фазных токов двигателя, полученных на модели, по отношению к данным стендовых испытаний двигателя, при моменте сил сопротивления 8200 Н·м, без учета погрешности в измерениях, составила $\delta I_{\phi} = \frac{336 - 332}{336} \cdot 100\% = 4,2\%$, с учетом погрешности в измерениях $\delta I_{\phi} = 4,2 \pm (0,4 + 0,3) = (4,2 \pm 0,7)\%$.

2.3 Модель системы векторного управления

Согласно системе уравнений (2.1), входными величинами для математической модели являются проекции вектора напряжения статора. Данные проекции вектора напряжения статора формирует система управления электрическим приводом [79 – 81]. В качестве системы управления, как принято ранее, в дальнейшем рассматриваем векторную систему управления (рисунок 2.5) [82 – 84].

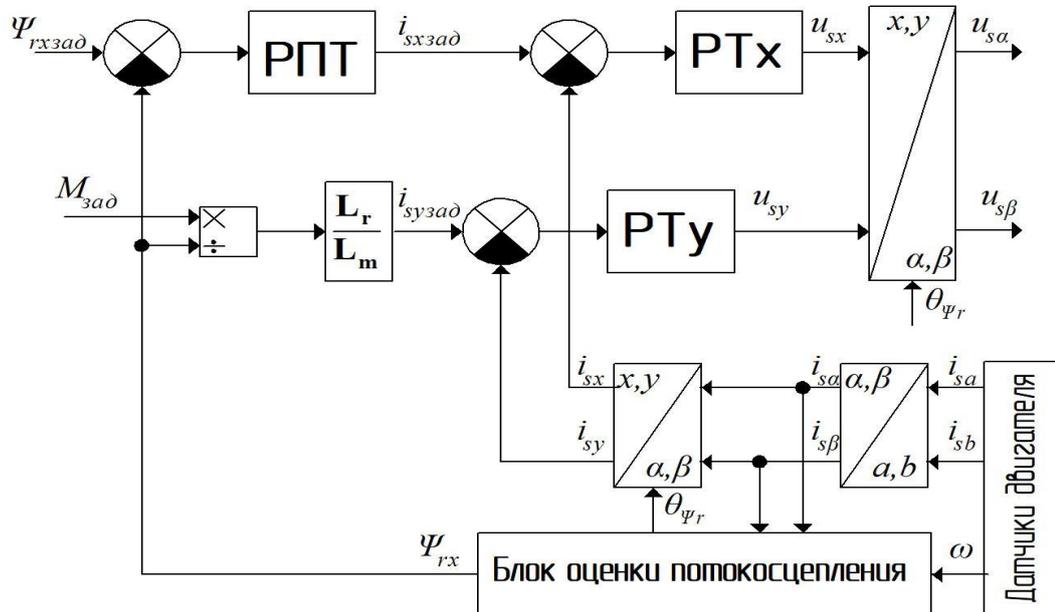


Рисунок 2.5 – Структурная схема системы векторного управления

Согласно структурной схеме (рисунок 2.5), физические величины представлены в координатах x, y , причем ось x сонаправлена с вектором

потокосцепления ротора. Проекция задания тока статора на ось y $i_{сузад}$ определяется как:

$$i_{сузад} = \frac{M_{зад}}{\Psi_{rx}} \cdot \frac{L_r}{L_m}, \quad (2.5)$$

где $M_{зад}$ – момент задания векторной системе управления; Ψ_{rx} – проекция вектора потокосцепления ротора на ось x .

В свою очередь, проекция задания тока статора на ось x $i_{sxзад}$ вычисляется по следующему выражению:

$$i_{sxзад} = k_{прп} (\Psi_{rxзад} - \Psi_{rx}(t)) + k_{ирп} \int (\Psi_{rxзад} - \Psi_{rx}(t)) dt, \quad (2.6)$$

где $k_{прп}$ – пропорциональный коэффициент регулятора потока; $k_{ирп}$ – интегральный коэффициент регулятора потока; $\Psi_{rxзад}$ – задание по проекции потокосцепления ротора по оси x ; Ψ_{rx} – проекция потокосцепления ротора по оси x .

Проекция напряжения статора на ось x u_{sx} определяется, исходя из выражения:

$$u_{sx} = k_{прт} (i_{sxзад}(t) - i_{sx}(t)) + k_{ирт} \int (i_{sxзад}(t) - i_{sx}(t)) dt, \quad (2.7)$$

где $k_{прт}$ – пропорциональный коэффициент регулятора тока; $k_{ирт}$ – интегральный коэффициент регулятора тока; i_{sx} – проекция тока статора по оси x .

Аналогично определяется проекция напряжения статора на ось y

$$u_{sy} = k_{прт} (i_{сузад}(t) - i_{sy}(t)) + k_{ирт} \int (i_{сузад}(t) - i_{sy}(t)) dt, \quad (2.8)$$

где i_{sy} – проекция тока статора по оси y .

Для координатных преобразований напряжений из вращающихся координат $xу$ в неподвижную $\alpha\beta$ используется обратное преобразование Парка:

$$\left. \begin{aligned} u_{s\alpha} &= u_{sx} \cos \theta_{\psi_r} - u_{sy} \sin \theta_{\psi_r}, \\ u_{s\beta} &= u_{sx} \sin \theta_{\psi_r} + u_{sy} \cos \theta_{\psi_r}, \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

где θ_{ψ_r} – фазовый угол потокосцепления ротора.

Для вычисления ошибок по току, необходимо преобразовать токи из неподвижных координат $\alpha\beta$ во вращающуюся в соответствии со следующей системой уравнений, согласно преобразованию Парка:

$$\left. \begin{aligned} i_{sx} &= i_{s\alpha} \cos \theta_{\psi_r} + i_{s\beta} \sin \theta_{\psi_r}, \\ i_{sy} &= -i_{s\alpha} \sin \theta_{\psi_r} + i_{s\beta} \cos \theta_{\psi_r}. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

Однако, для представления токов в неподвижных координатах $\alpha\beta$, необходимо выполнить преобразование измеренного тока по фазам А и В:

$$\left. \begin{aligned} i_{s\alpha} &= i_A, \\ i_{s\beta} &= \frac{1}{\sqrt{3}} i_A + \frac{2}{\sqrt{3}} i_B. \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

Потокосцепление ротора определяется как:

$$\psi_{rx} = \frac{L_m}{T_r p + 1} i_{sx}, \quad (2.12)$$

где T_r – постоянная времени ротора.

Фазовый угол потокосцепления ротора вычисляется согласно следующему выражению:

$$\theta_{\psi_{rx}} = \int \left(\frac{L_m i_{sy}}{T_r \psi_{rx}} + \omega \right) dt, \quad (2.13)$$

где ω – угловая частота вращения вала двигателя.

Математическая модель в пакете Malab/Simulink, построенная на основании формул 2.5 – 2.13, представлена на рисунке 2.6.

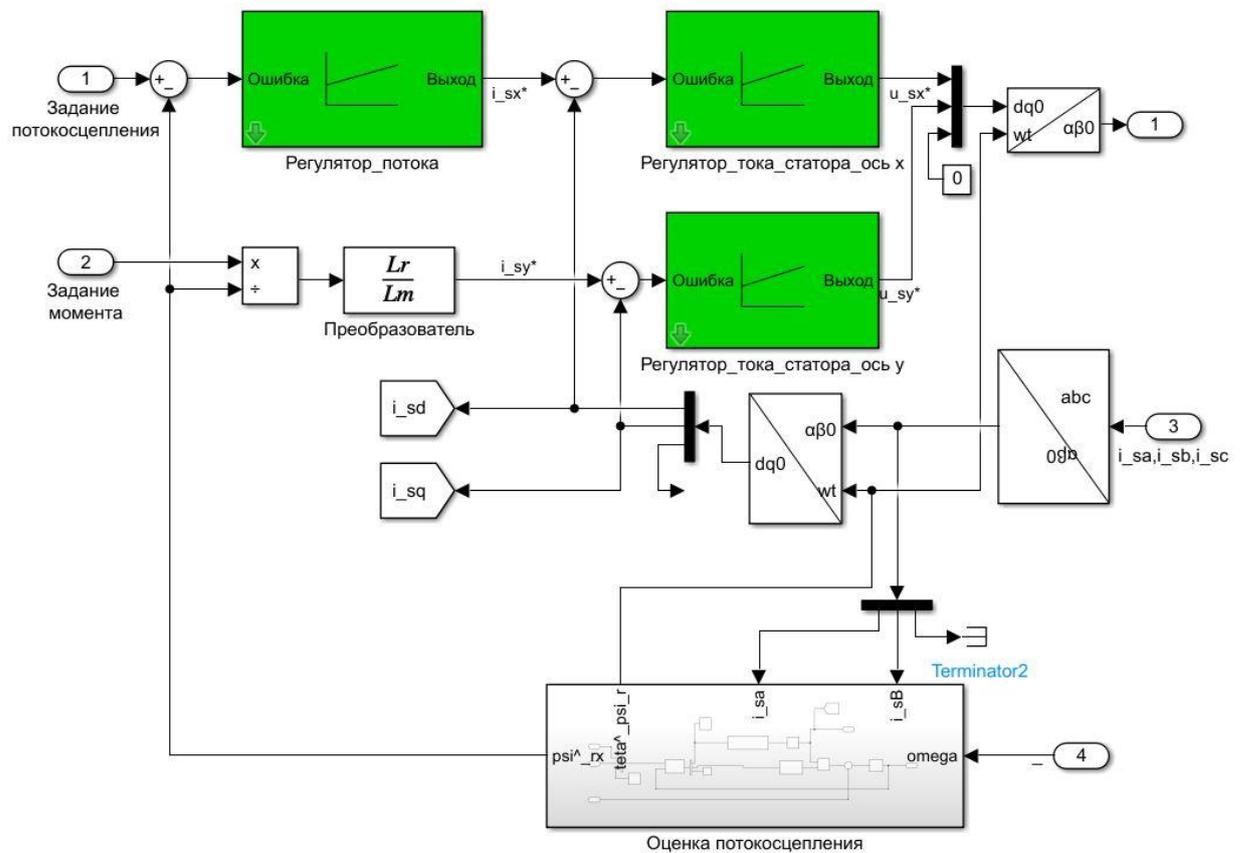


Рисунок 2.6 – Математическая модель векторной системы управления в пакете Matlab/Simulink

2.4 Модель автономного инвертора напряжения с широтно-импульсной модуляцией

Полученное на выходе системы векторного управления задание по напряжению реализуют посредством трехфазного инвертора по классической

схеме шести ключевого инвертора [85 – 88]. Причем на данном этапе не будет рассматриваться седьмой ключ, отвечающий за сброс энергии на тормозном резисторе, так как наибольший интерес представляют базовые алгоритмы широтно-импульсной модуляции. Как правило, в качестве ключей применяют IGBT-транзисторы [89, 90]. Для формирования выходного напряжения рассмотрим способ формирования ШИМ с использованием напряжения нулевой последовательности, которому свойственно полное использование напряжения звена постоянного тока [91 – 95].

Выражение для напряжения нулевой последовательности будет иметь вид:

$$u_0 = \frac{u_{min} + u_{max}}{\sqrt{3}}; \quad (2.14)$$

где u_{min} – минимальное напряжение из значений u_A, u_B, u_C ; u_{max} – максимальное напряжение из значений u_A, u_B, u_C .

Сигналы задания, подаваемые на ШИМ, можно вычислить по выражениям:

$$u_{0A} = \frac{2}{\sqrt{3}}u_A + u_0, \quad (2.15)$$

$$u_{0B} = \frac{2}{\sqrt{3}}u_B + u_0, \quad (2.16)$$

$$u_{0C} = \frac{2}{\sqrt{3}}u_C + u_0. \quad (2.17)$$

Сравнив сигналы задания u_{A0}, u_{B0}, u_{C0} с модулирующей частотой, имеющей треугольную форму, получим на выходе сигнал задания управления коммутационными ключами – 0 или 1. Далее сигналы задания поступают на вход усилителя с коэффициентом усиления, равный напряжению сети U_C .

Структурная схема модели векторной системы управления и автономного инвертора напряжения с ШИМ приведена на рисунке 2.7.

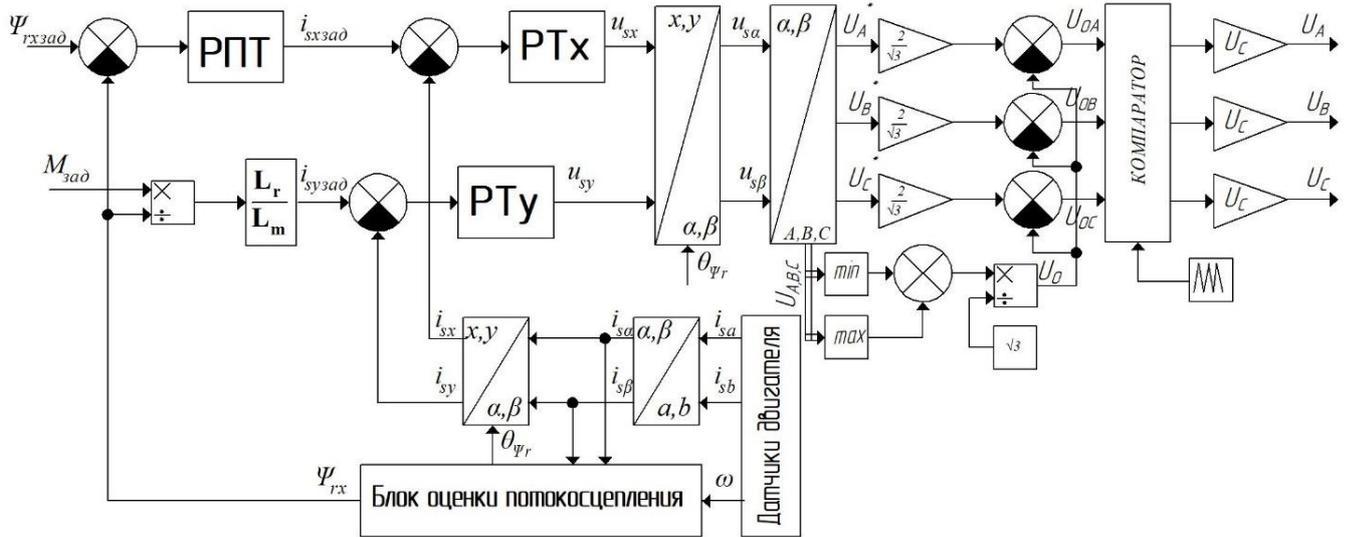


Рисунок 2.7 – Структурная схема модели векторной системы управления с автономным инвертором напряжения

2.5 Синтез регуляторов тока и регулятора потокосцепления

Согласно [83], расчет параметров регуляторов тока проводится по следующему выражению:

$$\beta_{\text{р.т.}} = \frac{\sigma T_s R_s}{2T_{\mu 1} k_{\Pi} k_{\text{дт}}}, \quad (2.18)$$

где $\beta_{\text{р.т.}}$ – динамический (пропорциональный) коэффициент датчика тока по оси β ; σ – коэффициент рассеяния машины; T_s – постоянная времени статора, равная L_s / R_s ; $T_{\mu 1}$ – малая постоянная времени контура тока; k_{Π} – коэффициент передачи датчика потока; $k_{\text{дт}}$ – коэффициент передачи датчика тока.

Выражение для расчета коэффициента рассеяния машины имеет вид:

$$\sigma = 1 - ((L_m / L_s) \times (L_m / L_s)). \quad (2.19)$$

Определим малую постоянную времени контура тока как значение чистого запаздывания:

$$T_{\mu 1} = 1/f_{\text{ШИМ}}, \quad (2.20)$$

где $f_{\text{ШИМ}}$ – частота ШИМ.

Интегральный коэффициент рассчитывается как:

$$k_{\text{ирт}} = \beta_{\text{р.т.}} / \sigma T_s. \quad (2.21)$$

Определим пропорциональный коэффициент регулятора потока [83]:

$$\beta_{\text{р.пт.}} = \frac{\sigma T_s k_{\text{дт}}}{2T_{\mu\psi} L_m}, \quad (2.22)$$

где $T_{\mu\psi}$ – малая постоянная времени при отсутствии запаздывания при определении потокосцепления ротора, $T_{\mu\psi} = 2T_{\mu 1}$.

Интегральный коэффициент определяется как:

$$k_{\text{ирп}} = \beta_{\text{р.пт.}} / T_s. \quad (2.23)$$

Для удобства примем $k_{\text{ирт}} = \beta_{\text{р.т.}}$, $k_{\text{ирп}} = \beta_{\text{р.пт.}}$.

2.6 Результаты моделирования и верификация

Модель тягового электропривода, представленная в данном подразделе, структурно включает в себя модели: тягового асинхронного двигателя, описанного в п. 2.2; векторной системы управления, описание которой приведено в п. 2.3; автономного инвертора напряжения с широтно-импульсной модуляцией, описанного в п. 2.4. Общий вид модели в пакете Matlab/Simulink показан на рисунке 2.8.

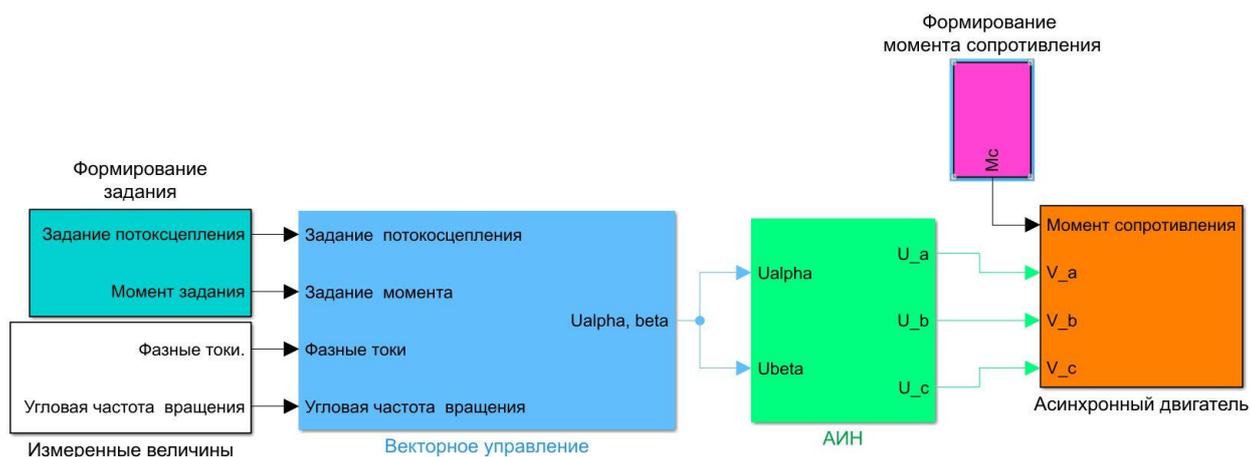


Рисунок 2.8 – Общий вид модели тягового электропривода со структурой «преобразователь частоты – асинхронный двигатель» в пакете Matlab/Simulink

Параметры модели представлены в таблице 2.2, в том числе параметры двигателя представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.2 – Параметры модели

Параметр	Значение
Пропорциональный коэффициент регулятора тока	4,8
Интегральный коэффициент регулятора тока	66,7
Пропорциональный коэффициент регулятора потока	31917
Интегральный коэффициент регулятора потока	40000
Задание по потокосцеплению, Вб	4,8
Частота ШИМ, Гц	4800
Метод расчета	Ode15s

Результаты моделирования представлены на рисунках 2.9 – 2.12. Моделирование проводилось при изменяемом напряжении контактной сети в диапазоне от 2900 В до 3700 В (график на рисунке 2.10). Данный разброс напряжения характерен в промышленной эксплуатации электровозов при

питании подвижного состава номинальным напряжением 3 кВ. Задание по моменту составляло 7000 Н·м. Момент сопротивления изменялся следующим образом: изначальный момент сопротивления составил 1000 Н·м, с последующим ступенчатым увеличением момента сопротивления на 5-й секунде до величины 5000 Н·м.

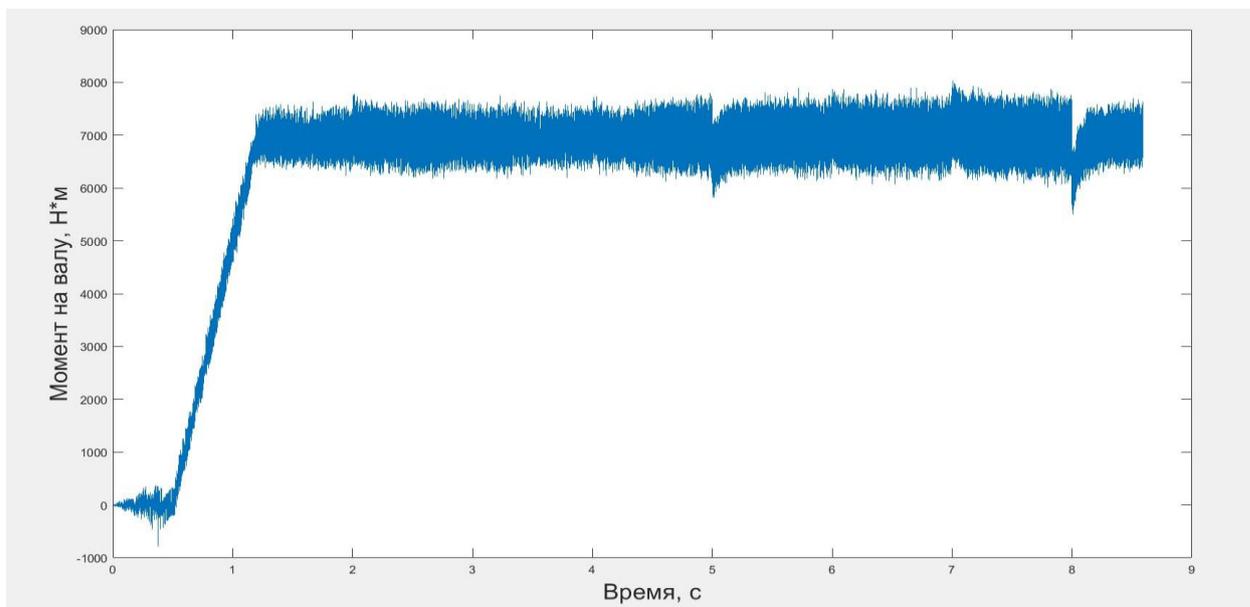


Рисунок 2.9 – Момент тягового двигателя

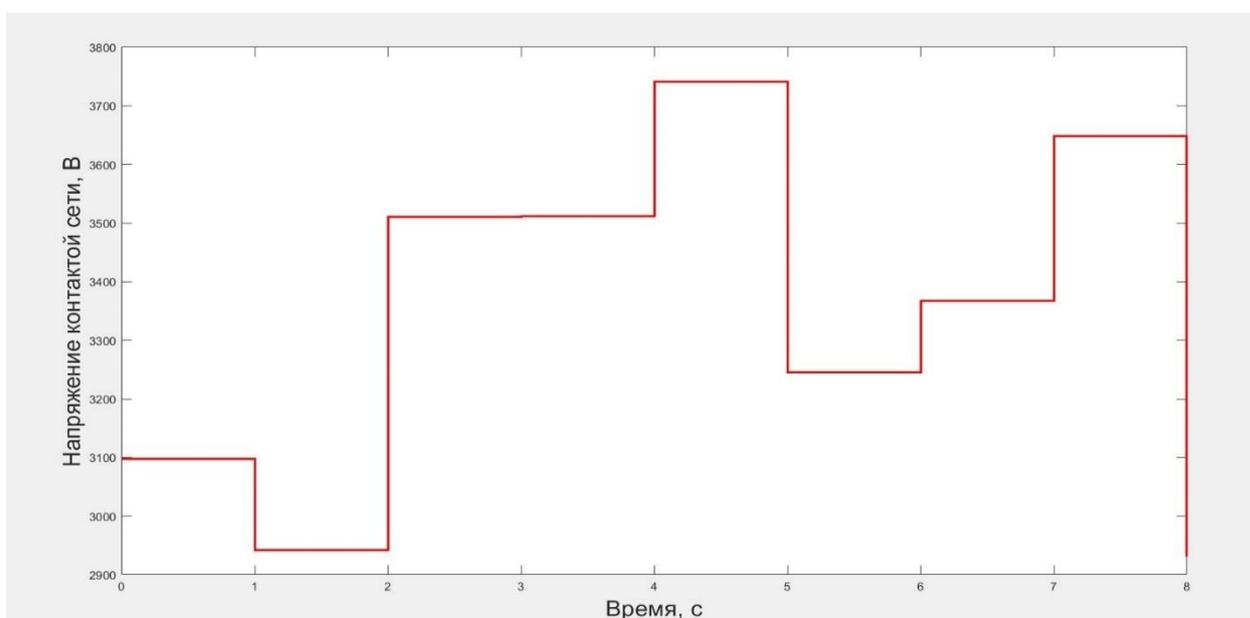


Рисунок 2.10 – Напряжение контактной сети

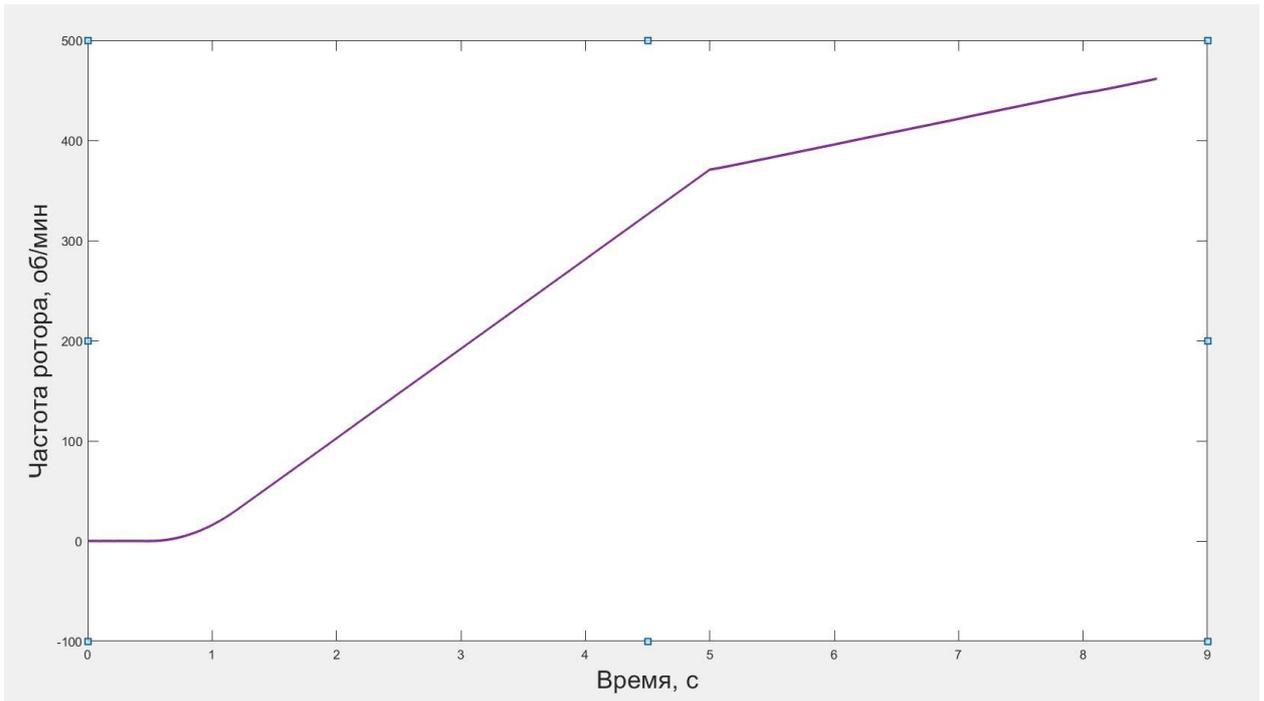


Рисунок 2.11 – Частота вращения вала двигателя

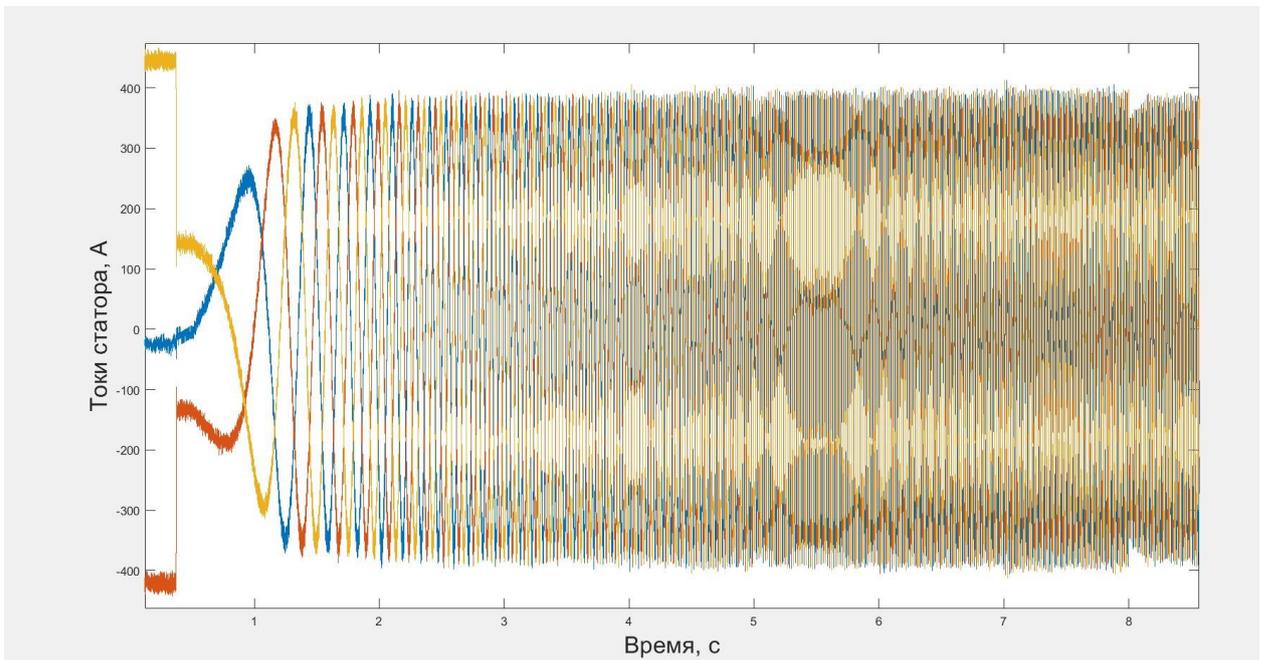


Рисунок 2.12 – Токи статора тягового двигателя

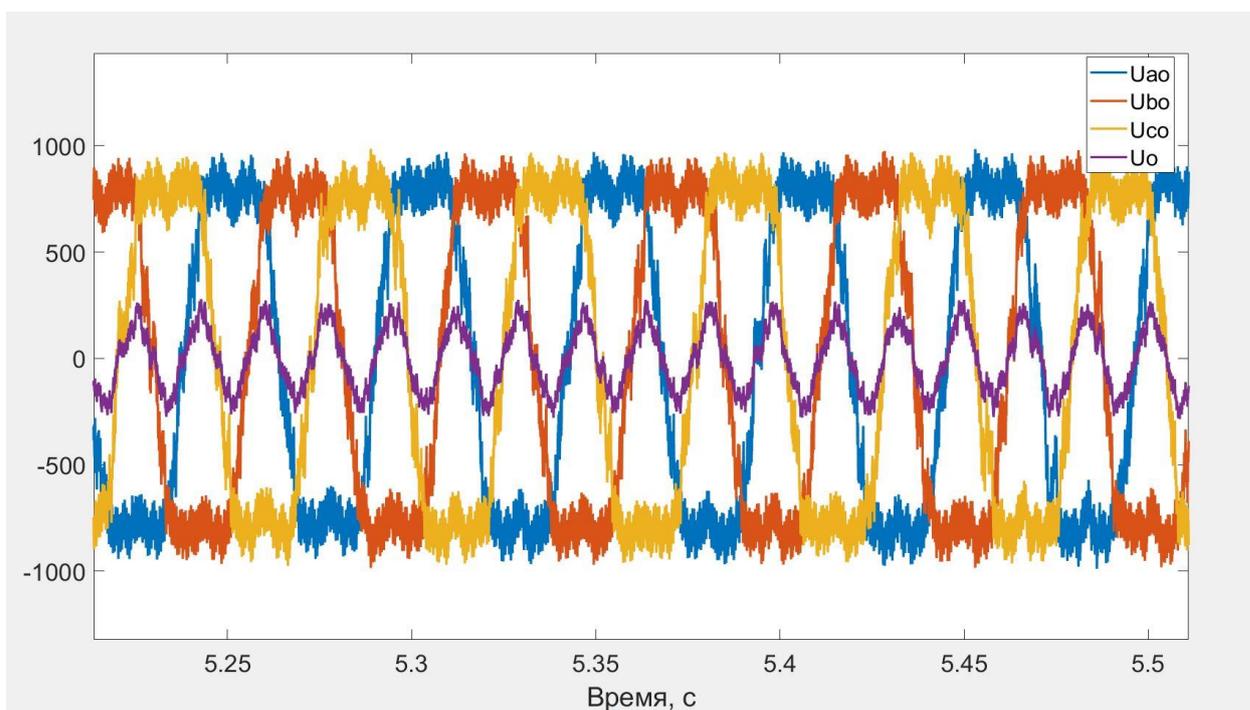


Рисунок 2.13 – Модулируемые напряжения и напряжение нулевой последовательности

Из результатов моделирования (рисунки 2.9–2.13) следует, что в начальный момент времени фазный ток равен постоянному значению, что необходимо для намагничивания асинхронного тягового двигателя. Далее, ток принимает синусоидальную форму с амплитудой 380 А, при этом начинают возрастать обороты асинхронного тягового двигателя. При ступенчатом увеличении момента сопротивления с 1000 Н·м до 5000 Н·м темп разгона замедляется. Отметим, что при падении напряжения сети снижается момент асинхронного тягового двигателя.

С целью подтверждения достоверности, или верификации модели, было проведено сравнение результатов промышленной эксплуатации электровоза ЗЭС8 и результатов моделирования. Моделирование проводилось на модели движения электровоза (рисунок 4.1). Отметим, что при моделировании задавались те же исходные данные, как и в промышленной эксплуатации, а именно масса состава 4000 т, скорость движения состава на модели соответствовала скорости в промышленной эксплуатации, также момент двигателя на модели соответствовал моменту в промышленной эксплуатации и был постоянным на временных участках сравнения. Результаты

промышленной эксплуатации и численного эксперимента показаны на рисунках 2.14–2.19 и представлены в таблице 2.3.

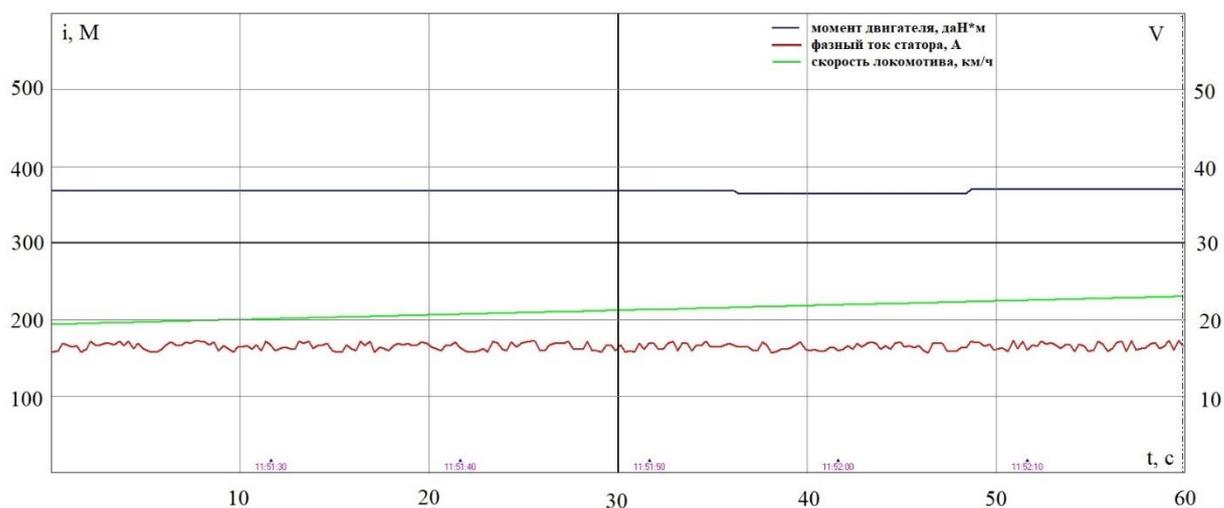


Рисунок 2.14 – Осциллограммы момента, действующего фазного тока и скорости состава в промышленной эксплуатации при постоянном моменте задания, величиной 3680 Н·м

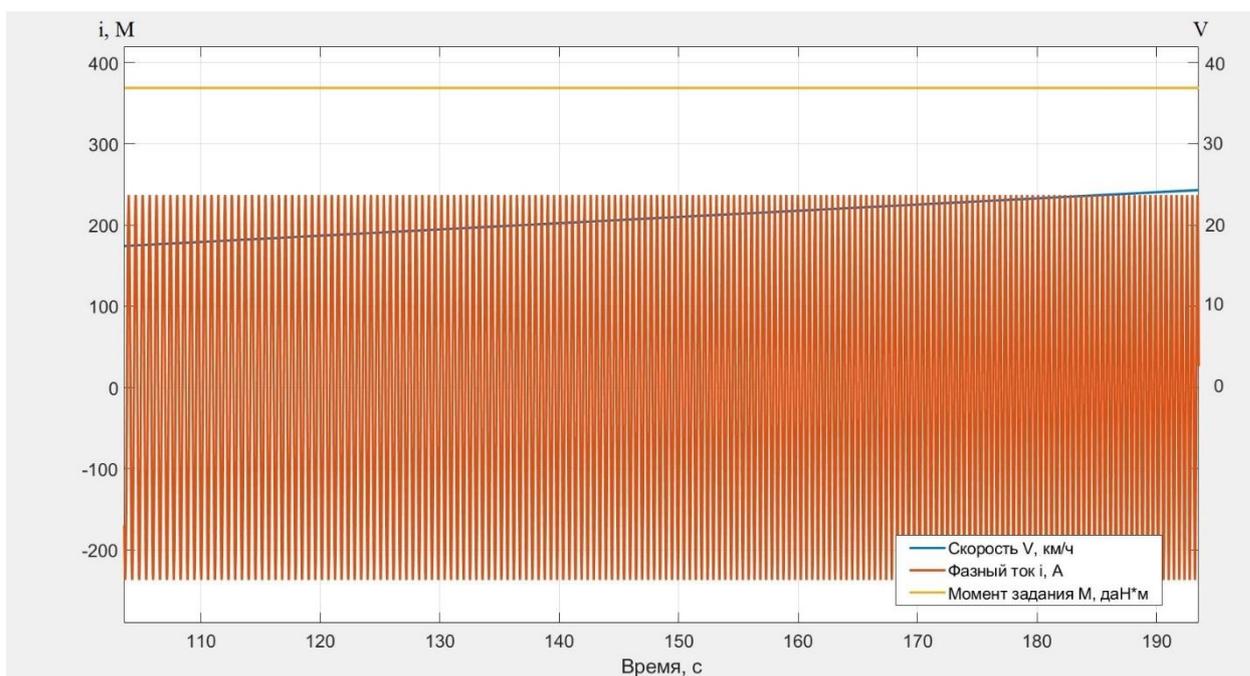


Рисунок 2.15 – Осциллограммы момента, действующего фазного тока и скорости состава – результаты численного эксперимента при постоянном моменте задания, величиной 3680 Н·м

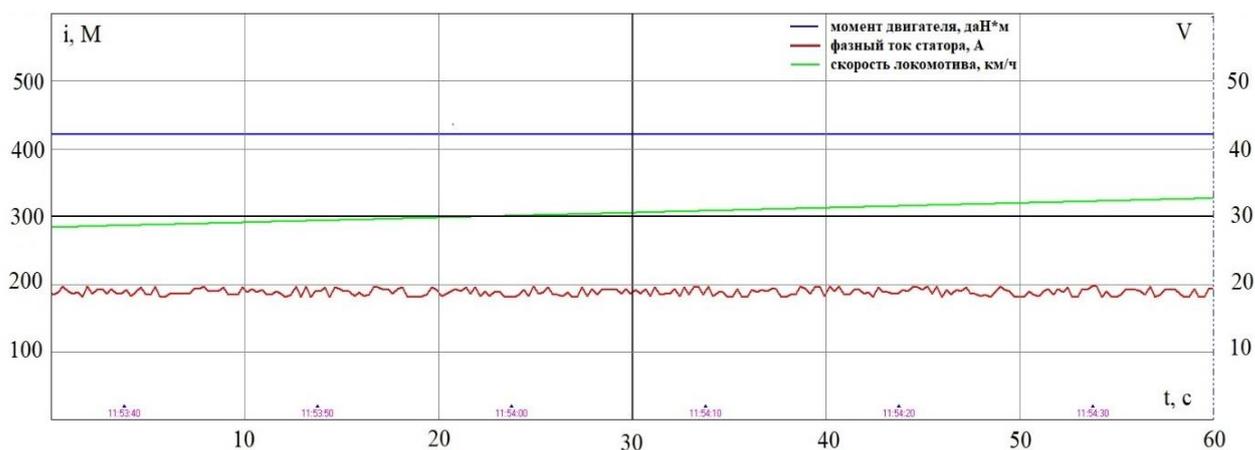


Рисунок 2.16 – Осциллограммы момента, действующего фазного тока и скорости состава в промышленной эксплуатации при постоянном моменте задания, величиной 4224 Н·м

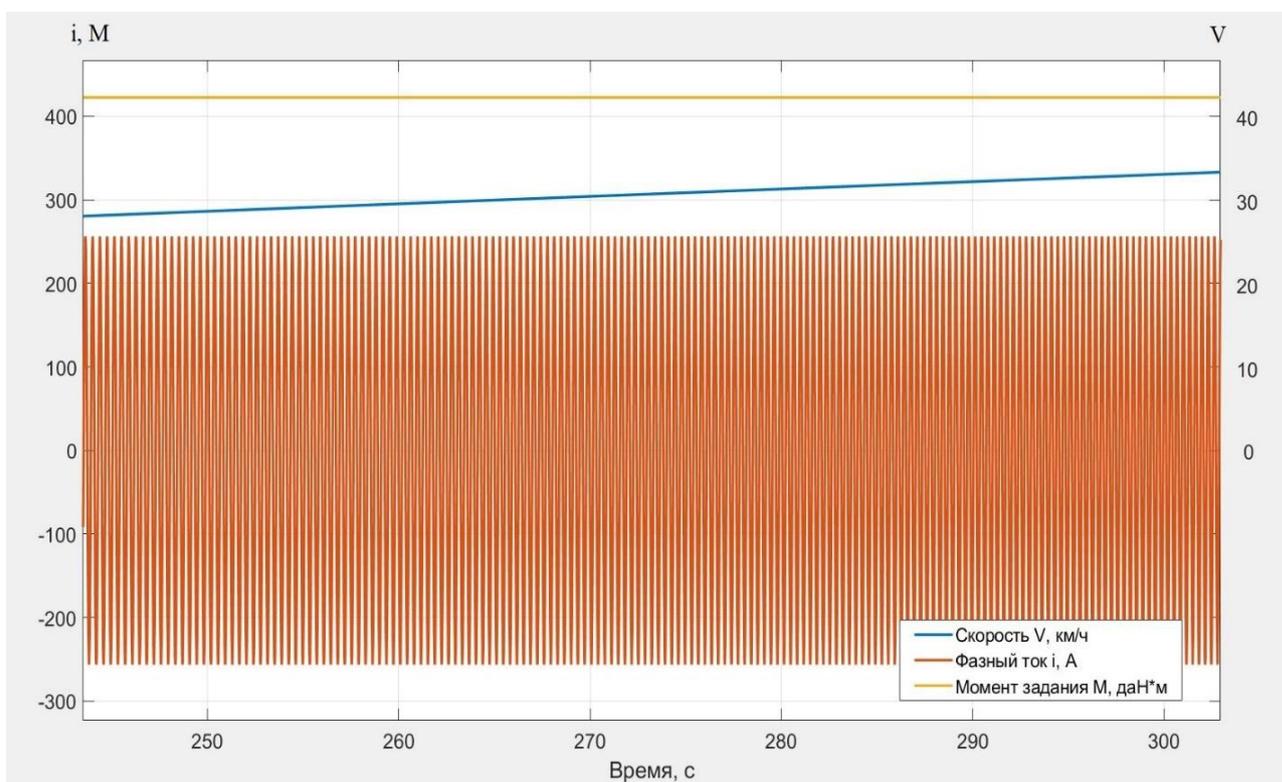


Рисунок 2.17 – Осциллограммы момента, действующего фазного тока и скорости состава – результаты численного эксперимента при постоянном моменте задания, величиной 4224 Н·м

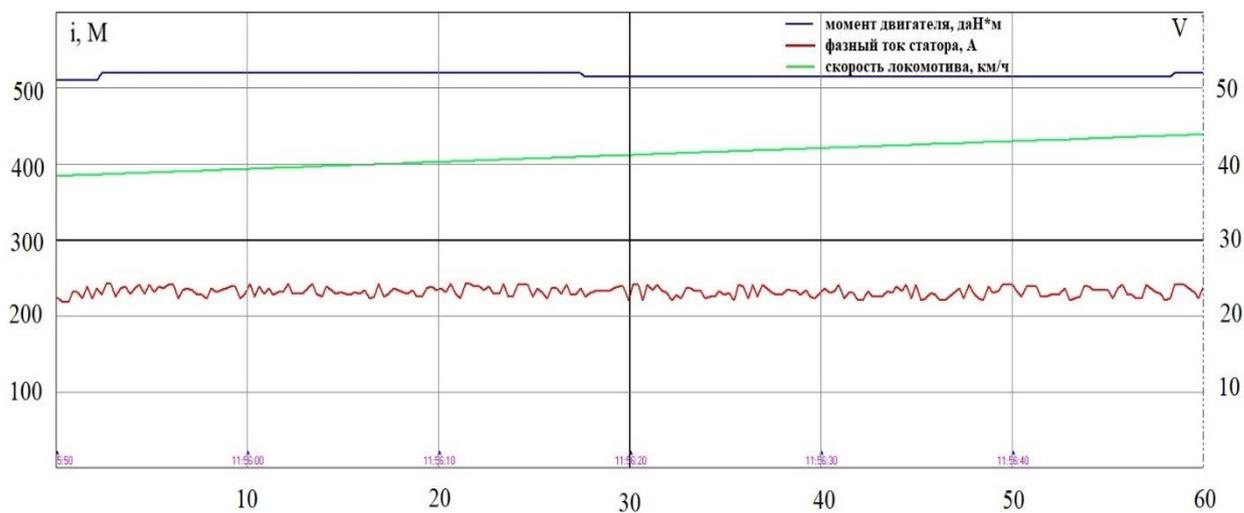


Рисунок 2.18 – Осциллограммы момента, действующего фазного тока и скорости состава в промышленной эксплуатации при постоянном моменте задания, величиной 5150 Н·м

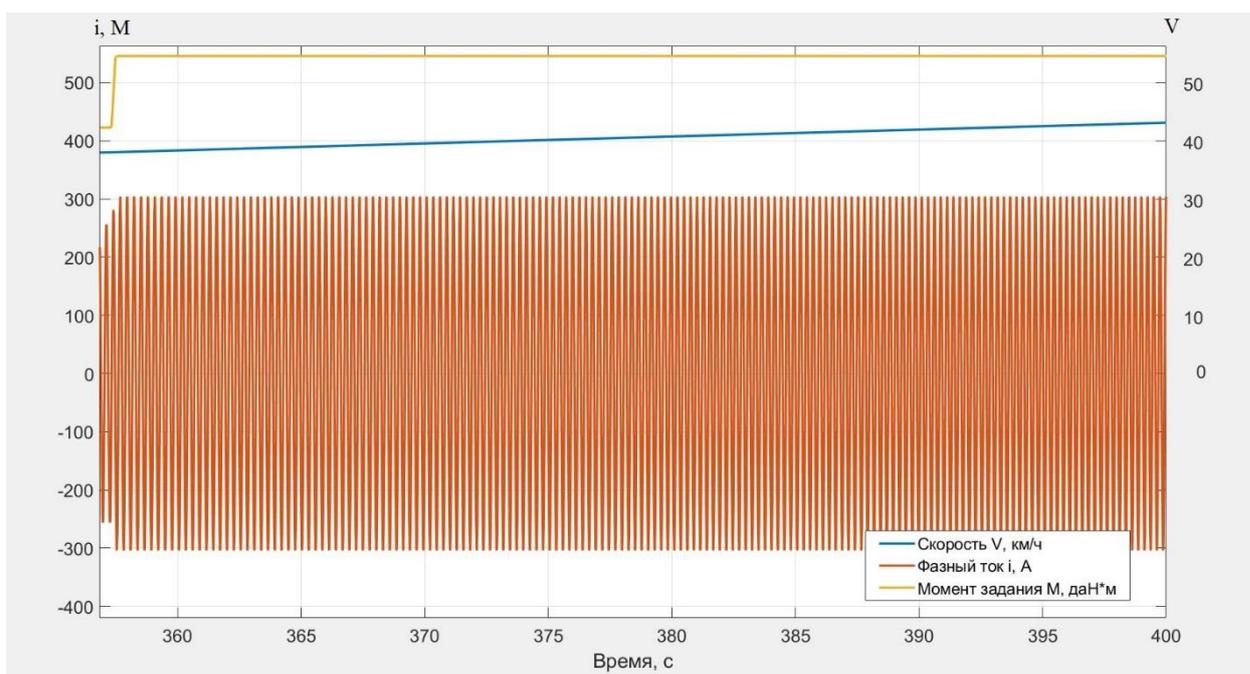


Рисунок 2.19 – Осциллограммы момента, действующего фазного тока и скорости состава – результаты численного эксперимента при постоянном моменте задания, величиной 5150 Н·м

Таблица 3.3 – Сравнение результатов численного эксперимента и данных промышленной эксплуатации

Номер опыта	Величина	Промышленная эксплуатация	Численный эксперимент	Ошибка по действующему току, %
I	Момент асинхронного тягового двигателя, Н·м	3680	3680	1,8
	Действующее значение фазного тока, А	163	160	
	Средняя скорость состава, км/ч	22	21,9	
II	Момент асинхронного тягового двигателя, Н·м	4224	4224	5,6
	Действующее значение фазного тока, А	195	184	
	Средняя скорость состава, км/ч	30,5	30,5	
III	Момент асинхронного тягового двигателя, Н·м	5150	5150	5,8
	Действующее значение фазного тока, А	230	218	
	Средняя скорость состава, км/ч	40,1	40,6	

Отметим, что в промышленной эксплуатации наблюдалось незначительное отклонение момента асинхронного тягового двигателя от первоначального значения (не более 3%), связано это с тем, что машинист незначительно варьировал задание момента. Тем не менее, в силу незначительного отклонения, данный момент принят постоянным. Таким

образом, все три сравнения проводились при постоянстве и идентичности момента асинхронного тягового двигателя и скорости состава.

Проведем верификацию по критерию допустимой ошибки между действующим значением фазного тока статора, определенным по осциллограммам промышленной эксплуатации и действующим значением, определенным по осциллограммам численного эксперимента. Отметим, что в силу технической и программной реализации электропривода в промышленной эксплуатации электровоза ЗЭС8 можно получить осциллограммы только действующего тока. При первом опыте и сравнении данных осциллограмм промышленной эксплуатации и численного эксперимента, момент двигателя составлял 3680 Н·м при средней скорости 21,9–22 км/ч, при этом максимальная ошибка по току составила 1,8%. При втором опыте и сравнении осциллограмм промышленной эксплуатации и численного эксперимента, момент двигателя составлял 4224 Н·м при средней скорости 30,5 км/ч, при этом максимальная ошибка по току составила 5,6%. При третьем опыте и сравнении осциллограмм промышленной эксплуатации и численного эксперимента момент двигателя составлял 5150 Н·м при средней скорости 40,1–40,6 км/ч, при этом максимальная ошибка по току составила 5,8%. Ввиду того, что ошибка по току не превысила 5,8%, можно утверждать, что данная модель верифицирована по критерию сравнения фазных токов статора асинхронного тягового двигателя в промышленных условиях и полученных методом моделирования с ошибкой не более чем 5,8%.

2.7 Представление модели тягового привода со структурой «преобразователь частоты – асинхронный двигатель» аperiodическим звеном первого порядка

При проведении численного эксперимента, описанного в п. 2.6, установлено, что моделирование движения электровоза совместно с моделированием электрического привода занимает большое количество машинного времени. С целью дальнейшей оптимизации времени

моделирования проведен численный эксперимент по подтверждению допустимости представления электрического привода со структурой «преобразователь частоты – асинхронный двигатель» апериодическим звеном первого порядка:

$$W_{\text{эм}}(p) = \frac{M_{\text{эм}}(p)}{M_{\text{зад}}(p)} = \frac{1}{T_{\text{эм}}p + 1}. \quad (2.24)$$

В модель движения (рисунок 4.1), параллельно апериодическому звену, поместим модель электрического привода (рисунок 2.8) таким образом, что на входе апериодического звена и модели привода будет одинаковый момент задания. Отметим, что электромагнитная постоянная времени, равная 0,017 с, получена опытным путем. Для оценки адекватности замены вычислим среднеквадратичную ошибку по моменту асинхронного тягового двигателя между моделью привода (рисунок 2.8) и апериодическим звеном первого порядка с постоянной времени 0,017 с. Структура части модели движения с моделью привода, апериодическим звеном и блоком вычисления среднеквадратичной ошибки представлена на рисунке 2.20.

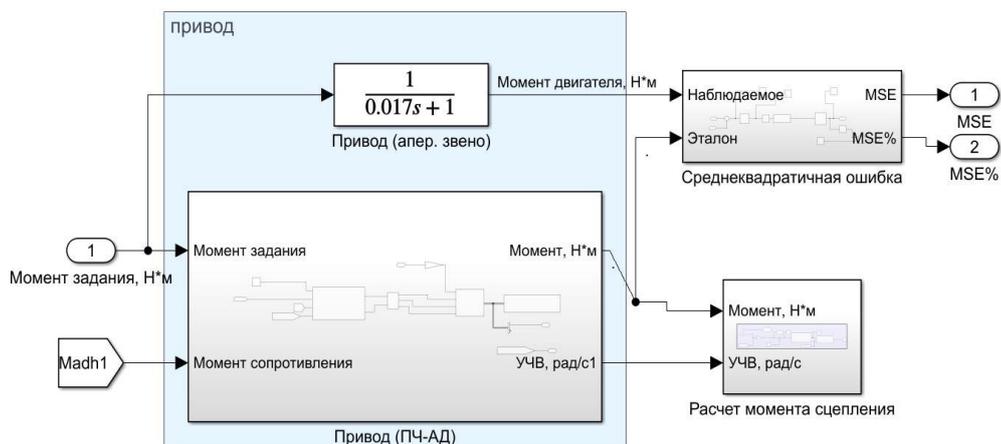


Рисунок 2.20 – Структура части модели движения со сравнением привода и апериодического звена первого порядка

С целью обоснования возможности замены проведем следующий численный эксперимент. Зададим постоянный момент задания величиной 7900 Н·м, с массой состава 1900 т, начальные коэффициенты $\alpha=0,4$ и $\beta=1$, согласно выражению 2.34, с изменением $\alpha=0,1$ и $\beta=4,5$ на период с 20 по 43 секунду с последующим восстановлением коэффициентов $\alpha=0,4$ и $\beta=1$. Уменьшение коэффициента α и увеличение коэффициента β имитирует частный случай движения – боксование.

Выражение 2.34 описывает аналитическую функцию зависимости коэффициента сцепления от скорости скольжения, и будет детально рассмотрено в разделе 2.8.

Результаты эксперимента показаны на рисунках 2.21–2.22.

Уменьшение задания момента электродвигателя с 20 по 43 секунду объясняется работой адаптивной системы управления.

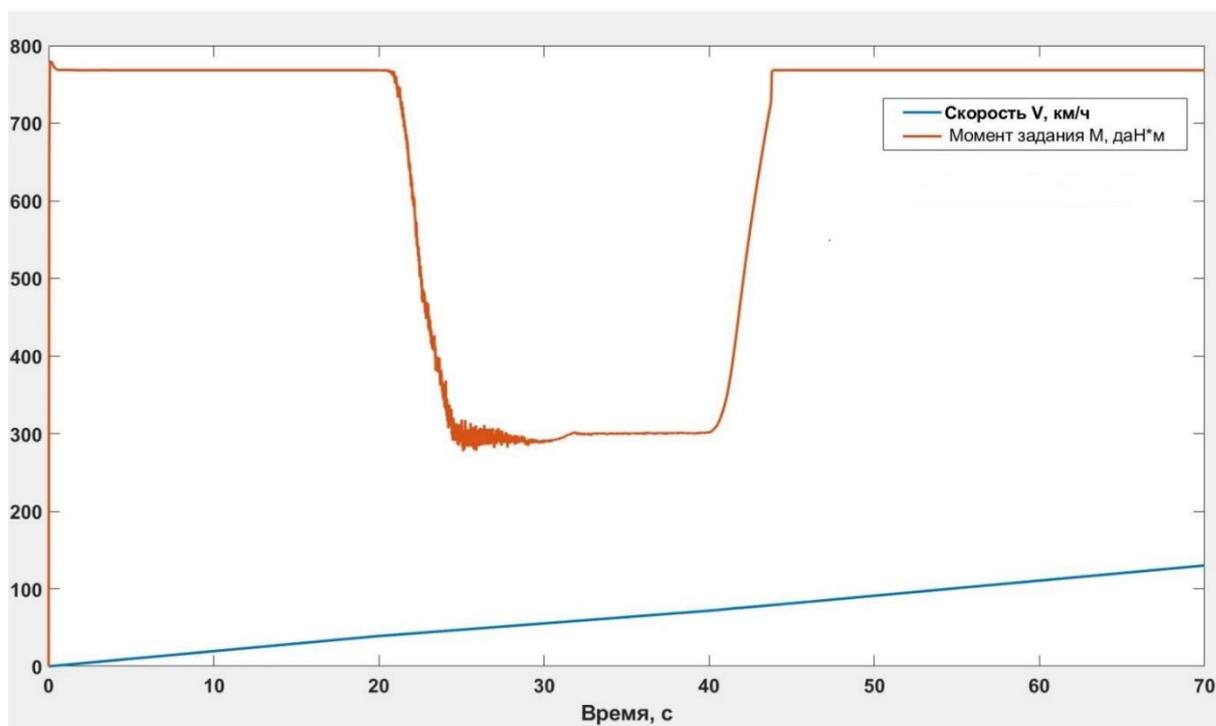


Рисунок 2.21 – Графики момента и скорости

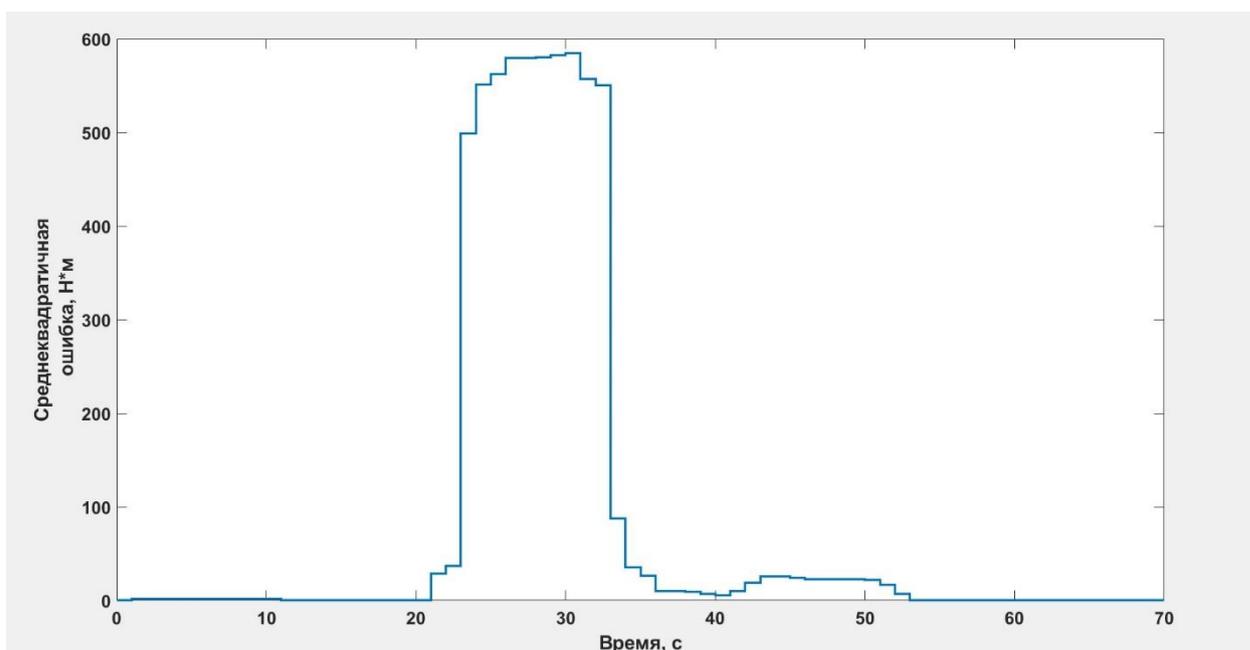


Рисунок 2.22 – Среднеквадратичная ошибка по моменту

Анализ результатов эксперимента (рисунки 2.21–2.22), показал, что в установившемся режиме работы электрического привода среднеквадратичная ошибка не превышала 10 Н·м, а в частном случае – боксовании, или переходном процессе, не превышала 590 Н·м, при этом ошибка относительно номинального момента не превышала $(8200/8200-590) \cdot 100=8\%$. Такая ошибка объясняется разной динамикой модели привода и апериодического звена первого порядка. Тем не менее, в силу того, что электромагнитного постоянная времени была определена опытным путем, а среднеквадратичная ошибка не превысила 590 Н·м, определим, что замена электрического привода на апериодическое звено первого порядка целесообразна.

Представление динамических свойств электропривода передаточной функцией (2.24) значительно упрощает математическую модель. Уточним, что такая замена возможна при допущении, что система управления компенсирует влияние противо-ЭДС на величину тока электродвигателя в переходных режимах для структуры подчиненного регулирования координат.

2.8 Расчет механической части тягового электропривода

Структурная схема механической части электропривода приведена на рисунке 2.23.

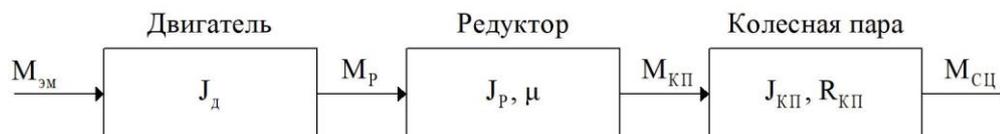


Рисунок 2.23 – Структурная схема механической части тягового электропривода

На рисунке 2.23 обозначено: $M_{эм}$ – электромагнитный момент двигателя; $J_d, J_p, J_{кп}$ – момент инерции двигателя, редуктора и колесной пары соответственно; M_p – входной момент редуктора; μ – передаточное число редуктора; $M_{кп}$ – момент колесной пары; $R_{кп}$ – радиус колесной пары; $M_{сц}$ – момент сцепления.

Исходя из структурной схемы (рисунок 2.23) и принятых допущений об абсолютно жестких механических связях, для механической части тягового электропривода электровоза справедливо следующее дифференциальное уравнение:

$$\ddot{\theta} \cdot J_{\Sigma} = \mu^2 \cdot M_{эм} - b \cdot \dot{\theta} - \mu \cdot M_{сц}, \quad (2.25)$$

где θ – угол поворота ротора тягового двигателя; b – коэффициент вязкости масла в редукторе; J_{Σ} – суммарный момент инерции, приведенный к ротору тягового двигателя; μ – передаточное число редуктора.

За основу математической модели движения локомотива примем модель движения [97, 98], учитывающую коэффициент сцепления в зоне контакта «колесо-рельс» и сопротивление движению подвижного состава. Упрощенно можно сказать, что основная задача моделирования движения локомотива заключается в определении силы тяги локомотива и силы сопротивления движению локомотива по уравнению

$$F_k - F_c = m_3 \cdot a, \quad (2.26)$$

где F_k – сила тяги подвижного состава; F_c – внешние силы сопротивления движению; m_3 – эффективная масса подвижного состава; a – ускорение подвижного состава.

Под эффективной массой m_3 понимается масса состава, учитывающая моменты инерции вращающихся частей, которая определяется через коэффициент $\xi < 1$ по выражению:

$$m_3 = \xi \cdot m, \quad (2.27)$$

где m – масса подвижного состава.

Внешние силы сопротивления движению подвижного состава можно классифицировать как:

- сила сопротивления, возникающая при движении;
- начальная статическая сила;
- сопротивление от уклонов;
- сопротивление в кривых.

Условно можно разделить силы сопротивления на основные и дополнительные. К основным силам относятся следующие силы, возникающие при движении:

- трения поверхности осей колесных пар в буксовых подшипниках;
- трения качения бандажа колёсной пары по поверхности рельса;
- трения скольжения колесной по поверхности рельса;
- сопротивления от рассеяния энергии локомотивом и поверхности рельсов (вследствие ударных нагрузок при проезде стыков, неравноупругостью и неровностью пути в плане и профиле, колебаний надрессорного строения подвижного состава и т. д.);

– сопротивления от окружающей среды (от скоростного напора воздуха на лобовую поверхность локомотива, от завихрений и разрежений воздуха у задней стенки хвостового вагона, от трения воздушных струй о боковую поверхность подвижного состава, от турбулентных потоков воздуха в межвагонных пространствах).

Основные силы трения рассчитывают по уравнению:

$$F_c = F_{\text{тр}} + F_n + F_y + F_{\text{кр}}, \quad (2.28)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила сопротивления, возникающая при движении; F_n – начальная статическая сила; F_y – сопротивление от уклонов; $F_{\text{кр}}$ – сопротивление от кривых.

Сила сопротивления, возникающая при движении:

$$F_{\text{тр}} = a + bV + cV^2, \quad (2.29)$$

где V – линейная скорость подвижного состава; a, b, c – индивидуально определяемые коэффициенты подвижного состава.

Начальную статическую силу и сопротивление от уклонов рассчитывают по уравнениям:

$$F_n = 7,5 \cdot 10^{-3} \cdot m \cdot g, \quad (2.30)$$

$$F_y = m \cdot g \cdot \sin \alpha, \quad (2.31)$$

где α – угол уклона.

Сопротивление от кривых:

$$F_{\text{кр}} = m \cdot g \cdot k_{\text{кр}}, \quad (2.32)$$

где $k_{\text{кр}}$ – коэффициент кривой.

Силу тяги поезда определяют по уравнению:

$$F_k = \frac{M_{\text{эм}}}{R_{\text{кп}}} \cdot \mu, \quad (2.33)$$

где $M_{\text{эм}}$ – электромагнитный момент двигателя; $R_{\text{кп}}$ – радиус колесной пары.

На рисунке 2.24 приведена структурная схема математической модели механической части тягового электропривода.

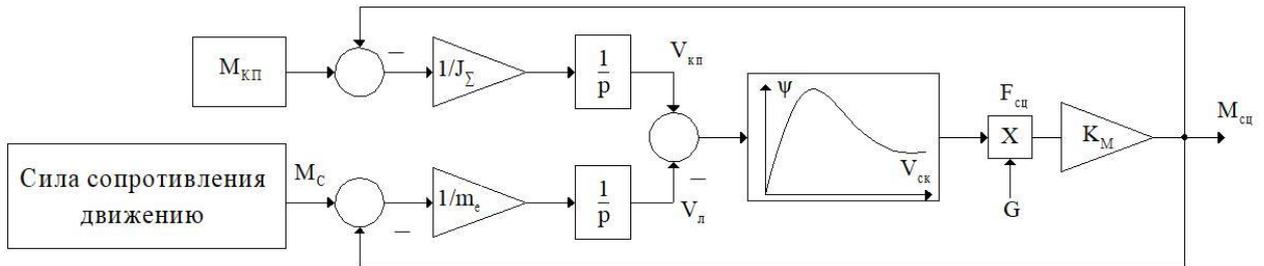


Рисунок 2.24 – Структурная схема математической модели механической части

Основные данные механической части, использованные для построения модели, приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Параметры модели

Параметр	Значение
Диаметр колесной пары, м	1,25
Максимальная сила тяги, кН	5300
Суммарный момент инерции, кг · м ²	55
Масса состава, т	8000
Сила тяжести, кН	245
Передаточное число редуктора	5,39

Определим аналитическую функцию зависимости коэффициента сцепления от скорости скольжения:

$$\psi = \frac{2 \cdot a}{\frac{\beta}{V_{\text{ск}}} + \frac{V_{\text{ск}}}{\beta}}, \quad (2.34)$$

где $V_{\text{ск}}$ – скорость скольжения

колесной пары.

Скорость скольжения определяется как разность между окружной скоростью колесной пары и линейной скоростью подвижного состава [99, 100]

$$V_{\text{ск}} = V_{\text{окп}} - V_{\text{л}}, \quad (2.35)$$

где $V_{\text{окп}}$ – окружная скорость колесной пары; $V_{\text{л}}$ – линейная скорость локомотива.

Результаты моделирования приведены на рисунках 2.25 – 2.27. Моделирование проводилось путем задания тягового усилия для одной секции локомотива с четырьмя тяговыми двигателями и массой подвижного состава 8000 т, при этом ускорение составило $0,020 \text{ м/с}^2$. При этом в промышленной эксплуатации ускорение подвижного состава весом 8100 т, не превышало $0,019 \text{ м/с}^2$. Таким образом можно сделать вывод, что данная модель верифицирована по критерию ускорения.

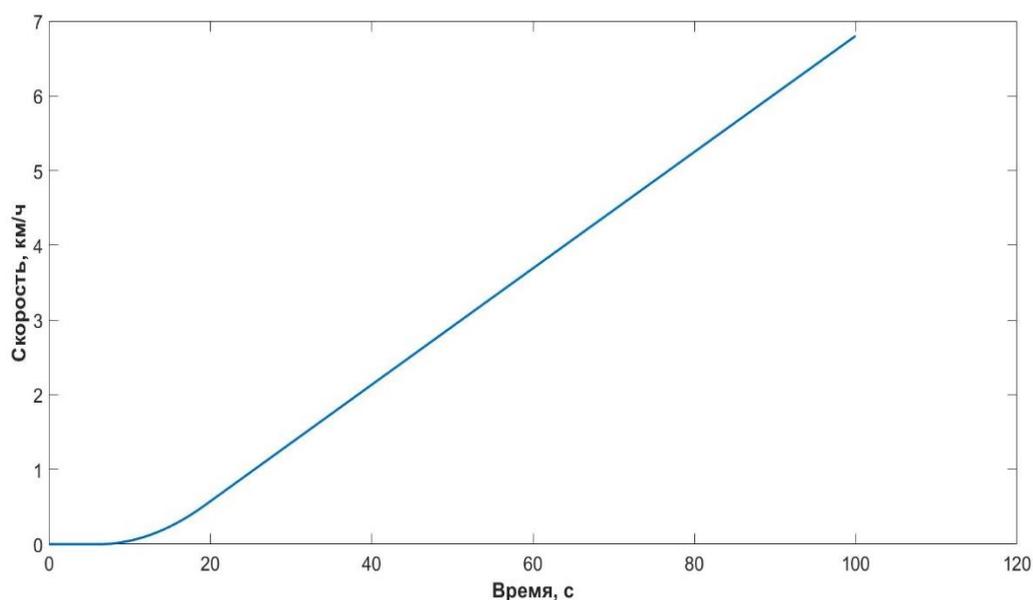


Рисунок 2.25 – Результаты моделирования – график скорости

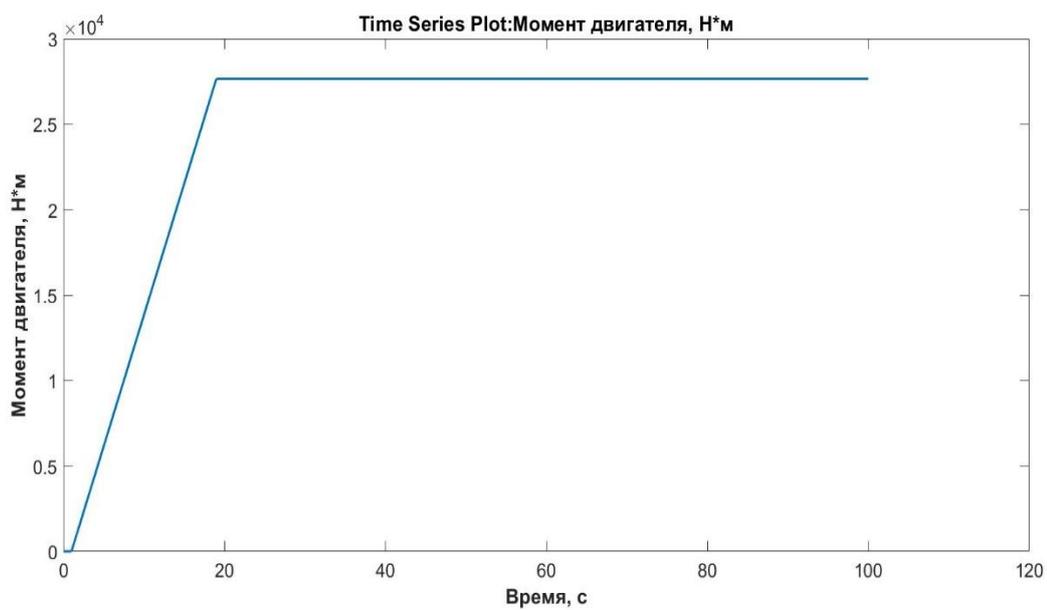


Рисунок 2.26 – Результаты моделирования – график момента двигателя

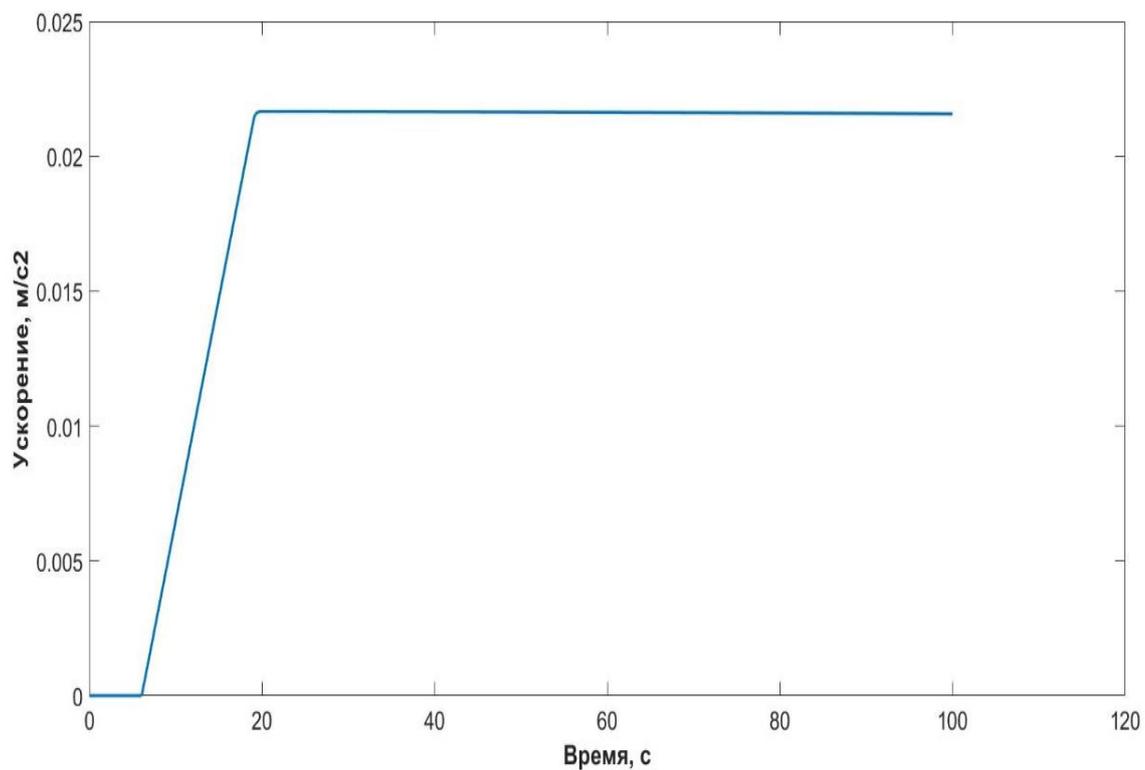


Рисунок 2.27 – Результаты моделирования – график ускорения

Рассмотрим более подробно силу нажатия на рельс. В работе [98] данная сила представляется как постоянная, однако в силу особенностей механической конструкции экипажной части электровоза сила нажатия на рельс динамически изменяется [101]. В дальнейшем будем рассматривать только продольное [101 – 103] изменение силы нажатия на рельс, так как именно изменение продольных нагрузок значительно влияет на изменение нагрузки. На рисунке 2.28 показаны основные силы, действующие на оси электровоза 3ЭС8.

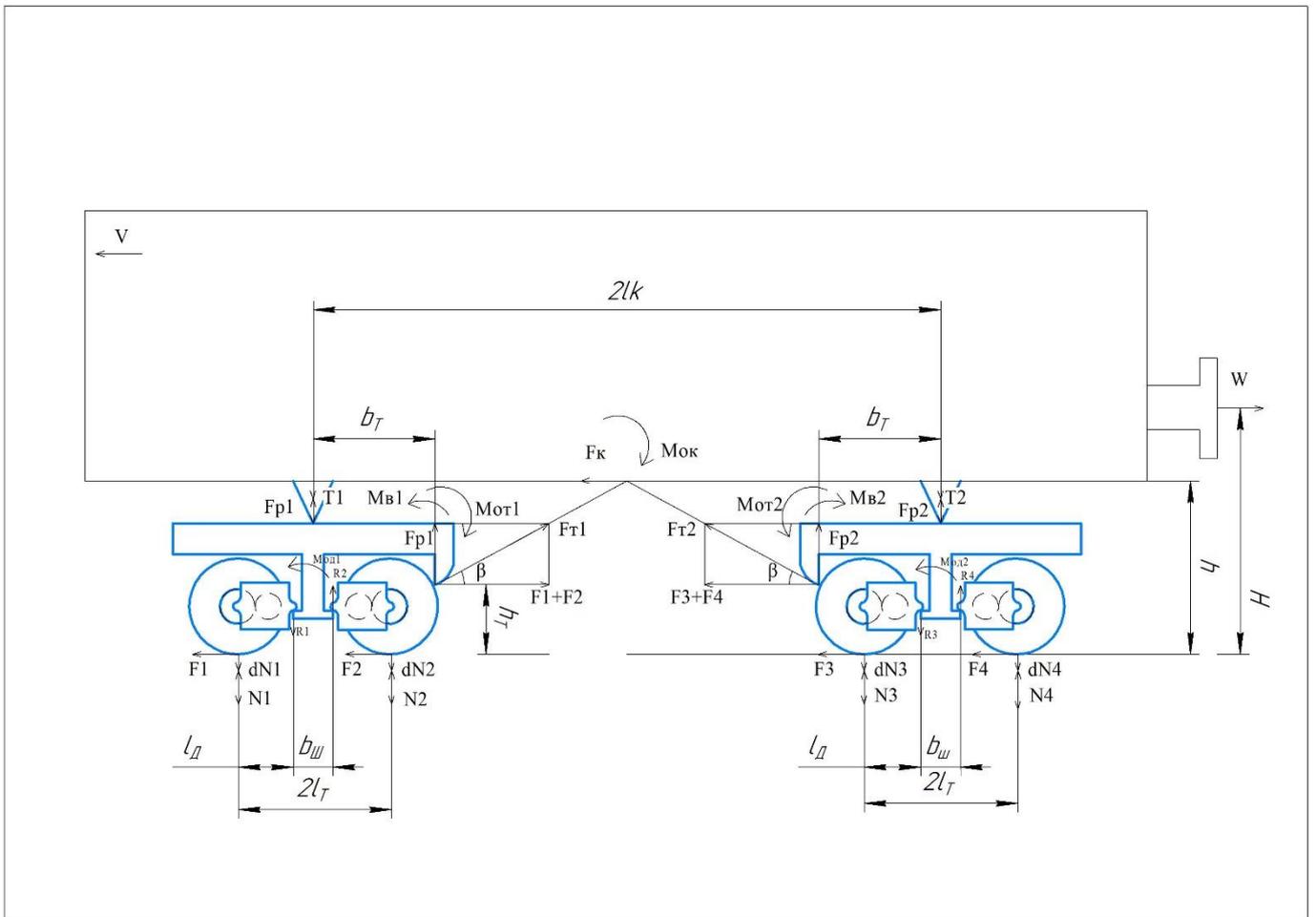


Рисунок 2.28 – Основные продольные силы, действующие на оси электровоза 3ЭС8

На рисунке 2.28 обозначено: $2lk$ – расстояние между шкворнями кузова;
 b_T – расстояние между шкворнем и точкой крепления наклонной тяги;
 F_k – сила тяги в точки крепления наклонных тяг к кузову;
 $M_{ок}$ – опрокидывающий момент кузова; W – сила тяги на автосцепке;

T_1, T_2 – динамические составляющие силы нажатия характеризующие влияние опрокидывающего момента на силу нажатия; F_{T1}, F_{T2} – силы передаваемые по наклонным тягам; F_{p1}, F_{p2} – составляющие сил F_{T1}, F_{T2} ; $M_{от1}, M_{от2}$ – опрокидывающие моменты тележек; $M_{в1}, M_{в2}$ – восстанавливающие моменты; β – угол наклона наклонных тяг; h_T – расстояние между точкой касания колесной пары и точкой крепления наклонной тяги к тележке; H – расстояние между автосцепкой и точкой крепления наклонной тяги к тележке; h – расстояние между точкой крепления наклонных тяг к кузову и точкой крепления наклонной тяги к тележке; $2l_T$ – расстояния между точками касания колесных пар одной тележки.

В соответствии с рисунком 2.28. динамическое составляющее сил нажатия можно классифицировать как распределение сил [104]:

- от кузова, вследствие разности высот автосцепки и точки крепления наклонных тяг к кузову;
- от тележек, вследствие передачи сил по наклонным тягам;
- от наклонных тяг.

Стоит отметить, что составляющая силы от наклонных тяг создает восстанавливающий момент. Использование наклонных тяг позволяет повысить коэффициент использования сцепного веса [102]. Однако ведущие мировые производители используют шкворни как способ передачи тягового усилия, так как таким образом можно значительно увеличить подкузовное пространство для установки оборудования, но с невысоким использованием сцепного веса.

Определим опрокидывающий момент кузова:

$$M_{ок} = W \cdot (H - h) = (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \cdot (H - h). \quad (2.36)$$

Силы разгрузки/догрузки тележек от влияния опрокидывающего момента кузова:

$$T_1 = -\frac{M_{ок}}{2l_k}, \quad (2.37) \quad T_2 = \frac{M_{ок}}{2l_k}. \quad (2.38)$$

Опрокидывающий момент тележек:

$$M_{от1} = (F_1 + F_2) \cdot h_T, \quad (2.39) \quad M_{от2} = (F_3 + F_4) \cdot h_T, \quad (2.40)$$

Силы разгрузки/догрузки осей вследствие действия опрокидывающего момента тележек:

$$dN_{T1} = -\frac{M_{от1}}{2l_T}, \quad (2.41) \quad dN_{T2} = \frac{M_{от1}}{2l_T}, \quad (2.42)$$

$$dN_{T3} = -\frac{M_{от2}}{2l_T}, \quad (2.43) \quad dN_{T4} = \frac{M_{от2}}{2l_T}. \quad (2.44)$$

Восстанавливающий момент тележек:

$$M_{BT1} = (F_1 + F_2) \cdot \operatorname{tg}\beta \cdot b_T, \quad (2.45)$$

$$M_{BT2} = (F_3 + F_4) \cdot \operatorname{tg}\beta \cdot b_T. \quad (2.46)$$

Силы разгрузки/догрузки осей вследствие действия восстанавливающего момента:

$$dN'_{T1} = \frac{M_{BT1}}{2l_T}, \quad (2.47) \quad dN'_{T2} = -\frac{M_{BT1}}{2l_T}, \quad (2.48)$$

$$dN'_{T3} = \frac{M_{BT2}}{2l_T}, \quad (2.49) \quad dN'_{T4} = -\frac{M_{BT2}}{2l_T}. \quad (2.50)$$

Исходя из выражений (2.27– 2.41), опишем изменение нагрузок на оси:

$$dN_1 = G + \frac{T_1}{2} + dN_{T1} + dN'_{T1}, \quad (2.51)$$

$$dN_2 = G + \frac{T_1}{2} + dN_{T2} + dN'_{T2}, \quad (2.52)$$

$$dN_3 = G + \frac{T_2}{2} + dN_{T3} + dN'_{T3}, \quad (2.53)$$

$$dN_4 = G + \frac{T_2}{2} + dN_{T4} + dN'_{T4}. \quad (2.54)$$

Результаты моделирования по выражениям (2.36 – 2.54) приведены на рисунке 2.29. Суть численного эксперимента заключалась в следующем. На автосцепке со второй секунды линейно задавалась сила тяги с 0% до 100% в соответствии с тяговой характеристикой электровоза, при этом наблюдались величины изменения нагрузок на оси электровоза.

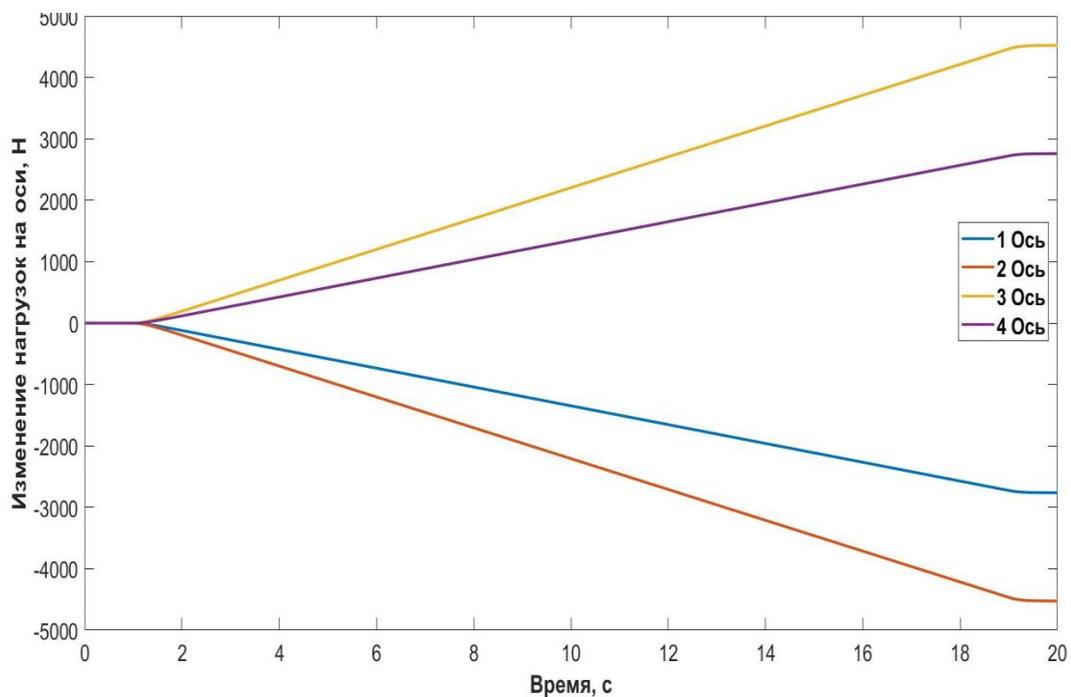


Рисунок 2.29 – Результаты моделирования изменения нагрузок на ось.

Результаты моделирования показали (рисунок 2.29), что третья и четвертая оси наиболее сильно нагружены, а первая и вторая наименее

нагружены, что соответствует известным данным, в частности [103]. Однако интересно, что вторая ось наименее нагружена в сравнении с первой осью. Данный факт подтвердился на эксперименте с участием автора. Эксперимент заключался в следующем: производился полив под первую колесную пару по направлению движения, при этом из сосуда поступала водоглицериновая смесь. Результаты эксперимента приведены на рисунках 2.30 и 2.31.

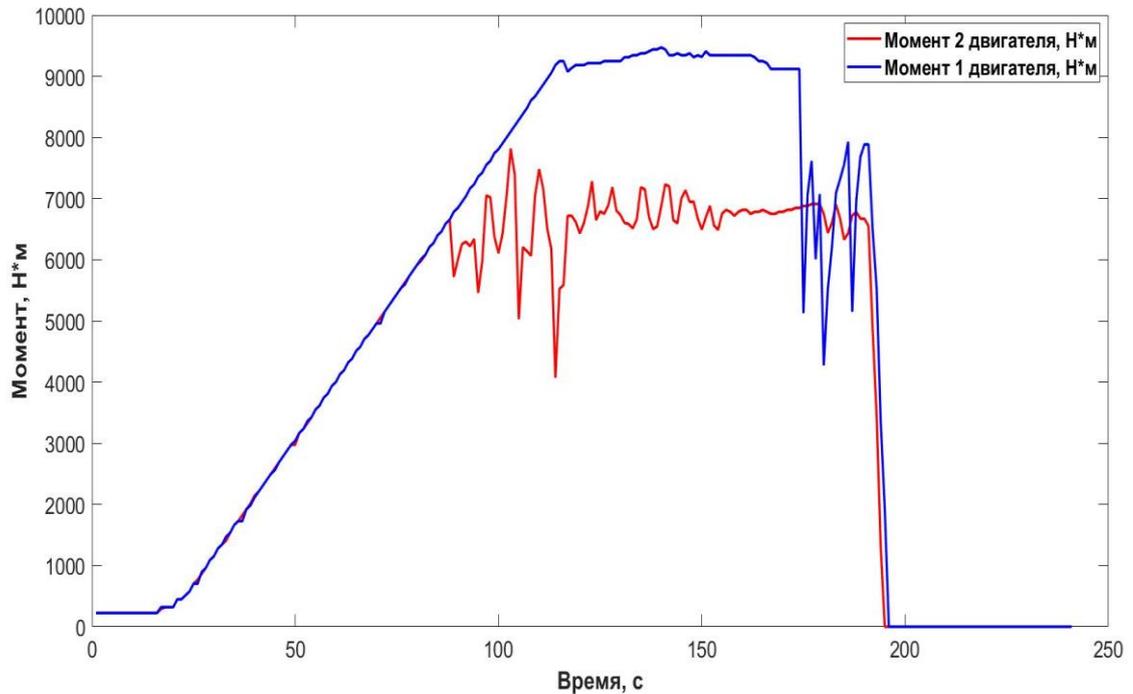


Рисунок 2.30 – График задания моментов тяговых двигателей.

На рисунке 2.30 приведены экспериментальные значения задания моментов тяговых двигателей 1 и 2, что соответствует первой и второй оси электровоза. Из рисунка 2.30 следует, что задание момента второй оси было меньше первой оси. Формирование момента задания второй оси на меньшем уровне при одинаковых условиях сцепления означает то, что сила нажатия на ось первой колесной пары больше второй колёсной пары.

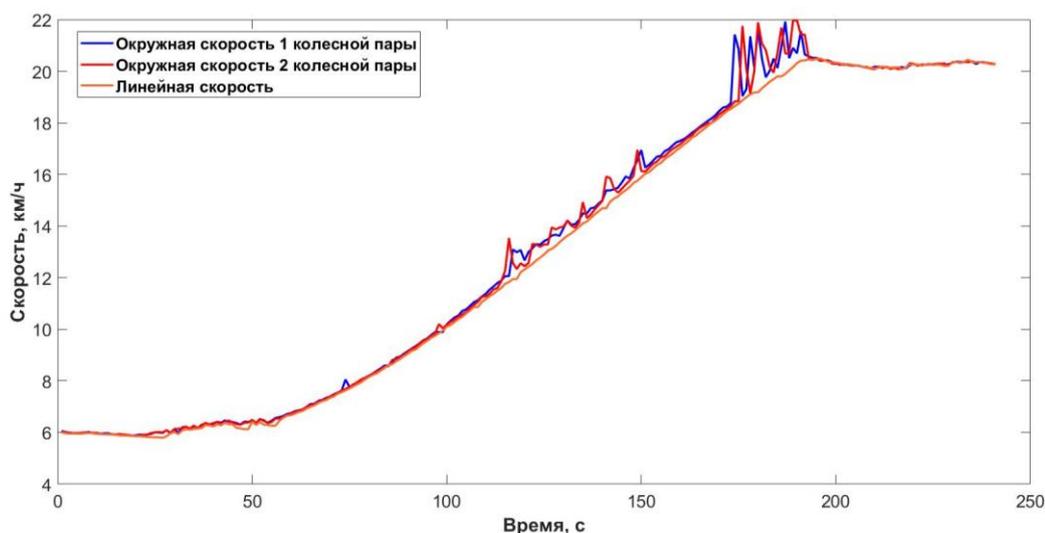


Рисунок 2.31 – График окружных скоростей колесных пар.

На рисунке 2.31 приведены экспериментальные данные окружных скоростей первой и второй колесных пар, что соответствует первой и второй оси электровоза. Из рисунка 2.31 следует, что скольжение колёсной пары второй оси больше, чем скольжение первой колесной пары. Увеличенное скольжение второй оси относительно первой при одинаковых условиях сцепления объясняется меньшей силой нажатия на рельс второй оси относительно первой оси.

Таким образом, результаты эксперимента подтвердили качественное соответствие результатов расчета (2.36–2.54) и моделирования (рисунок 2.29), и экспериментальных данных (рисунки 2.30 и 2.31), что позволяет сделать вывод о необходимости коррекции сигнала задания момента тягового двигателя отдельно для каждой колесной пары, с целью более полного использования тягового усилия каждой колесной пары без перехода колесной пары в режим боксования.

2.9 Расчет момента сцепления и коэффициента сцепления

Особенно важно знать существующие момент сцепления и коэффициент сцепления. На сегодняшний день не существуют технических средств измерения, позволяющих измерять момент сцепления непосредственно.

Однако, исходя из выражения (2.25), можно вычислить момент сцепления по следующему выражению:

$$M_{\text{сц}} = (\mu \cdot M_{\text{эм}} - \frac{b}{\mu} \dot{\theta}_p - \frac{J_{\Sigma}}{\mu} \ddot{\theta}_p). \quad (2.55)$$

В реальных цифровых системах управления в значениях угла поворота двигателя θ и электромагнитного момента двигателя $M_{\text{эм}}$ присутствуют случайные и периодические возмущения. Например, вследствие проезда стыков рельс в сигнале угла поворота двигателя появляется высокочастотная периодическая составляющая, связанная с ударной кратковременной нагрузкой на колесную пару. В совокупности, шумы приводят к искажению расчетной величины момента сцепления. Для устранения данного недостатка вычисленное значение момента сцепления фильтруют с помощью фильтра нижних частот [105], тогда уравнение для наблюдаемого момента сцепления будет иметь вид

$$\hat{M}_{\text{сц}} = \frac{\omega_{\text{ср}}}{p + \omega_{\text{ср}}} \cdot (\mu \cdot M_{\text{эм}} - \frac{b}{\mu} \dot{\theta}_p - \frac{J_{\Sigma}}{\mu} \ddot{\theta}_p), \quad (2.56)$$

где $\omega_{\text{ср}}$ – частота среза фильтра низких частот.

Таким образом, под наблюдаемым моментом сцепления будем понимать вычисленную косвенным методом величину на основе уравнений (2.55, 2.56) величину, сглаженную при помощи методов цифровой обработки сигналов.

Зная наблюдаемый момент сцепления, можно определить наблюдаемый коэффициент сцепления:

$$\hat{\psi}(t) = \frac{1}{G_{\text{л}}} \cdot \hat{M}_{\text{сц}}(t). \quad (2.57)$$

Для проведения численного эксперимента на математической модели зададимся значениями, представленными в таблице 2.5. Отметим, что от коэффициента α зависит максимальное значения коэффициента сцепления, а от коэффициента β – смещение точки максимального значения коэффициента

сцепления относительно скорости скольжения колесной пары на графике зависимости $\psi(V_{ск})$.

Таблица 2.5 – Значения коэффициентов

Время	α	β
<5	0,4	4,8
5 с	0,1	4,8
>10 с	0,4	4,8

График скорости скольжения колесной пары по результатам моделирования приведен на рисунке 2.32. На пятой секунде численного эксперимента в выражении 2.34 уменьшили значение коэффициента α ,

вследствие чего начала возрастать скорость скольжения до значения 7 км/ч. На десятой секунде численного эксперимента восстановили исходное значение коэффициента α , вследствие чего скорость скольжения начала снижаться. Наличие скорости скольжения на временном диапазоне с 10 по 16 секунду обусловлено наличием нормального скольжения. Под нормальным скольжением понимается такое скольжение колесной пары, при котором не происходит неконтролируемых скачков скольжения, при этом момент, заданный машинистом, остается неизменным.

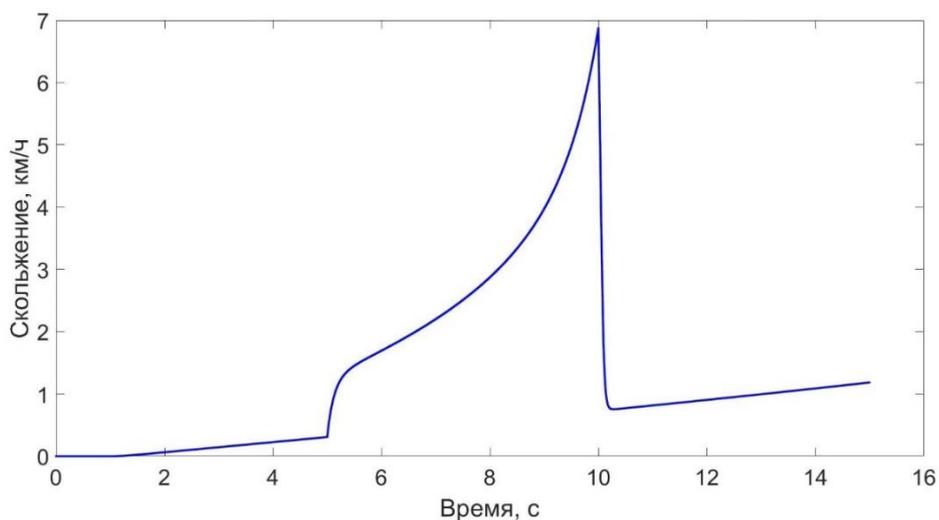


Рисунок 2.32 – График скорости скольжения колесной пары

На рисунках 2.33 и 2.34 представлены результаты расчета графиков момента сцепления и коэффициента сцепления (пунктирная линия) в

сравнении с соответствующими переменными, рассчитанными по аналитическим выражениям [97] (сплошная линия).

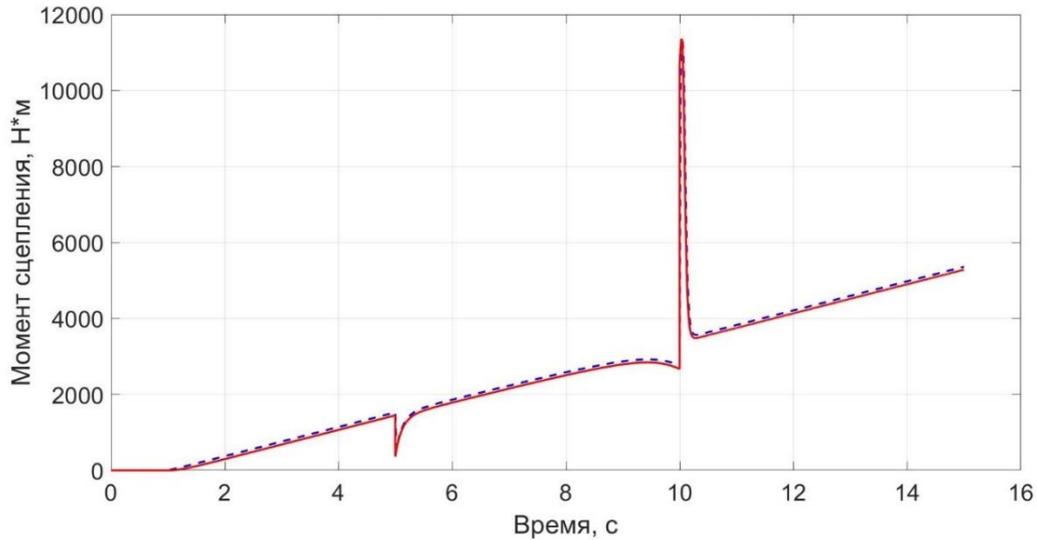


Рисунок 2.33 – График наблюдаемого момента сцепления (пунктирная линия) и момента сцепления, рассчитанного по аналитическому выражению [97] (сплошная линия)

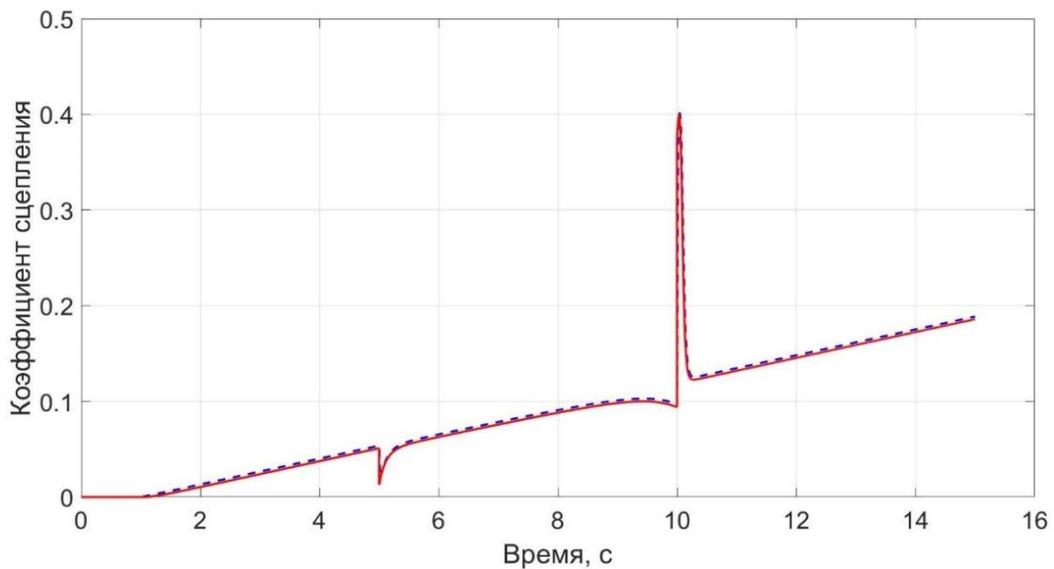


Рисунок 2.34 – График наблюдаемого коэффициента сцепления (пунктирная линия) и коэффициента сцепления, рассчитанного по аналитическому выражению [97] (сплошная линия)

Как следует из рисунков 2.33 и 2.34, наблюдатели момента сцепления и коэффициента сцепления имеют малую погрешность (менее 1%). Максимальное отклонение для наблюдаемого момента сцепления составляет 77 Н·м, что в процентном соотношении составляет 0,96% от максимального

момента, соответствующего зоне ограничения по сцеплению тяговой характеристики.

Для подтверждения полученных выше теоретических результатов были проведены экспериментальные исследования непосредственно на объекте, с целью изучения изменения наблюдаемого коэффициента сцепления и момента сцепления под влиянием внешних условий. Экспериментальные исследования проводились на магистральном электровозе постоянного тока ЗЭС8, оснащенный частотно регулируемым тяговым приводом с асинхронным тяговым двигателем. Электровоз был выполнен в двухсекционном варианте и оснащен системой полива воды под колесные пары. Масса состава составляла 7000 т. Эксперимент проводился в условиях минимальных порывов ветра (до 5 м/с), температура окружающей среды изменялась от 20 до 25 градусов по Цельсию, а влажность воздуха составляла 15%.

Эксперимент заключался в следующем. Электровоз начинал движение со стоянки, задание машинистом силы тяги составляло 7000 Н·м. При этом согласно выражениям (2.56, 2.57) проводились вычисления текущего наблюдаемого момента сцепления и текущего наблюдаемого коэффициента сцепления. При достижении уровня реализованного момента более чем 80% от заданного, производилась подача водно-глицериновой смеси в зону контакта колеса и рельса, вследствие чего нарушалось условие

$$F_k < F_{сц} \quad (2.58)$$

После чего начиналось избыточное скольжение колесной пары. Результаты эксперимента представлены на рисунках 2.35 и 2.36. На рисунке 2.35 представлены результаты расчета наблюдаемого момента сцепления.

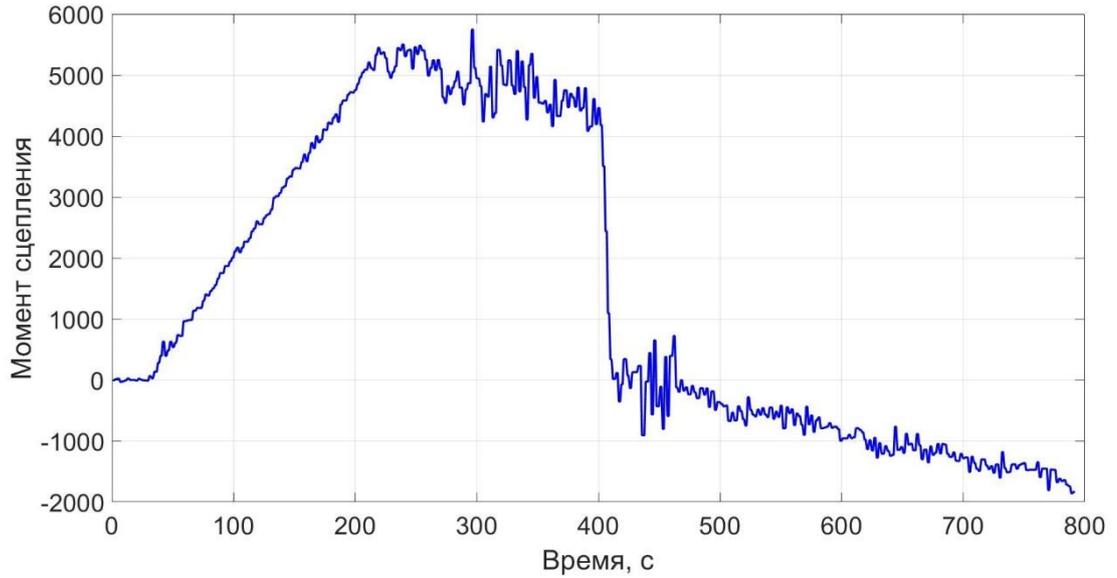


Рисунок 2.35 – График наблюдаемого момента сцепления

Восходящая часть графика (до 200 секунды) соответствует разгону подвижного состава, на 200 секунде был произведен полив водно-глицериновой смеси в зону контакта колеса и рельса, на 400 секунде был произведен переход в режим выбега с последующим переходом в режим электрического торможения.

На рисунке 2.36 представлены результаты расчета наблюдаемого коэффициента сцепления.

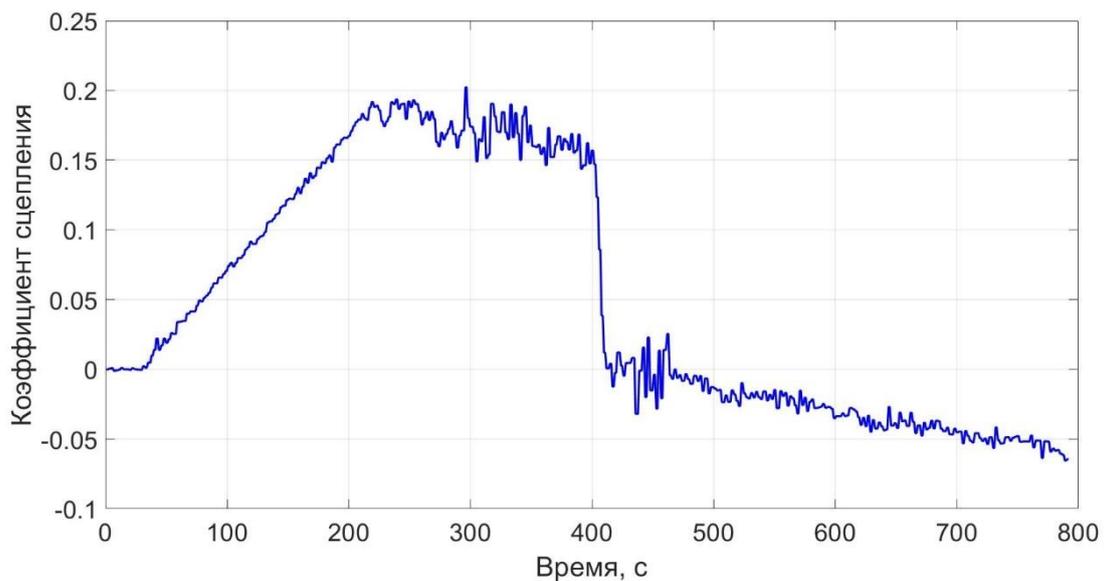


Рисунок 2.36 – График наблюдаемого коэффициента сцепления

График наблюдаемого коэффициента сцепления аналогичен графику момента сцепления. Это объясняется, тем, что при расчете наблюдаемого коэффициента сцепления не учитывалось перераспределение сил реакции силы тяжести секции локомотива в точке контакта.

2.10 Выводы

1. Получено математическое описание тягового асинхронного двигателя магистрального электровоза и представлены результаты численного эксперимента. Для верификации результатов численного эксперимента были проведены измерения тока электродвигателя при проведении стендовых испытаний двигателя по системе двигатель – генератор, с использованием способов регулирования питающего напряжения, с которыми двигатели будут эксплуатироваться на электровозе. Соответствие величины момента сил сопротивлению при проведении испытаний принятому при моделировании проверялось методом взаимной нагрузки. Погрешность задания момента сил сопротивления составила 0,2%. Действующее значение фазного тока, подтверждённое на испытаниях, составило 336 А при относительной погрешности $\pm 0,3\%$. Действующее значение фазного тока, полученного на модели, составило 322 А, что соответствует ошибке $(4,2 \pm 0,7)\%$ с учетом погрешности измерительных приборов – амперметра и датчика момента.

2. Получено математическое описание асинхронного двигателя при работе от преобразователя частоты с векторной системой управления и ШИМ с использованием напряжения нулевой последовательности. Приведены результаты моделирования. Верификация проведена путем сравнения фазных токов статора, полученных в результате численного эксперимента, и осциллограмм промышленной эксплуатации. Ошибка модели не превысила 5,8% при установившемся моменте асинхронного тягового двигателя.

3. С целью уменьшения времени моделирования был проведен численный эксперимент по замене электрического привода со структурой «преобразователь частоты – асинхронный двигатель» аperiodическим звеном

первого порядка. Эксперимент заключался в сравнении значения момента асинхронного тягового двигателя, полученного на детальной модели электрического привода, и момента на выходе апериодического звена первого порядка, являющимся аналогом модели электрического привода. Анализ результатов эксперимента показал, что в установившемся режиме работы электрического привода среднеквадратичная ошибка между детальной и упрощёнными моделями не превышала $10 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а в частном случае – боксовании, или переходном процессе, не превышала $590 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при этом ошибка относительно номинального момента не превышала 8% . В силу допустимой величины ошибки, равной 8% и находящейся в пределах точности инженерных расчетов, определено, что замена детальной модели электрического привода на апериодическое звено первого порядка целесообразна.

4. На основании уравнений движения локомотива построена математическая модель механической части электропривода. Приведены результаты моделирования. Моделирование производилось путем задания тягового усилия для одной секции локомотива с четырьмя тяговыми двигателями и массой подвижного состава 8000 т , при этом ускорение состава составило $0,020 \text{ м/с}^2$. При этом, в промышленной эксплуатации ускорение подвижного состава весом 8100 т не превышало $0,019 \text{ м/с}^2$. Таким образом, можно сделать вывод, что данная модель верифицирована по критерию ускорения.

5. Произведено математическое описание изменений нагрузки на оси электровоза 3ЭС8 и проведен численный эксперимент. Анализ результатов численного эксперимента показал, что наименее нагруженной осью является вторая ось, а наиболее нагруженной четвертая. Для верификации результатов расчета был проведен натурный эксперимент, заключающийся в том, что проводился полив водно-глицериновой смеси под первую ось. Анализ результатов натурального эксперимента показал, что формирование момента задания второй оси на меньшем уровне при одинаковых условиях сцепления

означает, что сила нажатия на ось первой колесной пары больше силы нажатия второй колёсной пары. Таким образом, результаты эксперимента подтвердили качественное соответствие результатов расчета и моделирования, и экспериментальных данных.

6. Приведены выражения для косвенного расчета момента сцепления и коэффициента сцепления. Для проверки выражений был проведен натурный эксперимент непосредственно на объекте – электровозе ЗЭС8. Анализ результатов эксперимента показал, что при ухудшении условий сцепления, снижался наблюдаемый момент сцепления и наблюдаемый коэффициент сцепления. Таким образом, результаты эксперимента качественно подтвердили правильность и достоверность теоретических расчетов.

ГЛАВА 3. СТРУКТУРА И ЗАКОН УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ МАГИСТРАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОВОЗА В РЕЖИМЕ ИЗБЫТОЧНОГО СКОЛЬЖЕНИЯ

3.1 Постановка задачи исследования

Целью данной главы является разработка структуры и закона управления тяговым электроприводом в режиме избыточного скольжения. Для построения структуры и закона управления тягового электропривода необходимо решить следующие задачи:

- 1) провести анализ особенностей управления тяговым электроприводом магистрального электровоза;
- 2) определить входные и выходные переменные системы управления тяговым усилием;
- 3) выполнить структурный синтез адаптивной системы управления тяговым усилием;
- 4) разработать математическое описание адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой.

Рассмотрим особенности управления магистральным электровозом. Управление тяговым электроприводом современного магистрального электровоза осуществляет машинист поезда путем задания тягового усилия при помощи джойстика задания. В случае возникновения при движении подвижного состава избыточного скольжения, машинисту поступит сигнал о наличии избыточного скольжения. При этом у машиниста есть выбор режима управления: с включённой противобоксовочной защитой или без нее. В случае выбора режима управления без противобоксовочной защиты, машинист самостоятельно должен снизить момент до прекращения избыточного скольжения. Однако при этом машинист не в состоянии поддерживать

необходимую величину скольжения колесной пары для реализации максимально возможного момента сцепления.

В случае выбора режима с включённой противобоксовочной защитой, при возникновении избыточного скольжения задачу поддержания необходимой величины скольжения и момента осуществляет система автоматического управления тяговым усилием.

Таким образом необходимо разработать структуру и закон управления тяговым электроприводом магистрального электровоза в условиях ограничения максимального момента сцепления колесной пары с рельсом.

3.2 Входные и выходные переменные системы управления тяговым электроприводом электровоза с поосным регулированием силы тяги

На современных отечественных электровозах с асинхронными тяговыми двигателями, таких как 2ЭС10, 2ЭС7, 2ЭС5 применяется структура тягового электропривода представленная на рисунке 3.1.

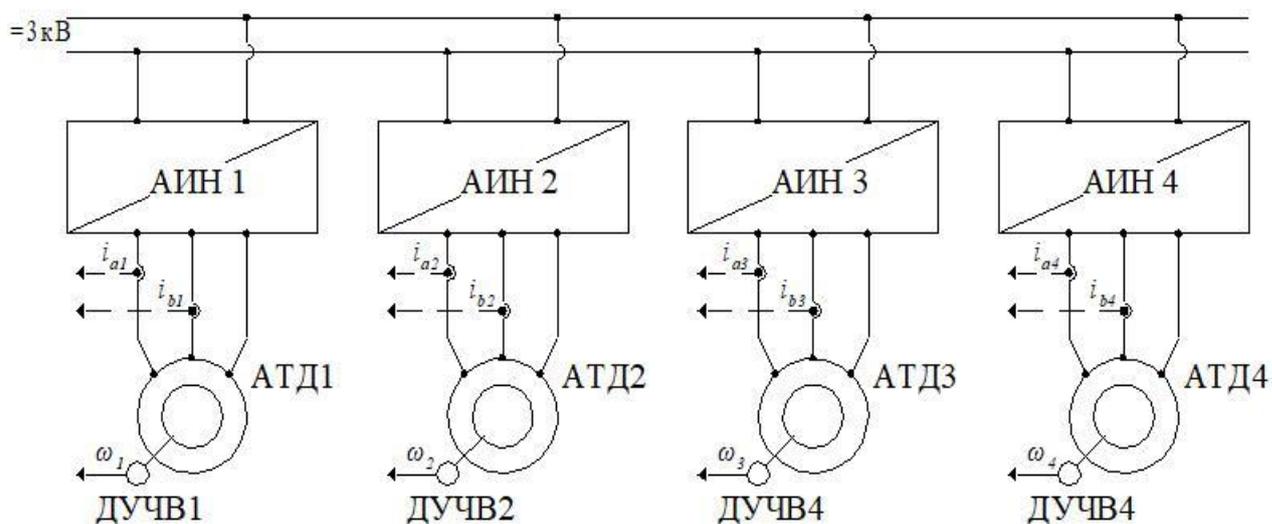


Рисунок 3.1 – Структура тягового электропривода современных отечественных электровозов

На рисунке 3.1 обозначено: АИН 1...4 – автономный инвертор напряжения, АТД 1...4 – асинхронный тяговый двигатель, ДУЧВ 1...4 – датчик угловой частоты вращения вала двигателя.

Стоит отметить, что структура (рисунок 3.1), применяется не только на отечественном подвижном составе, но и на современных зарубежных магистральных электровозах. Таким образом можно сказать, что данная структура является классической для магистральных электровозов с тяговым асинхронным электроприводом. Интересно, что исторически в таком виде структура на отечественном подвижном составе сформировалась благодаря техническому сотрудничеству ведущих мировых производителей, например ООО «Уральские локомотивы» с Siemens и ООО «ПК «НЭВЗ» с Alstom. В ближайшее десятилетие изменений в данной структуре не ожидается. Объясняется это тем, что при применении данной структуры выполняются основные требования к динамическим и статическим характеристикам тягового электропривода. Тогда входные и выходные переменные для системы управления тяговым усилием можно представить в виде, показанном на рисунке 3.2.

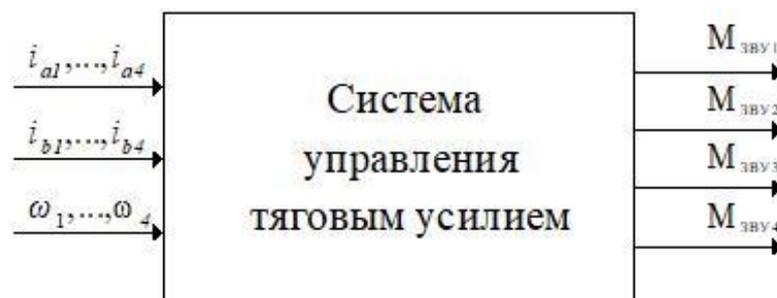


Рисунок 3.2 – Входные и выходные переменные системы управления тяговым усилием

К входным переменным относятся: измеренные величины фазных токов асинхронных тяговых двигателей и величины угловых частот вращения валов.

К выходным переменным относятся: электромагнитные моменты асинхронных тяговых двигателей.

3.3 Структурный синтез системы управления тяговым усилием

На основе анализа входных и выходных переменных системы управления тяговым усилием и особенностей управления магистральным электровозом, автором предложена адаптивная система управления с переменной структурой (рисунок 3.3).

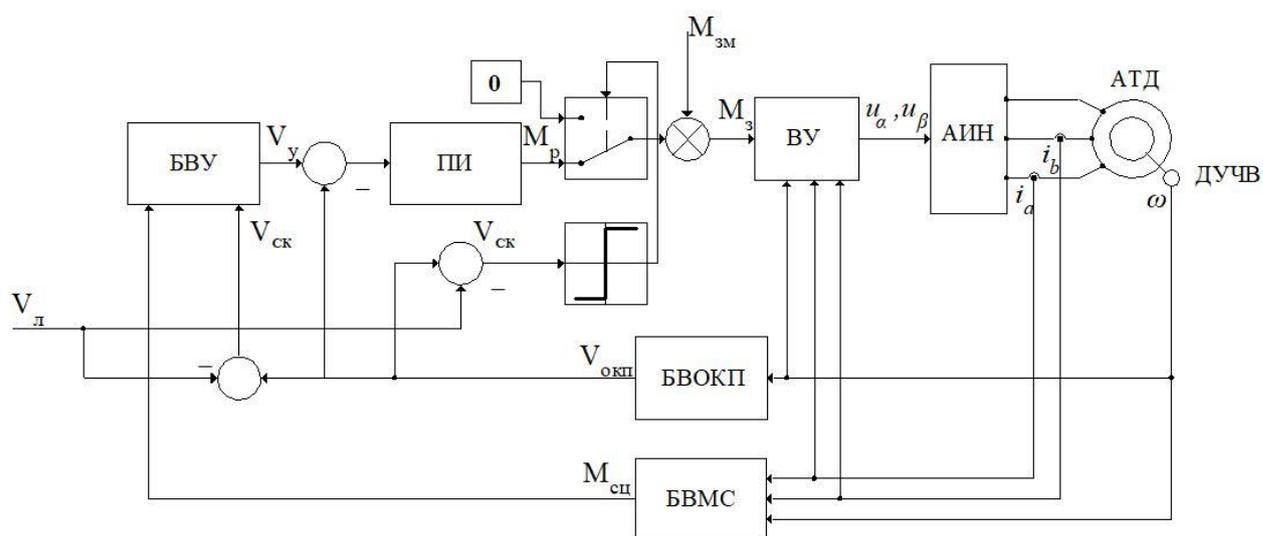


Рисунок 3.3 – Структурная схема адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой

На рисунке 3.3 обозначено: $M_{3М}$ – момент задания машиниста, V_y – скорость уставки задания, M_p – момент на выходе адаптивного пропорционально-интегрального регулятора, $M_з$ – заданное значение момента (момент задания), БВУ – блок вычисления уставки, ПИ – блок адаптивного пропорционально-интегрального регулятора, БВОКП – блок вычисления окружной скорости колесной пары, БВМС – блок вычисления момента сцепления.

Рассмотрим особенности реализации технического устройства. Законы управления, согласно структуре (рисунок 3.3), будут реализованы на одноплатной ЭВМ, с приемом и отправкой данных по интерфейсу Ethernet или CAN. Такое техническое решение позволит внедрять технические,

математические, алгоритмические и программные решения, разработанные в данной диссертации, на любом современном подвижном составе.

Архитектура микропроцессорной системы управления тяговым приводом представлена на рисунке 3.4. Отметим, что у данного решения есть особенность, а именно наличие временной задержки при передаче информации от устройства к устройству. Однако при современном уровне развития техники практически реализуема передача пакета информации с периодом в 1 мс.

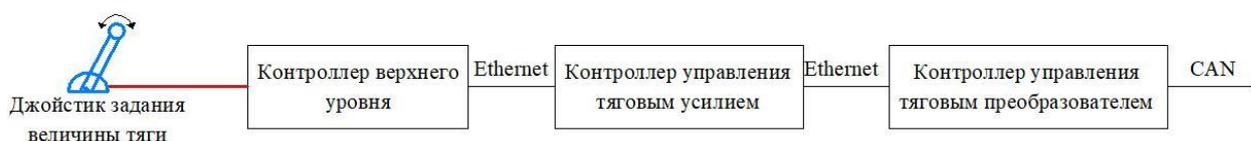


Рисунок 3.4 – Архитектура микропроцессорной системы управления тяговым приводом

3.4 Математическое описание адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой

Адаптивная система управления тяговым усилием с переменной структурой (рисунок 3.3) содержит два контура: контур с непосредственным заданием машинистом, и контур адаптивного управления. Причем переключение между контурами выполняется по критерию наличия избыточного скольжения колесной пары.

Для удобства анализа работы системы управления, все скорости движущихся частей будем приводить к линейной скорости. В качестве единицы измерения выберем км/ч. Определимся, что линейная скорость вычисляется как минимальное значение из значений окружных скоростей колесных пар:

$$V_{\text{лин}} = \min(V_{\text{окп1}}, V_{\text{окп2}}, V_{\text{окп3}}, V_{\text{окп4}}). \quad (3.1)$$

На практике данный способ зарекомендовал себя как работоспособный, однако он имеет явный недостаток, а именно невозможность расчета линейной скорости при синхронном избыточном скольжении. Существуют различные варианты защиты для устранения режима синхронного избыточного скольжения, однако ввиду сложности алгоритмов, в данной работе они не рассматриваются.

Рассмотрим математическое описание и алгоритмы блоков системы управления тяговым усилием с переменной структурой (рисунок 3.3).

В блоке вычисления окружной скорости колесных пар реализовано вычисление окружной скорости колесной пары по выражению

$$V_{\text{ОКП}} = \omega \cdot k_c, \quad (3.2)$$

где k_c – переводной коэффициент угловой частоты вращения в окружную скорость колесной пары.

В блоке вычисления момента сцепления определяется момент на валу двигателя по выражению

$$M = (\psi_{s\alpha} \cdot i_{s\beta} - \psi_{s\beta} \cdot i_{sa}) \cdot \frac{3}{2} p. \quad (3.3)$$

Далее по выражению (2.46) вычисляется момент сцепления.

Блок адаптивного ПИ-регулятора предназначен для регулирования момента с целью поддержания необходимого скольжения.

Отсутствие дифференциальной части обусловлено тем, что данная структура будет реализована на одноплатной ЭВМ. Как известно [107], в цифровом устройстве управления имеется ряд сложностей с вычислением дифференциальной части сигнала ошибки, связанных, в частности, с наличием помех в сигналах на входе регулятора. Поэтому для решения задачи регулирования будет достаточно использовать ПИ-регулятор.

Далее будет показано, что при проведении натурных испытаний с непосредственным участием автора было выявлено, что при использовании классического ПИ-регулятора [108, 109] в структуре (рисунок 3.3) возникают следующие проблемы: автоколебания момента тягового электропривода и наличие помех на выходе регулятора.

Автоколебания момента обусловлены многими причинами, в том числе задержкой в передаче данных от устройств к устройству, в соответствии с архитектурой, показанной на рисунке 3.4, и перерегулированием в контуре управления моментом системы векторного управления.

Наличие шумов на выходе ПИ-регулятора (рисунок 3.3) объясняется тем, что в сигнале обратной связи присутствуют помехи. В свою очередь, помехи возникают по следующим причинам:

- волнообразный износ рельс [110, 111];
- неровности пути;
- проезды стыков;
- перемещение тележки относительно кузова;
- вращения двигателя относительно вала двигателя, вследствие упругого закрепления корпуса двигателя [112].

Для устранения помех и автоколебаний момента могут быть применены следующие способы:

- фильтрации окружных скоростей колесных пар;
- компенсации помех.

Способ фильтрации окружных скоростей колесных пар практически реализуем, но как у любого способа фильтрации, он имеет явный недостаток – наличие постоянной времени фильтра. Наличие постоянной времени

фильтра негативно сказывается на быстродействии системы. Поэтому применение фильтров в системе управления тяговым усилием нежелательно.

Способ компенсации помех, предложенный автором [113], заключается в компенсации помех в сигнале обратной связи окружной скорости колесной пары (рисунок 3.3). Компенсация помех выполняется косвенным методом, путём уменьшения коэффициента пропорциональной части ПИ-регулятора в зависимости от скольжения. Структура ПИ-регулятора с корректируемым пропорциональным коэффициентом представлена на рисунке 3.5.

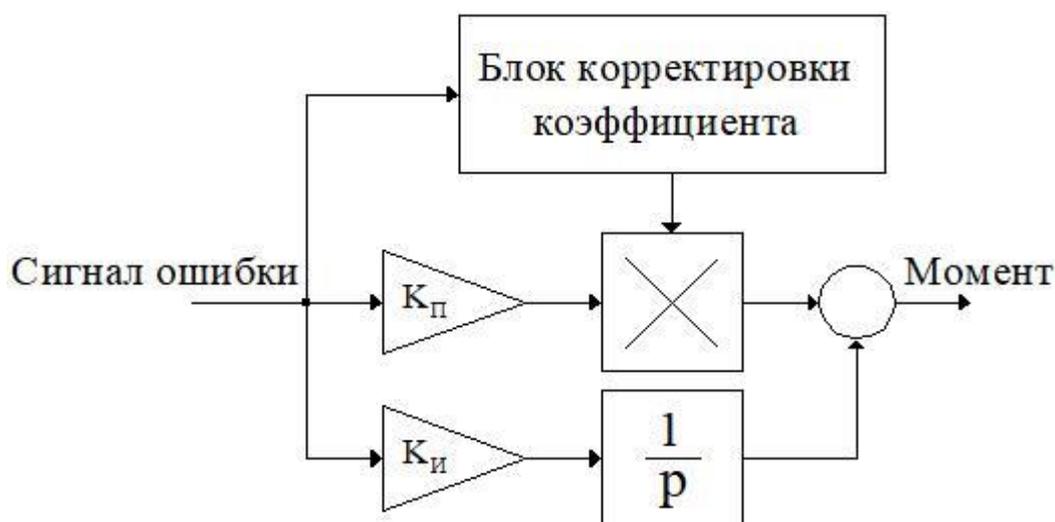


Рисунок 3.5 – Структура ПИ-регулятора с корректируемым коэффициентом пропорциональной части

Из рисунка 3.5 видно, что отличительной особенностью ПИ-регулятора с корректируемым коэффициентом K_p является наличие блока корректировки коэффициента. Рассмотрим структуру блока корректировки коэффициента (рисунок 3.6).

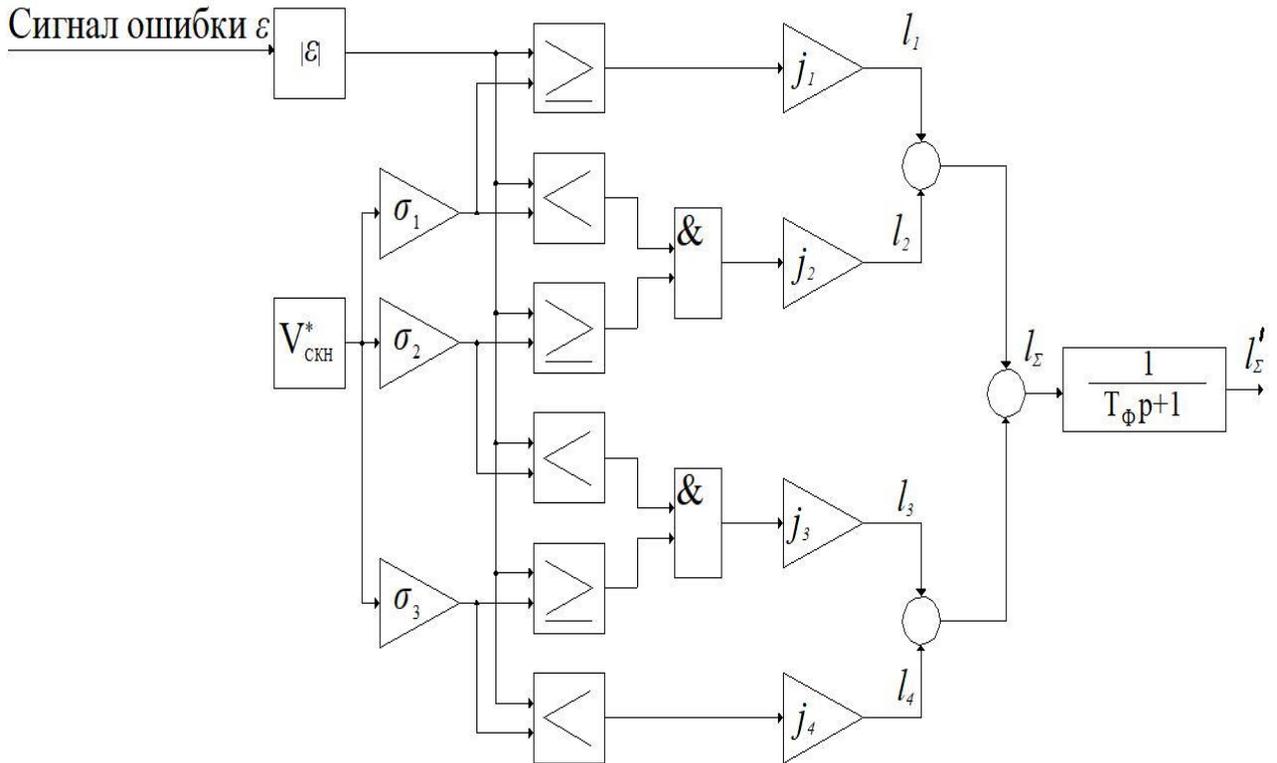


Рисунок 3.6 – Структура блока корректировки коэффициентов

На рисунке 3.6 обозначено: $V_{\text{СКН}}^*$ – номинальное скольжение колесной пары; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – уставки, определяющие зону в диапазоне возможного скольжения (позонные уставки); j_1, j_2, j_3, j_4 – корректирующие коэффициенты.

Поясним работу блока. Математически блок описывается следующим образом:

$$\frac{dl'_\Sigma}{dt} = (k \cdot x(t) - l_\Sigma(t)) / T; \quad (3.4)$$

$$l_\Sigma = l_1 + l_2 + l_3 + l_4, \quad (3.5)$$

где

$$\begin{aligned}
l_1 &= j_1 \cdot \begin{cases} 0, \text{если } |\varepsilon| < V_{скн}^* \cdot \sigma_1; \\ 1, \text{если } |\varepsilon| \geq V_{скн}^* \cdot \sigma_1; \end{cases} \\
l_2 &= j_2 \cdot \begin{cases} 0, \text{если } (|\varepsilon| > V_{скн}^* \cdot \sigma_1) \text{ и } (|\varepsilon| \geq V_{скн}^* \cdot \sigma_2); \\ 0, \text{если } (|\varepsilon| < V_{скн}^* \cdot \sigma_1) \text{ и } (|\varepsilon| \leq V_{скн}^* \cdot \sigma_2); \\ 1, \text{если } (|\varepsilon| < V_{скн}^* \cdot \sigma_1) \text{ и } (|\varepsilon| \geq V_{скн}^* \cdot \sigma_2); \end{cases} \\
l_3 &= j_3 \cdot \begin{cases} 0, \text{если } (|\varepsilon| > V_{скн}^* \cdot \sigma_2) \text{ и } (|\varepsilon| \geq V_{скн}^* \cdot \sigma_3); \\ 0, \text{если } (|\varepsilon| < V_{скн}^* \cdot \sigma_2) \text{ и } (|\varepsilon| \leq V_{скн}^* \cdot \sigma_3); \\ 1, \text{если } (|\varepsilon| < V_{скн}^* \cdot \sigma_2) \text{ и } (|\varepsilon| \geq V_{скн}^* \cdot \sigma_3); \end{cases} \\
l_4 &= j_4 \cdot \begin{cases} 0, \text{если } |\varepsilon| > V_{скн}^* \cdot \sigma_3; \\ 1, \text{если } |\varepsilon| < V_{скн}^* \cdot \sigma_3. \end{cases}
\end{aligned}$$

Из рисунка 3.6 следует, что единственной входной переменной блока является разность между сигналами задания и обратной связи, или ошибка. Ошибка, в свою очередь, обусловлена скоростью скольжения колесной пары (2.29). Далее ошибка сравнивается с нелинейной зависимостью номинального скольжения колесной пары от позонных уставок $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$. Отметим, что должно соблюдаться условие

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3. \quad (3.6)$$

В зависимости от величины ошибки на входы усилителя с корректирующими коэффициентами j_1, j_2, j_3, j_4 , поступают логические сигналы 0 или 1. При этом, в соответствии с выражением (3.5), сигнал, равный единице, будет только на входе одного из усилителей. Таким образом, усилитель с корректирующим коэффициентом j_n и входом, равным единице, будет определяющим в формировании корректирующего коэффициента. По

аналогии с условием (3.6) для корректирующих коэффициентов должно соблюдаться следующее условие:

$$j_1 > j_2 > j_3 > j_4. \quad (3.7)$$

Апериодическое звено первого порядка предназначено для сглаживания переходных процессов, возникающие вследствие ступенчатых изменений корректирующих коэффициентов. Следует отметить, что постоянная времени апериодического звена должна быть много меньше постоянной времени фильтра сигнала окружной скорости колесной пары.

Блок вычисления уставки (БВУ) (рисунок 3.3) предназначен для определения скорости скольжения, исходя из характеристики сцепления (рисунки 1.3 и 3.7). Уравнение блока в общем виде можно записать как:

$$V_y = f(M_{\text{сц}}, V_{\text{ск}}). \quad (3.8)$$

Ключевым фактором реализации максимальной силы тяги по условиям сцепления является выбор оптимальной величины скорости скольжения колесной пары. Под оптимальной скоростью скольжения в работе понимается скорость скольжения, которая соответствует максимальному моменту сцепления для текущих условий сцепления

$$V_{\text{ск.опт}} = \max(M_{\text{сц}}(V_{\text{ск}})). \quad (3.9)$$

Рассмотрим зависимость скорости скольжения от момента сцепления (рисунок 3.7). Кривые на рисунке 3.7 носят качественный характер, поэтому масштаб переменных не представлен.

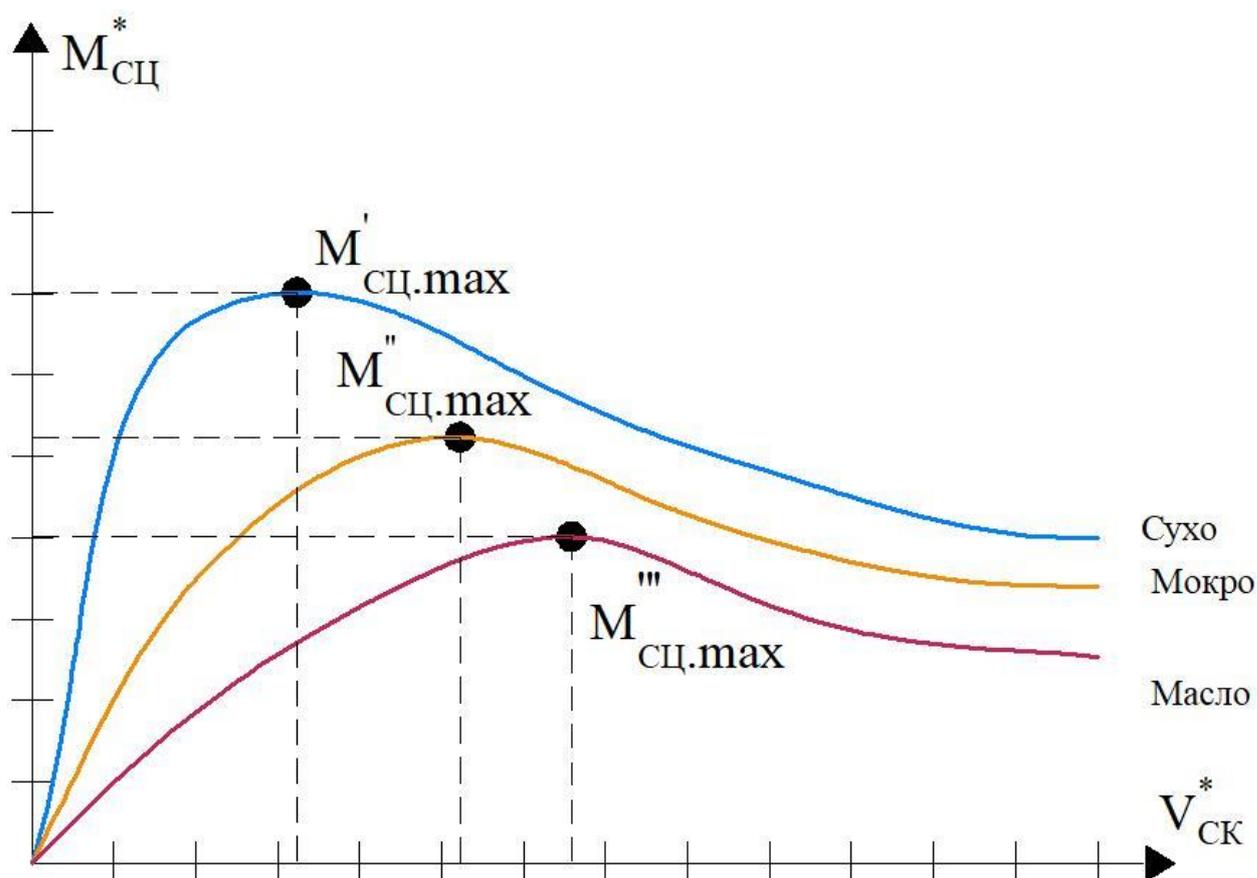


Рисунок 3.7 – Зависимость момента сцепления от скорости скольжения

Как следует из анализа графиков (рисунок 3.7), каждому максимуму кривой коэффициента сцепления соответствует определенное оптимальное значение скорости скольжения колесной пары. На основании данной взаимосвязи построены различные алгоритмы поиска оптимального скольжения [114, 115], в том числе предложенные автором [114]. Выполним анализ двух методов выбора оптимальной скорости скольжения: с поиском максимума по кривой сцепления и с табличным методом выбора скольжения. Выбор для анализа именно этих методов объясняется тем, что первый метод широко распространен в научных источниках в различных вариантах [56, 57], а второй отличается простотой реализации. Далее будут рассмотрены оба метода в реализации, разработанными автором.

Метод поиска максимума по кривой сцепления заключается в том, чтобы определить максимально возможный момент сцепления по существующим условиям сцепления. Предложенный автором метод основан на работе [116].

На рисунке 3.8 представлены графики, поясняющие принцип определения $V_{\text{ск.опт}}$ по данному методу.

б

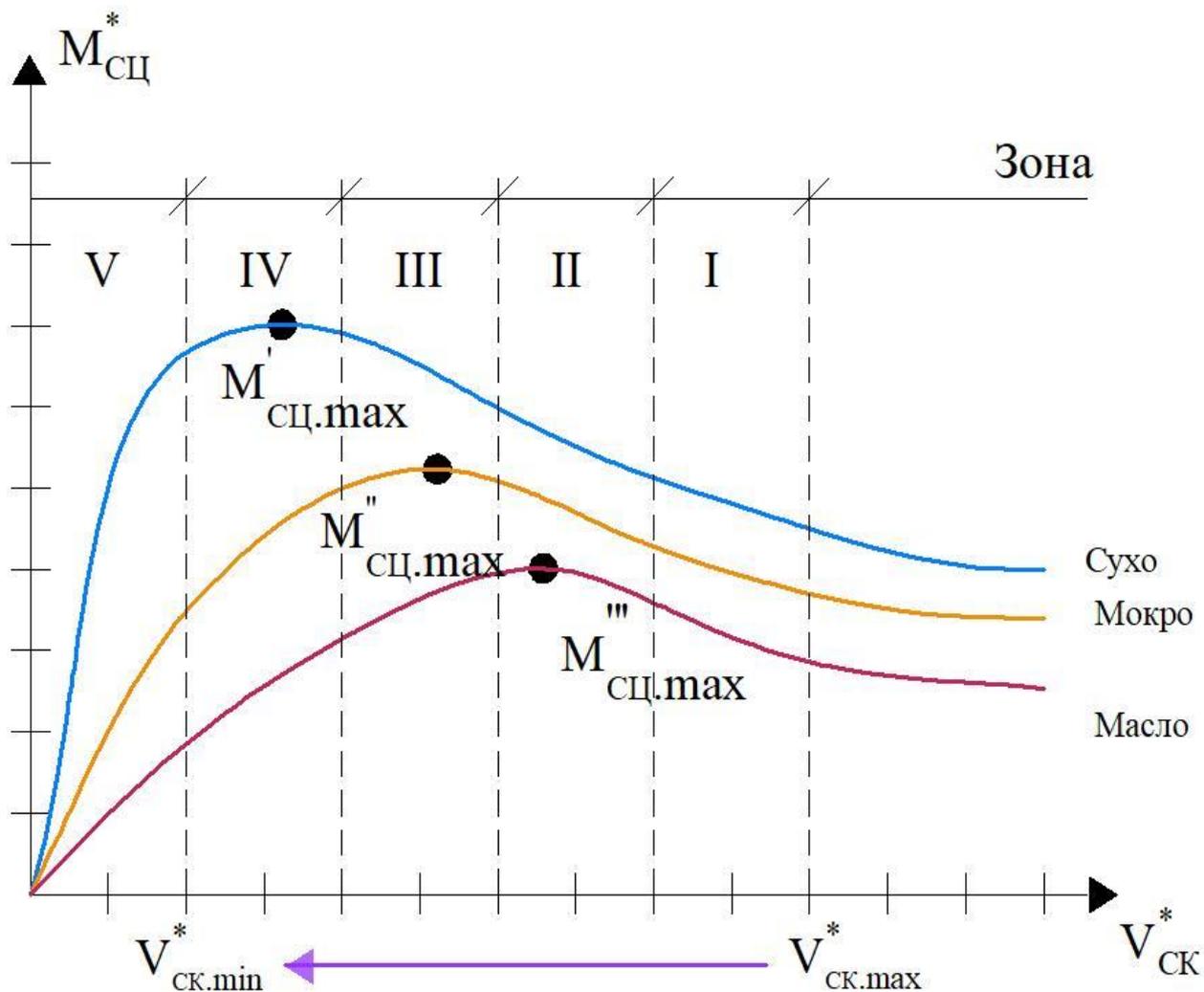


Рисунок 3.8 – Зависимость момента сцепления от скорости скольжения, с разбиением на зоны по $V_{\text{ск}}^*$

На рисунке 3.8 представлены типовые кривые сцепления при различных условиях сцепления в точке «колесо-рельс», и обозначены максимумы кривых ($M'_{\text{сц.мах}}$, $M''_{\text{сц.мах}}$, $M'''_{\text{сц.мах}}$). Кривые сцепления условно поделены на зоны I-V. Зона I соответствует максимально возможному скольжению $V_{\text{ск.мах}}^*$, граница между зонами V и IV соответствует минимально возможному скольжению $V_{\text{ск.мин}}^*$. Суть данного метода заключается в том, что в начале

области избыточного скольжения, начальное задание по скорости скольжения устанавливается как $V_{ск.мах}^*$, с последующим снижением скорости скольжения до $V_{ск.мин}^*$. При понижении скорости скольжения в каждой зоне фиксируется максимальное значение момента сцепления. После чего выбирается скольжение, соответствующее зоне, в которой определено наибольшее значение момента сцепления, и, тем самым, обеспечивается выбор оптимальной скорости скольжения по существующим условиям сцепления.

Главной особенностью данного метода является поиск оптимальной скорости скольжения. Необходимо отметить, что система, реализующая данный метод, будет работать при следующих эксплуатационных условиях:

- наличие бесстыкового пути [117];
- отсутствие подачи песка;
- отсутствие стрелочных переводов [118];
- наличие протяженного участка с неизменяющимся условием сцепления.

Так как в условиях эксплуатации магистральных электровозов соблюдение вышеперечисленных условий невозможно, возникает необходимость в более простом и робастном методе выбора оптимального скольжения колесной пары по условиям сцепления. Далее рассмотрим метод табличного выбора скорости скольжения.

Табличный метод выбора скольжения, как и метод поиска максимума, предназначен для выбора оптимальной скорости скольжения по существующим условиям сцепления. Иллюстрация метода представлена на рисунке 3.9.

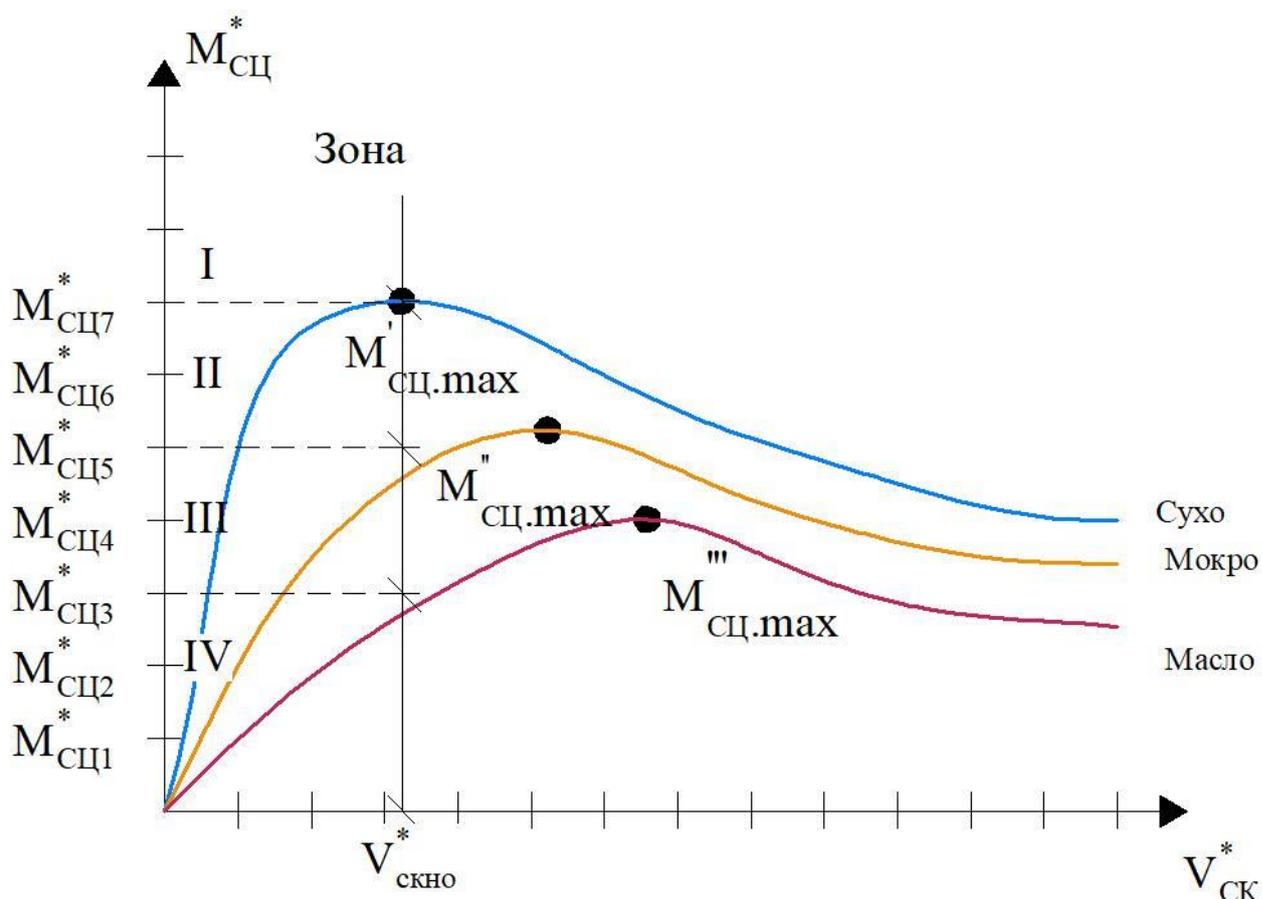


Рисунок 3.9 – Зависимость момента сцепления от скорости скольжения, с разбиением на зоны по $M_{сц}^*$

На рисунке 3.9 приведены типовые кривые сцепления. В отличие от метода поиска максимума, в данном методе разделение на зоны производится по величине момента сцепления. Метод заключается в том, что при начале избыточного скольжения задается начальная оптимальная скорость скольжения $V_{скно}^*$, которая соответствует наибольшей кривой сцепления. При этом, согласно структуре (рисунок 3.3), происходит уменьшение момента тягового двигателя, причем уменьшение момента будет осуществляться до той зоны, которая соответствует текущей кривой сцепления. Выбор скорости оптимального скольжения осуществляется в соответствии с таблицей 3.1. Таким образом, осуществляется выбор оптимальной величины скорости скольжения колесной пары.

Таблица 3.1 – Таблица выбора оптимальной скорости скольжения

Зона	Оптимальная скорость скольжения	Условия сцепления
I	$V_{\text{СКНО}}^*$	Сухо
II	$V_{\text{СК1}}^*$	Мокро
III	$V_{\text{СК2}}^*$	Масло
IV	$V_{\text{СК3}}^*$	Масло и уменьшение нагрузки на ось

Преимуществом данного метода является относительная простота и устойчивость к внешним возмущающим воздействиям. Отметим особенность данного метода: для заполнения таблицы достоверными данными, необходимо для каждой серии магистрального

электровоза провести ряд экспериментов. Данные эксперименты заключаются в определении зависимости момента сцепления от скорости скольжения.

По результатам анализа можно сказать, что метод поиска максимума характеризуется тем, что не требует начальной настройки. Однако реализация данного метода затруднена при существующих условиях эксплуатации магистральных электровозов, характеризующихся наличием стыков, стрелочных переводов, подачей песка, изменением условий скольжения на участках рельсового пути малой длины.

Табличный метод выбора скорости скольжения устойчив к возмущающим воздействиям, и, как следствие, может быть успешно реализован на подвижном составе. Несмотря на относительную сложность в определении параметров, представленных в таблице 3.1, данный метод является наиболее предпочтительным.

Опишем алгоритм работы адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой.

При движении подвижного состава без избыточного скольжения колесной пары, вычисляется разность между окружной скоростью колесной

пары и линейной скоростью. При этом релейный регулятор не выдает управляющее воздействие на переключении системы управления на контур с ПИ-регулятором с корректирующим пропорциональным коэффициентом, и задание момента векторной системе управления задается непосредственно машинистом.

При движении подвижного состава с избыточным скольжением колесной пары, вычисляется разность между линейной скоростью и окружной скоростью колесной пары. При этом релейный регулятор выдает управляющее воздействие на переключении системы управления на контур адаптивного управления. Блок вычисления момента сцепления вычисляет текущий момент сцепления и передает его блоку вычисления уставки. Блок в зависимости от текущей скорости скольжения и текущего момента сцепления определяет задание по окружной скорости колесной пары. Регулирование производится по алгоритмам ПИ-регулятора с корректирующим пропорциональным коэффициентом, который вычисляет заданное значение момента для векторной системы управления. Таким образом, осуществляется управление тяговым усилием электровоза в условиях ограничения момента сцепления.

3.5 Выводы

Решение проблемы управления тяговым приводом магистрального электровоза в режимах избыточного скольжения требует решения комплекса задач: определение скорости скольжения колесной пары, управления моментом тягового двигателя и определения оптимальной скорости скольжения колесной пары. При решении задач необходимо учитывать технические особенности тягового привода и эксплуатационные особенности, влияющие на измеряемые переменные. В главе предложена и рассмотрена адаптивная система управления тяговым усилием с переменной структурой. Приведены структурный синтез и математическое описание системы управления тяговым усилием с переменной структурой.

Основные результаты, полученные в главе, заключаются в следующем.

1. Проведен анализ тягового электропривода современных отечественных магистральных электровозов. На основе анализа определены входные и выходные переменные для адаптивной системы управления тяговым усилием.

2. Предложена адаптивная система управления тяговым усилием с переменной структурой. Приведены структурный синтез и математическое описание предложенной структуры.

3. Проведен анализ адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой с применением классического ПИ-регулятора. При испытаниях электровоза ЗЭС8 выявлено, что применение классического ПИ-регулятора вызывает автоколебания момента тягового электропривода. Также выявлено, что возникают помехи на выходе регулятора.

4. Проведен анализ входных переменных и технических особенностей тягового привода. На основе анализа определено, что автоколебания момента тягового электропривода вызываются наличием задержки в передаче данных и особенностями настройки контура управления моментом системы векторного управления.

Помехи на выходе регулятора объясняются наличием помех в измеренном сигнале угловой частоты вращения вала тягового двигателя. Приведены причины возникновения помех в измеренном сигнале.

5. На основании анализа входных переменных и технических особенностей тягового привода предложен способ компенсации помех с применением в системе управления регулятора с корректируемым, или адаптивным, пропорциональным коэффициентом. Данный регулятор позволяет уменьшить помехи на выходе регулятора и исключить автоколебания момента за счет уменьшения пропорционального коэффициента по мере уменьшения скорости скольжения колесной пары.

Отличительной особенностью данного способа является отсутствие необходимости фильтрации сигнала скорости, что приводит к увеличению быстродействия и увеличению запаса устойчивости контура регулирования.

б. Проведен анализ методов определения оптимальной скорости скольжения колесной пары. Предложены и рассмотрены метод поиска максимума по кривой сцепления и табличный метод выбора скорости скольжения.

На основе анализа определено, что метод поиска максимума неработоспособен при существующих условиях эксплуатации магистральных электровозов. Табличный метод соответствует критерию робастности в условиях эксплуатации, но при этом требует предварительного определения параметров зависимости момента сцепления от скорости скольжения для каждой зоны на графике момента сцепления.

ГЛАВА 4. КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА В РЕЖИМАХ ИЗБЫТОЧНОГО СКОЛЬЖЕНИЯ

4.1 Задачи разработки компьютерной модели тягового электропривода и его моделирования

Цель исследования, представленного в данной главе, заключается в создании компьютерной модели и моделировании тягового электропривода магистрального электровоза в режимах избыточного скольжения. Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) разработать подход к обоснованию структуры модели;
- 2) выполнить математическое описание модели;
- 3) провести численное моделирование в режиме отсутствия избыточного скольжения и верифицировать модель по критерию ускорения;
- 4) провести численный эксперимент с целью сравнения работы классического ПИ-регулятора и ПИ-регулятора с корректируемым пропорциональным коэффициентом в условиях наличия помех в сигнале обратной связи и с учетом временной задержки при передаче информации;
- 5) провести численный эксперимент с целью сравнения качества работы системы с постоянной уставкой скольжения и с изменяемой уставкой скольжения согласно табличному методу выбора уставки.

Математическая модель, представленная в этой главе, предназначена для моделирования и отладки алгоритмов адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой. Отметим, что моделирование проводится для односекционного электровоза, а моделирование тягового электропривода проводится только для одной оси. Связано это с тем, что процессы, протекающие в режимах избыточного скольжения, идентичны для всех осей, поэтому для анализа системы управления тяговым усилием

достаточно будет провести моделирование только для одной оси электровоза. Объектом моделирования является магистральный электровоз постоянного тока серии ЗЭС8. Параметры электровоза, необходимые для моделирования, представлены в таблице 2.1. Моделирование проводилось в пакете Matlab/Simulink с применением стандартных встроенных библиотек.

4.2 Структура и описание модели

Структурная схема модели приведена на рисунке 4.1. Рассмотрим основные блоки модели.

Входным задающим воздействием является процент задания тяги. Момент задания машиниста определяется на основании формы тяговой характеристики и текущей линейной скорости. Для исключения скачков задания перед выходом блока установлен задатчик интенсивности. Таким образом, задание момента машиниста определяется как:

$$M_{3M} = M_{\%} \cdot 0.01 \cdot f(M_{ТХ}, V_{Л}), \quad (4.1)$$

где M_{3M} – момент задания машиниста, Н·м; $M_{\%}$ – момент задания, %.

Вычисленный момент задания машиниста M_{3M} поступает на вход сумматора, на который так же поступает выходное значение ПИ-регулятора при наличии избыточного скольжения. Избыточное скольжение определяется путем сравнения скорости скольжения колесной парой с пороговым значением $V_{П}$. Далее заданное значение момента с выхода сумматора поступает на вход апериодического звена первого порядка, который имитирует тяговый электропривод, выполненный по структуре «асинхронный тяговый двигатель – преобразователь частоты». Причины именно такой реализации описаны во второй главе.

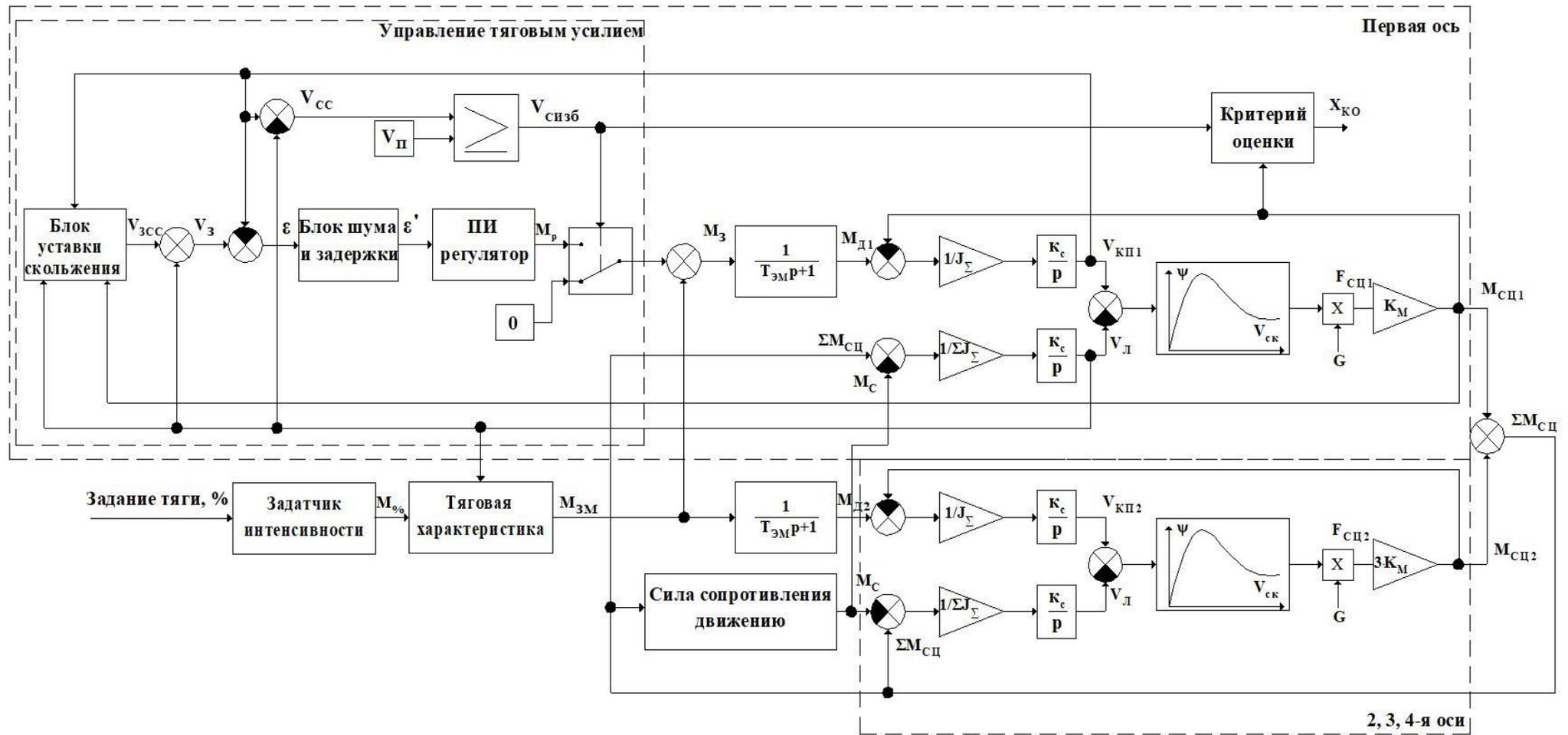


Рисунок 4.1 – Структура модели тягового электропривода и условий сцепления в точке «колесная пара – рельс»

Окружная скорость колесной пары вычисляется по следующему выражению:

$$V_{\text{КП}} = k_c \left[\frac{1}{J_{\Sigma}} \int (M_{\text{Д}} - M_{\text{СЦ}}) dt \right] \quad (4.2)$$

где $M_{\text{Д}}$ – момент асинхронного тягового электродвигателя, k_c – переводной коэффициент.

Для расчета окружной скорости колесной пары необходимо знать величину момента сцепления $M_{\text{СЦ}}$, которая определяется кривой сцепления и нагрузкой на ось локомотива

$$M_{\text{СЦ}} = (V_{\text{КП}} - V_{\text{Л}}) \cdot f(\psi, V_{\text{СК}}) \cdot \kappa_{\text{М}}, \quad (4.3)$$

где $\kappa_{\text{М}}$ – переводной коэффициент Н в Н·м.

В свою очередь, линейная скорость рассчитывается по следующему выражению:

$$V_{\text{Л}} = k_c \left[\frac{1}{4J_{\Sigma}} \int (\sum M_{\text{СЦ}} - M_{\text{С}}) dt \right]. \quad (4.4)$$

Расчет момента сопротивления подробно описан во второй главе (2.22-2.26).

Блок уставки скольжения работает согласно алгоритмам табличного метода выбора скольжения. Структурная схема блока в среде Matlab/Simulink, приведена на рисунке 4.2. Наличие блока double обусловлено конвертацией типа данных, необходимой для корректной работы модели в среде Matlab/Simulink.

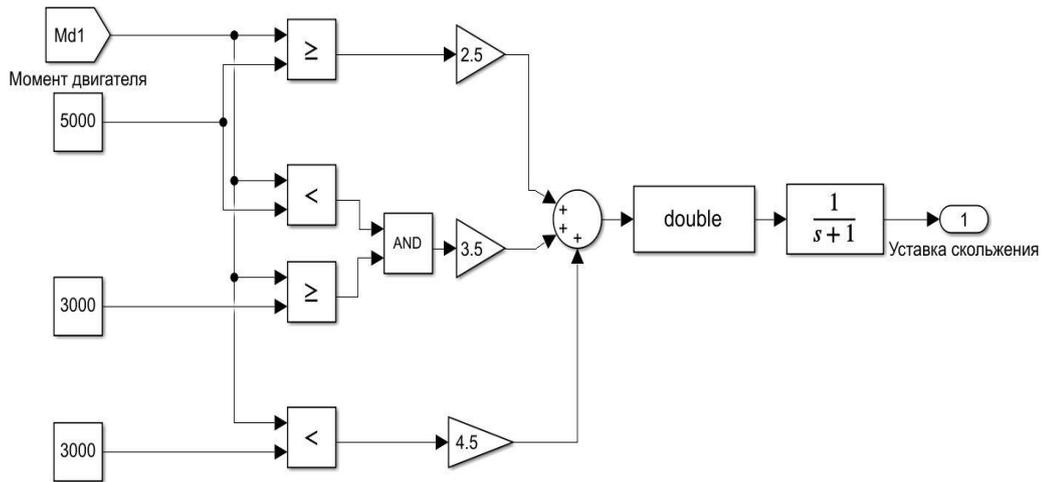


Рисунок 4.2 – Структура блока уставки скольжения в Matlab/Simulink

Блок моделирования шума и задержки предназначен для моделирования помех и задержки в сигнале обратной связи окружной скорости колесной пары. Согласно структуре (рисунок 4.1), наличие помех учтено в сигнале ошибке ε . Такое добавление обусловлено тем, что при подборе диапазона изменения помех анализировались данные по ошибке, полученные при опытной эксплуатации электровоза. Математически блок описывается следующим образом:

$$\varepsilon' = \varepsilon(k - z) + f_{ns} \cdot k_{np} \{-1, \dots, 1\}, \quad (4.5)$$

где z – количество тактов, требуемое на передачу одной посылки; f_{ns} – случайная функция белого шума; k_{np} – коэффициент приведения.

Блок ПИ-регулятора с корректируемым пропорциональным коэффициентом подробно описан в третьей главе. Структурная схема блока в среде Matlab/Simulink приведена на рисунках 4.3 и 4.4.

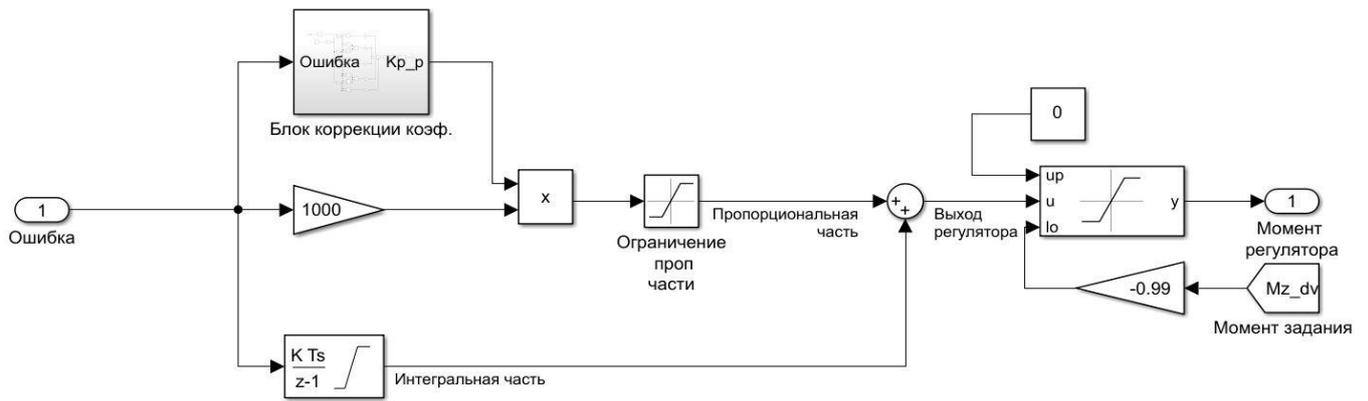


Рисунок 4.3 – Структура блока ПИ регулятора с корректируемым пропорциональным коэффициентом в среде Matlab/Simulink

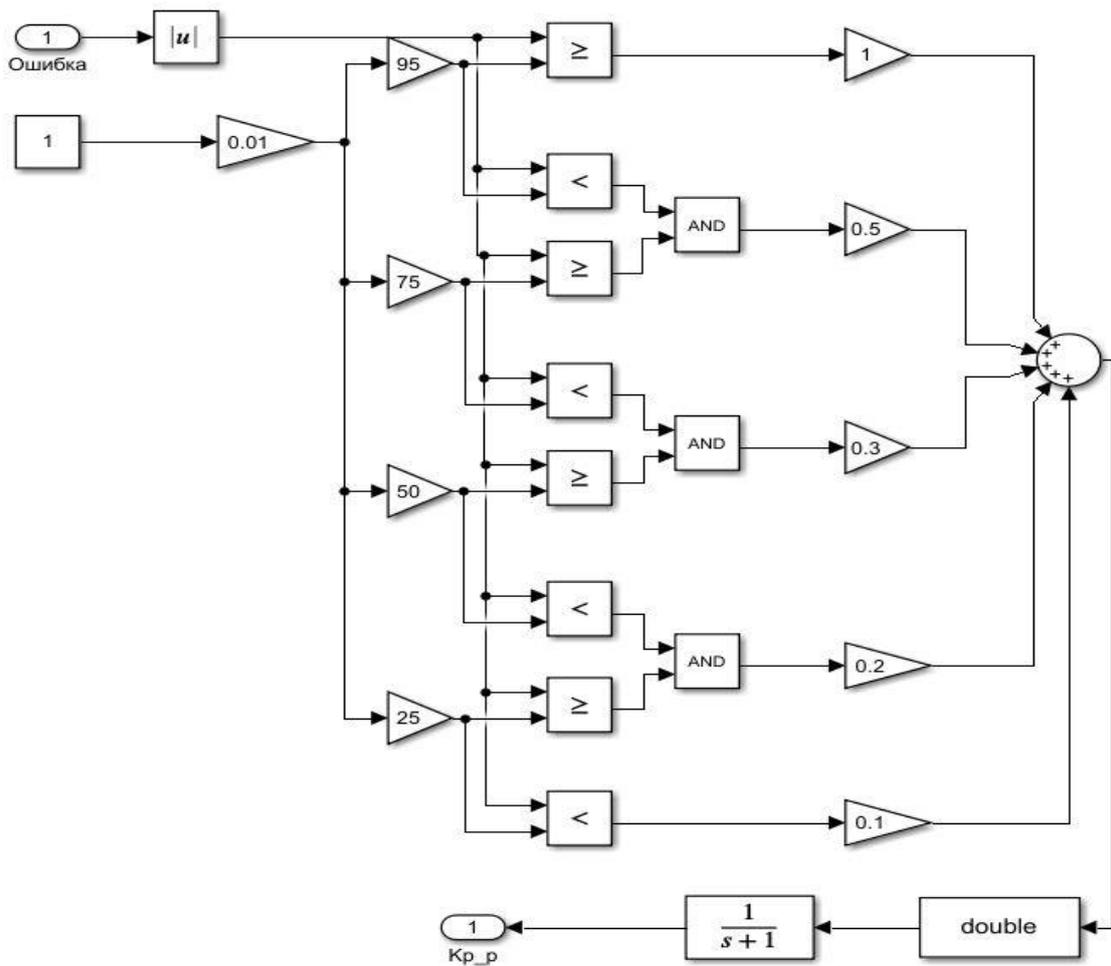


Рисунок 4.4 – Структура блока корректировки пропорционального коэффициента регулятора в среде Matlab/Simulink

4.3 Моделирование системы в режиме отсутствия избыточного скольжения колесной пары

На рисунках 4.5 – 4.7 показаны результаты численного эксперимента в режиме отсутствия избыточного скольжения. Эксперимент проводился при следующих условиях: масса состава 3000 тонн, задание силы тяги 95%, профиль пути 0‰.

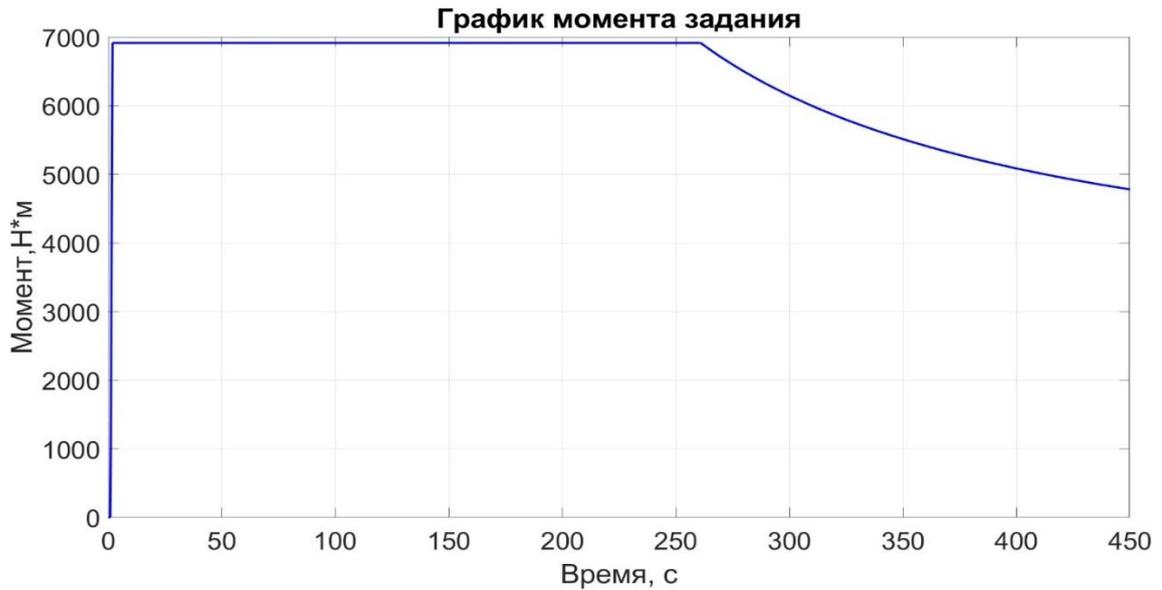


Рисунок 4.5 –Результаты моделирования – график момента задания

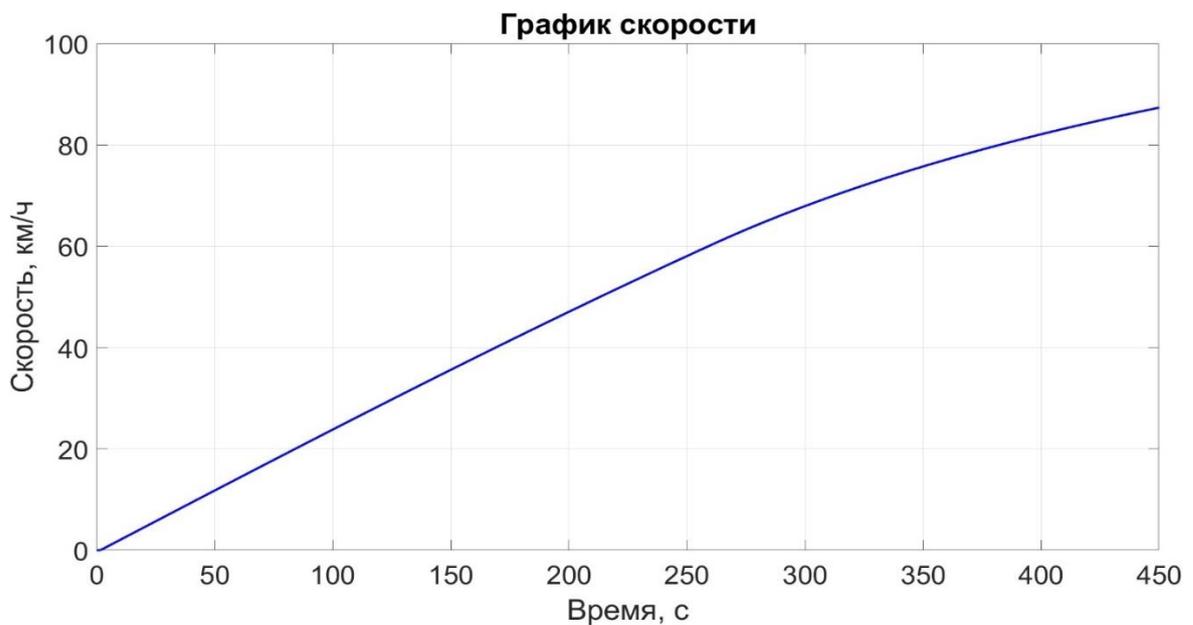


Рисунок 4.6 –Результаты моделирования – график скорости

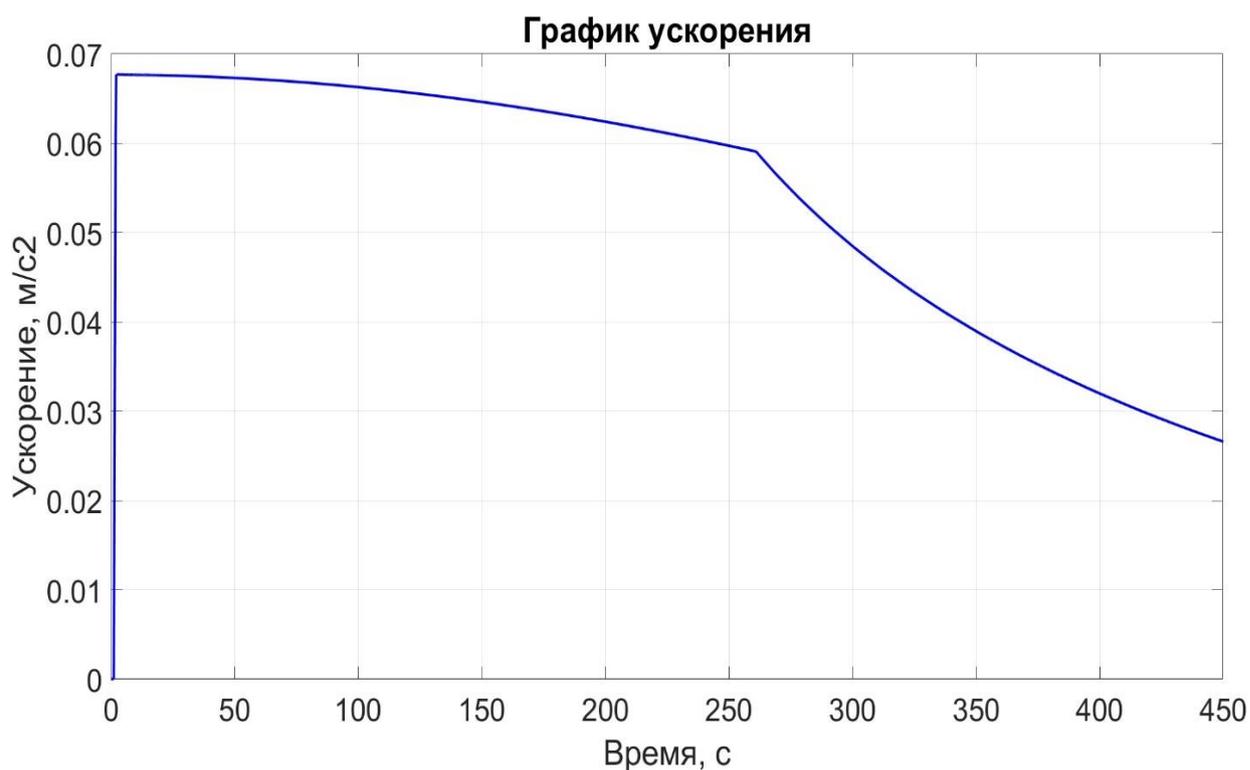


Рисунок 4.7 – Результаты моделирования – график ускорения

Из результатов моделирования (рисунки 4.5 – 4.7) следует, что момент задания соответствует типовой тяговой характеристике, при этом ускорение не превышает $0,068 \text{ м/с}^2$. Ускорение на временном отрезке от 0 до 250 секунды изменялось с $0,068 \text{ м/с}^2$ до $0,06 \text{ м/с}^2$, среднее значение ускорения составило $0,064 \text{ м/с}^2$.

Для верификации модели был проведен натурный эксперимент со следующими условиями: вес поезда 3003 тонн, задание силы тяги 95 %, профиль пути равен 0 %. Результаты эксперимента показаны на рисунке 4.8, пояснения к графическим данным представлены в таблице 4.1. Анализ эксперимента показал, что ускорение при равноускоренном движении составляло $0,059 \text{ м/с}^2$ и не превышало значения $0,062 \text{ м/с}^2$.

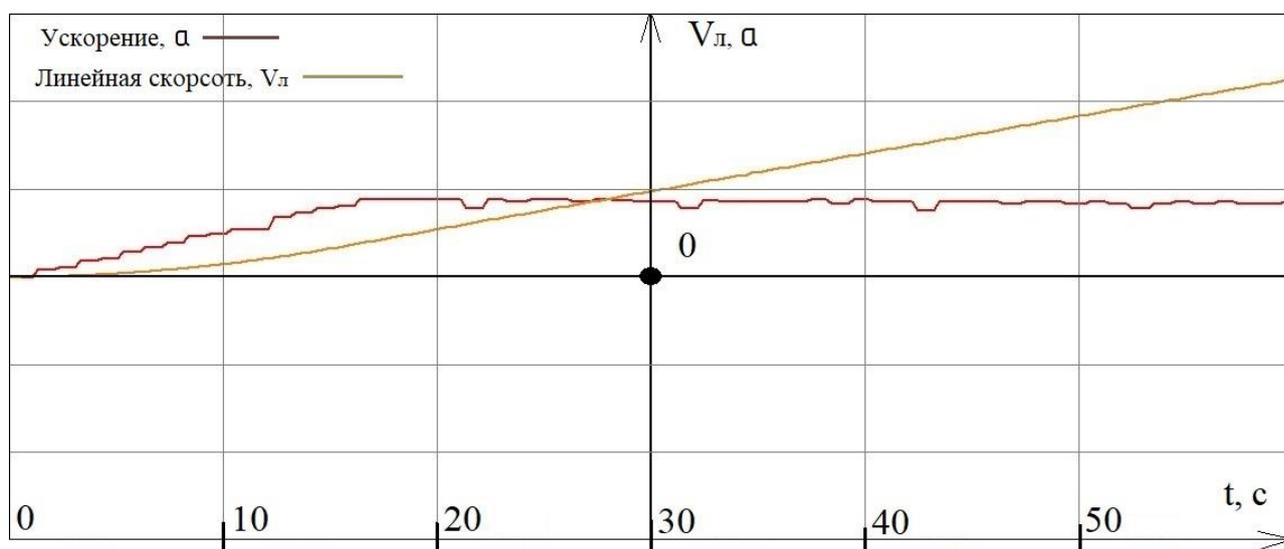


Рисунок 4.8 – Результаты натурального эксперимента – график ускорения и скорости

Таблица 4.1 – Пояснения к рисунку 4.8

Наименование физической величины	Цвет	Масштаб, ед. в клетке
Линейная скорость, км/ч	оранжевый	5
Ускорение, м/с ²	красный	0,07

Исходя из анализа графиков ускорения численного эксперимента (рисунки 4.6 и 4.7), и натурального эксперимента (рисунок 4.8) следует, что разница между средним значением ускорения численного эксперимента и значением ускорения, полученного в результате натурального эксперимента, составила 0,005 м/с², а относительная погрешность равна 8,5%. Поэтому можно утверждать, что компьютерная модель, выполненная по структуре (рисунок 4.1), соответствует объекту по критерию ускорения.

4.4 Сравнение работы классического ПИ-регулятора и адаптивного ПИ-регулятора в режимах избыточного скольжения

Для проверки работы классического ПИ-регулятора на модели, согласно структуре (рисунок 4.1), проводился следующий численный эксперимент. В модели были созданы идеальные условия, т.е. отсутствовали помехи и задержка

при передаче данных. Момент задания машиниста задавался, равным 6914 Н·м, при этом задание по скорости скольжения составляло 2 км/ч. Коэффициенты кривой сцепления, согласно выражению (2.28), первоначально составляли $\alpha = 0,4$ и $\beta = 4,8$, далее на 20 секунде данные коэффициенты были ступенчато изменены на $\alpha = 0,2$ и $\beta = 5$, а на 30 секунде восстановлены на начальные значения. Значения параметров эксперимента представлены в таблице 4.2. Результаты моделирования показаны на рисунках 4.9 и 4.10.

Таблица 4.2 – Параметры численного эксперимента

Параметр	Значение
Момент задания машиниста, Н·м	6914
Задание скорости скольжения, км/ч	2
α начальное	0,4
β начальное	4,8
α измененное	0,2
β измененное	5
Время начала изменения, с	20
Время конца изменения, с	30

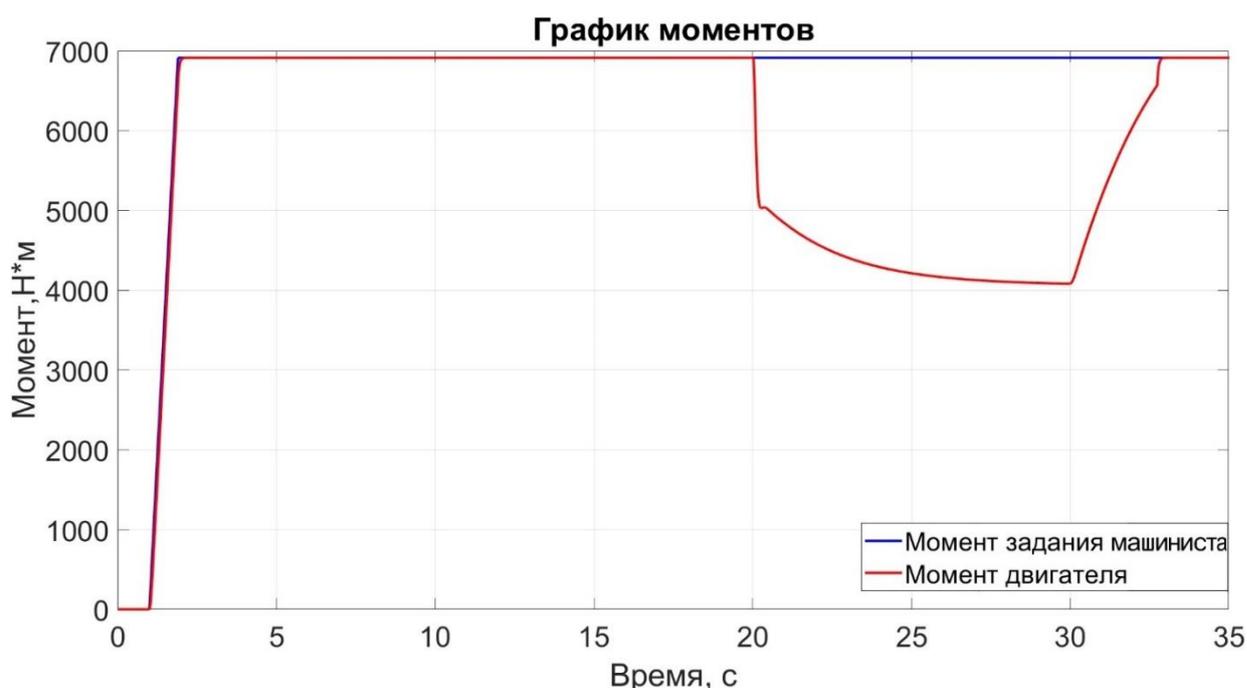


Рисунок 4.9 – Результаты моделирования – график моментов

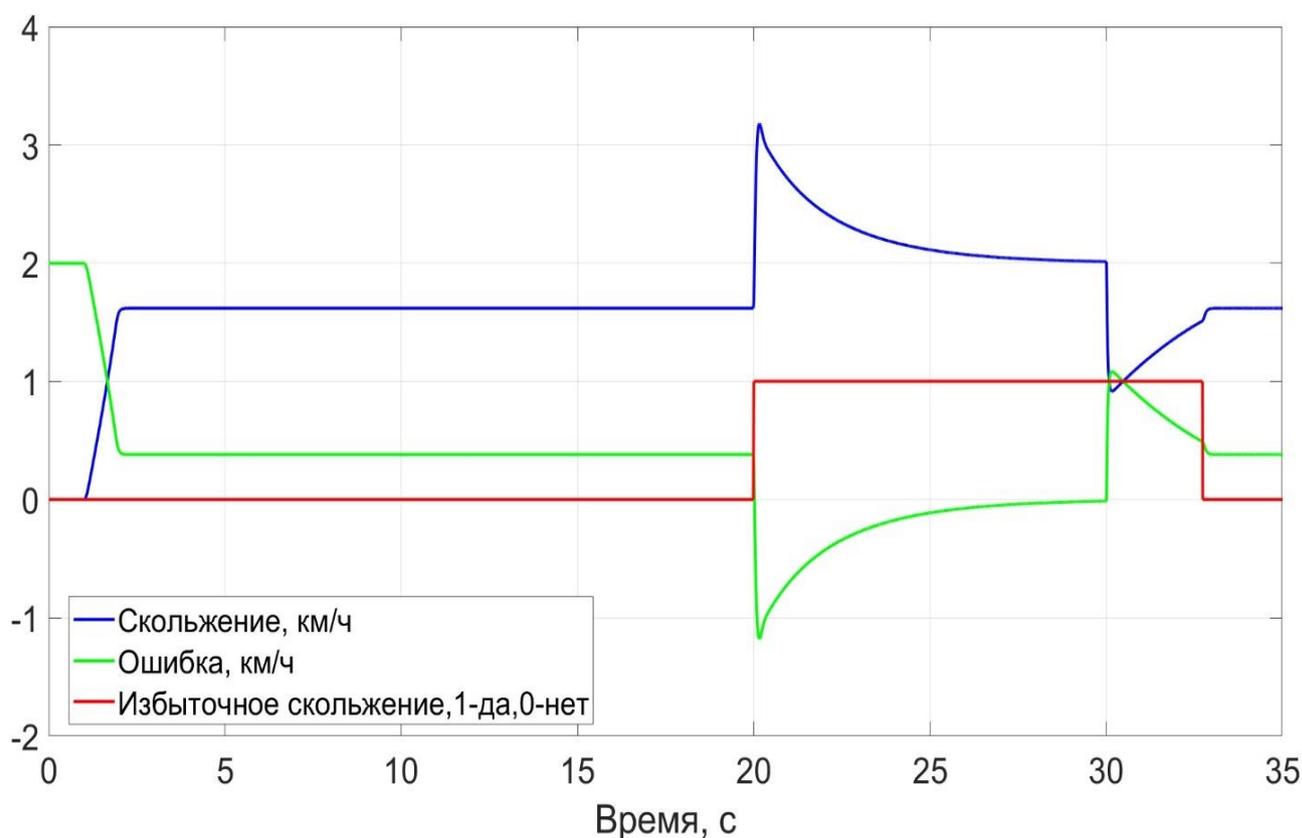


Рисунок 4.10 – Результаты моделирования – график скорости скольжения и наличия скольжения

Как видно из рисунков 4.9 и 4.10, при возникновении избыточного скольжения регулятор плавно снижает момент, а в величине момента двигателя отсутствуют помехи. Таким образом, подтверждается работоспособность системы при идеальных условиях, что соответствует одной из начальных стадий разработки системы. Однако, как выяснилось на практике (глава 5), ПИ-регулятор в классической реализации вызывает автоколебания момента тягового электропривода вследствие причин, описанных в третьей главе, поэтому далее будут приведены результаты математического моделирования (рисунки 4.11 и 4.12) при наличии помех и задержки в сигнале обратной связи, равной 0,01 секунде. Условия численного эксперимента представлены в таблице 4.2.

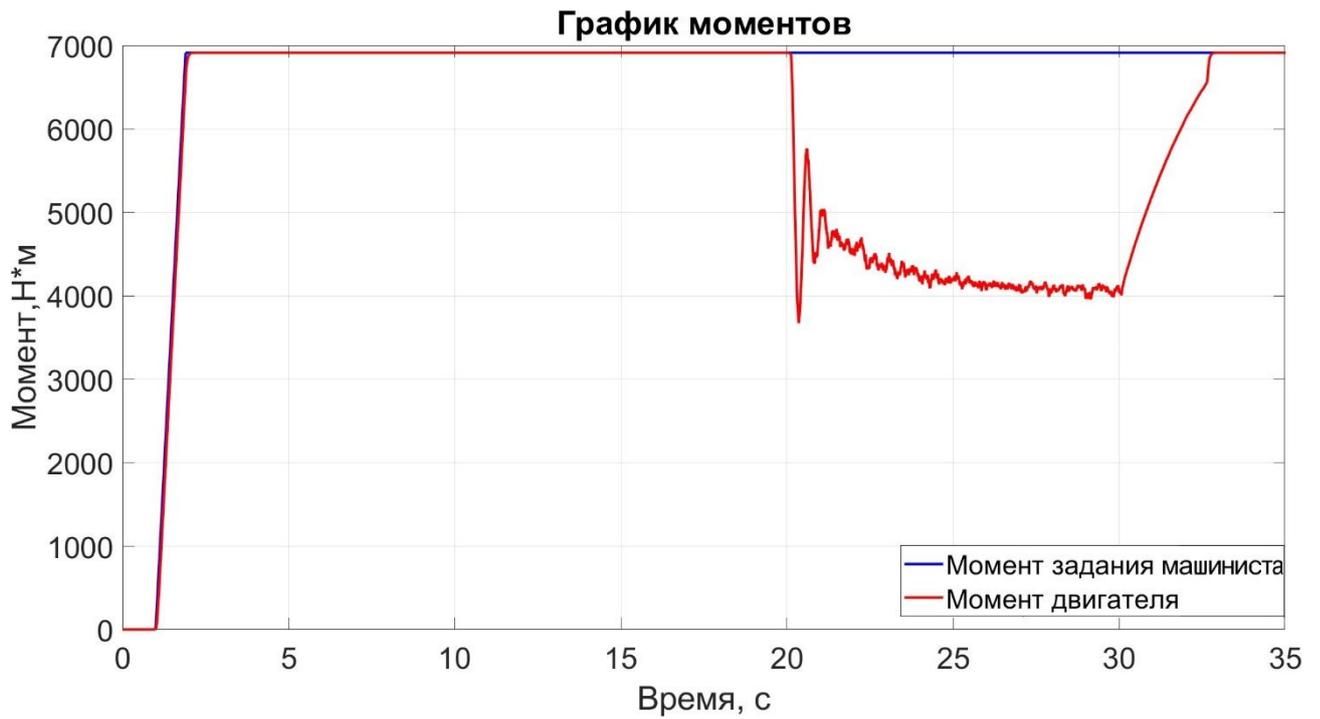
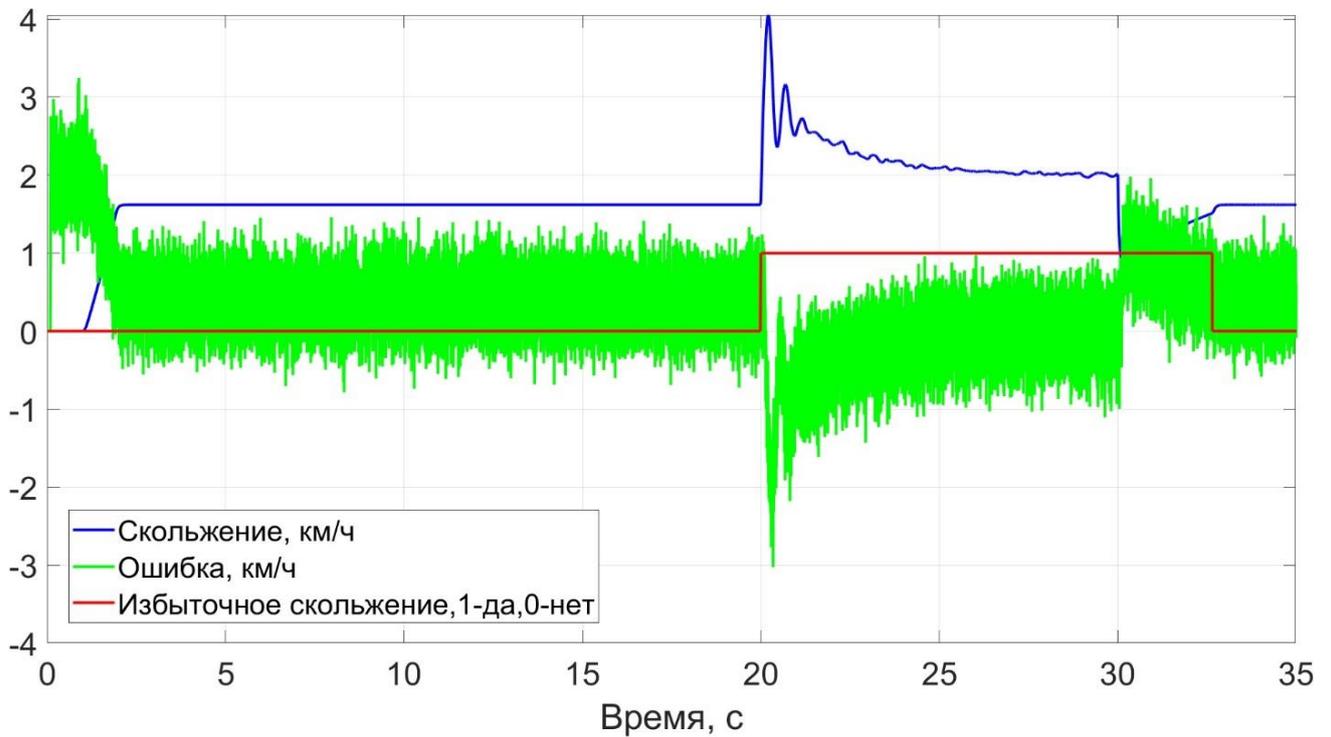


Рисунок 4.11 – Результаты моделирования – график моментов

Рисунок 4.12 – Результаты моделирования – график скорости скольжения и наличия
скольжения

Исходя из анализа данных (рисунки 4.11 и 4.12) следует, что при возникновении избыточного скольжения, наличия помех в сигнале обратной связи и задержки, возникают колебания момента двигателя, при этом колеблется скорость скольжения. Данный эффект недопустим на подвижном составе, и может привести к разрушению механической части электрического привода, а именно редуктора или подшипников вала. Для устранения данного недостатка автором был применен в структуре (рисунок 4.1), ПИ-регулятор с корректируемым пропорциональным коэффициентом, или адаптивный ПИ-регулятор. Результаты моделирования показаны на рисунках 4.13 и 4.14. Условия эксперимента соответствуют данным, представленным в таблице 4.2.

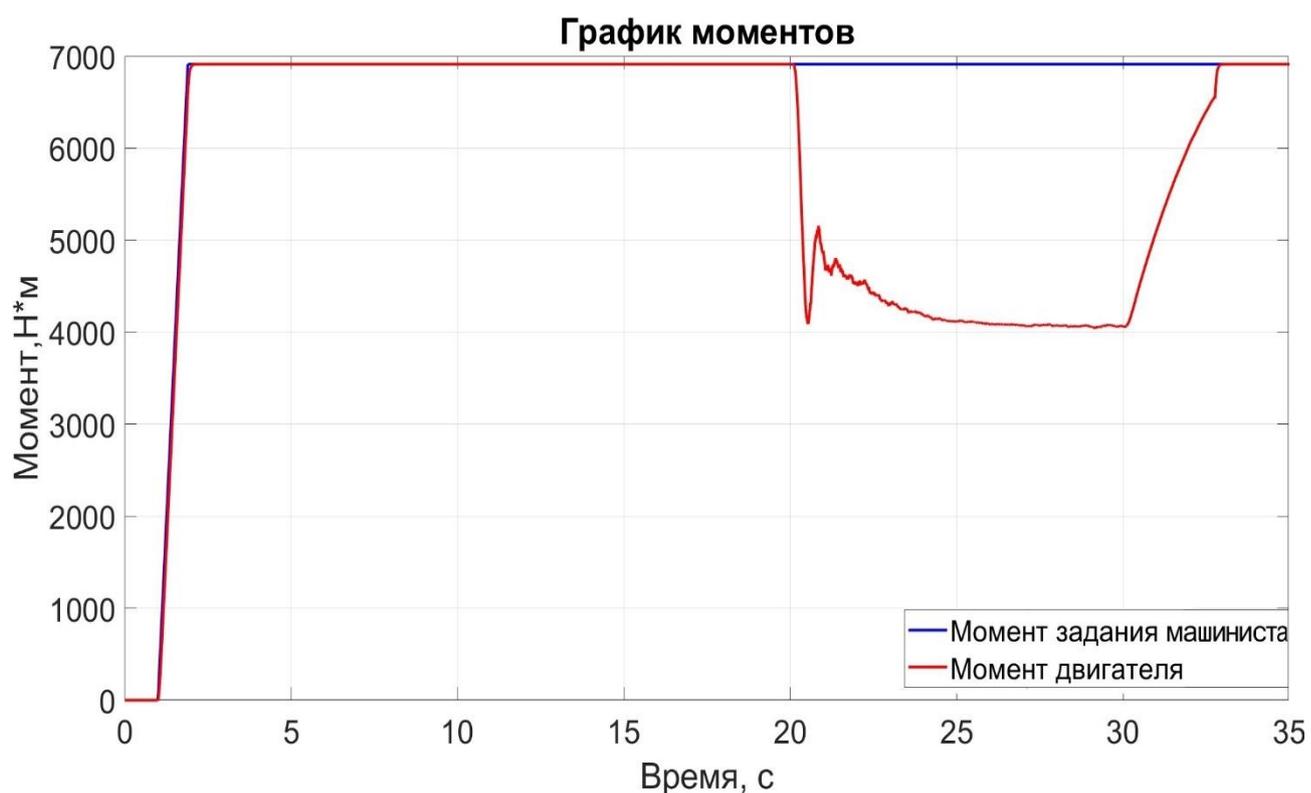


Рисунок 4.13 – Результаты моделирования – график моментов

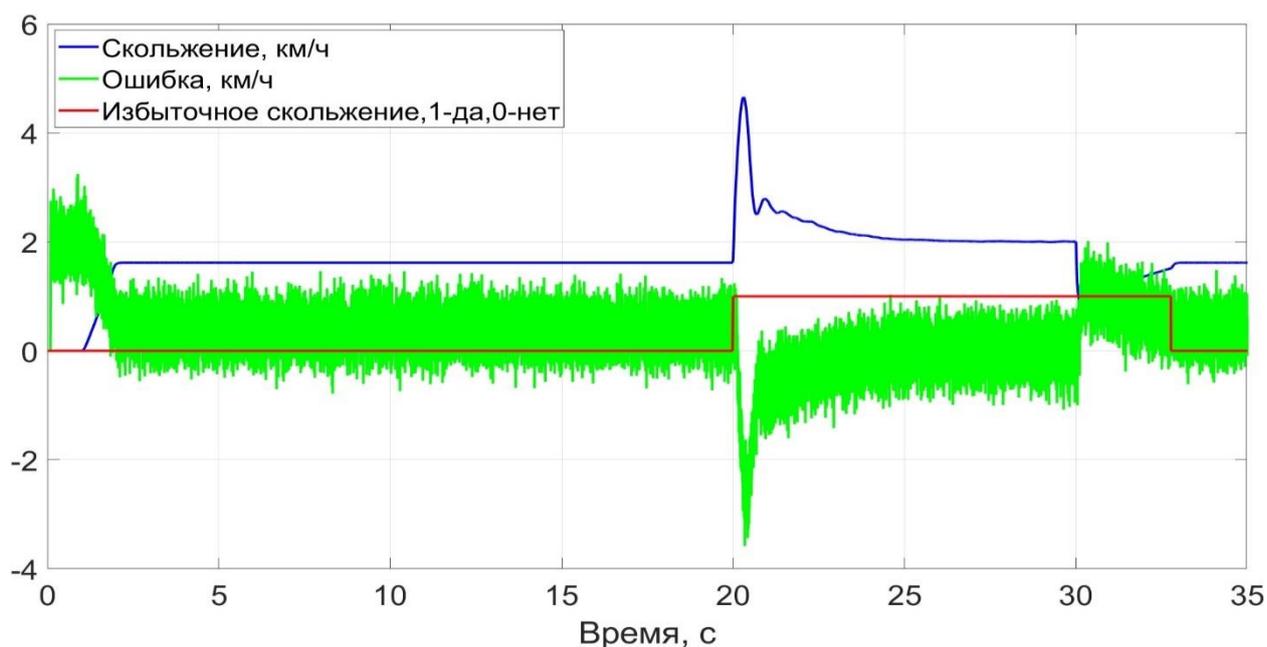


Рисунок 4.14 – Результаты моделирования – график скорости скольжения и наличия скольжения

Из результатов численного моделирования следует, что при отсутствии колебаний и задержки в сигнале скорости окружной колесной пары для задачи регулирования скорости скольжения подходит классический ПИ-регулятор. Однако практическое применение данного регулятора невозможно, так как в сигнале окружной скорости колесных пар присутствуют задержка и шумы. Как ранее было установлено (глава 3), сигнал окружной колесной пары не подлежит фильтрации, поэтому для решения задачи регулирования необходимо применять ПИ-регулятор с корректируемыми пропорциональным коэффициентом, который позволяет за счет снижения пропорционального коэффициента уменьшать колебания момента тягового электропривода.

4.5 Сравнение эффективности использования изменяемой уставки и постоянной уставки скольжения

Для моделирования и оценки работы адаптивной системы управления тяговым усилием используем три различных кривых сцепления, параметры кривых согласно (2.28) представлены в таблице 4.3. Кривые сцепления показаны на рисунке 4.15.

Таблица 4.3 – Коэффициенты кривых

Коэффициент	Кривая 1	Кривая 2	Кривая 3
α	0,2	0,15	0,1
β	2,5	3,5	4,5

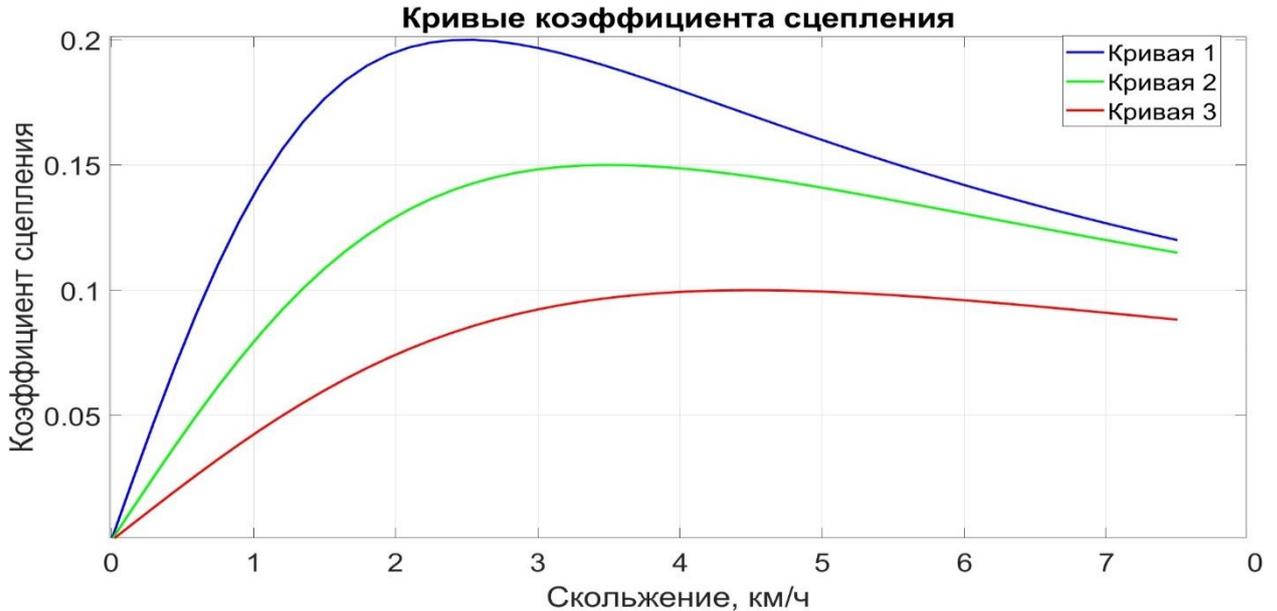


Рисунок 4.15 – Кривые коэффициента сцепления

С целью оценки качества работы системы управления тяговым усилием в режимах избыточного скольжения введем следующий критерий оценки

$$X_{KO} = \int_{t_n}^{t_k} M_{cy}(t) \cdot k_m dt, \quad (4.6)$$

где t_n, t_k – время начала избыточного скольжения и время конца избыточного скольжения соответственно; k_m – масштабирующий коэффициент.

Для оценки качества работы адаптивной системы управления тяговым усилием с постоянной уставкой и с изменяемой уставкой проведем численный эксперимент, заключающийся в оценке работы системы управления с

постоянной уставкой и с изменяемой при одинаковых условиях сцепления. В таблице 4.4 указаны подробные сведения об эксперименте.

Таблица 4.4 – Сведения об эксперименте

Тип уставки скольжения	Кривая сцепления	Графические результаты, рисунок	Таблица результатов, таблица
Постоянный	1	4.16	4.5
Постоянный	2	4.17	
Постоянный	3	4.18	
Изменяемый	1	4.19	
Изменяемый	2	4.20	
Изменяемый	3	4.21	

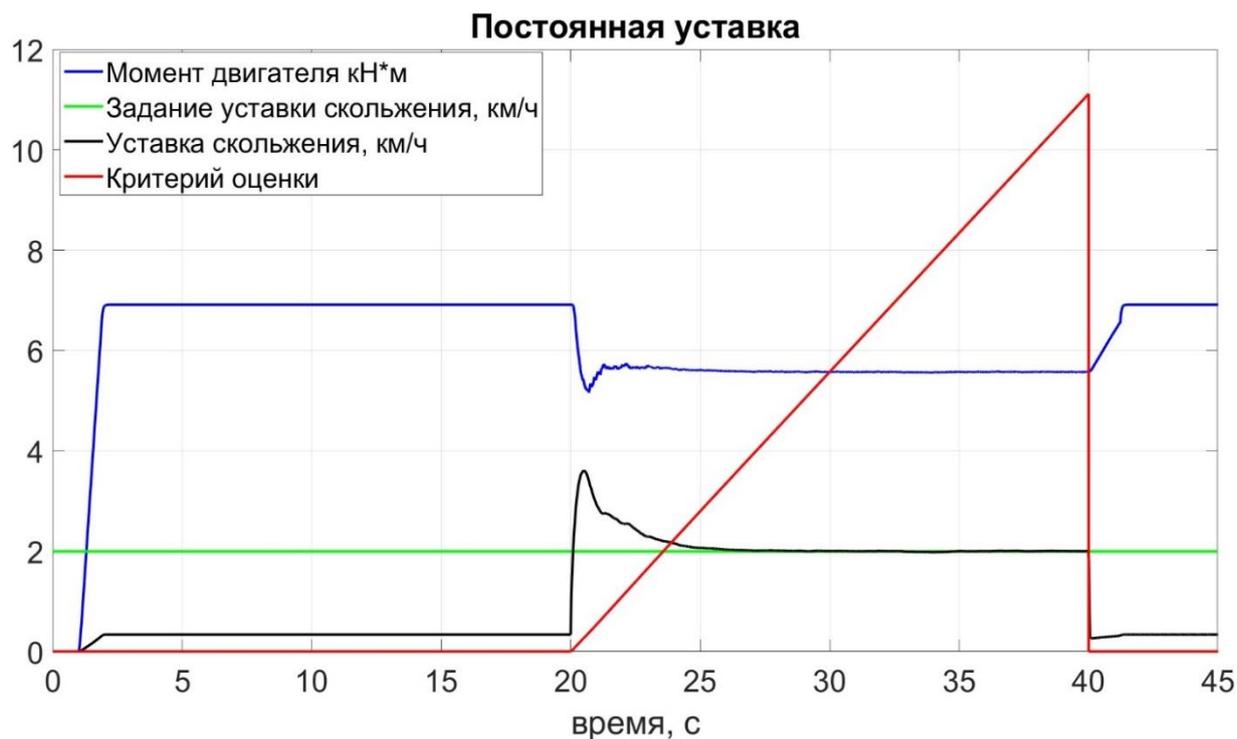


Рисунок 4.16 – Результаты моделирования системы управления тяговым усилием при кривой сцепления 1 и постоянной уставки

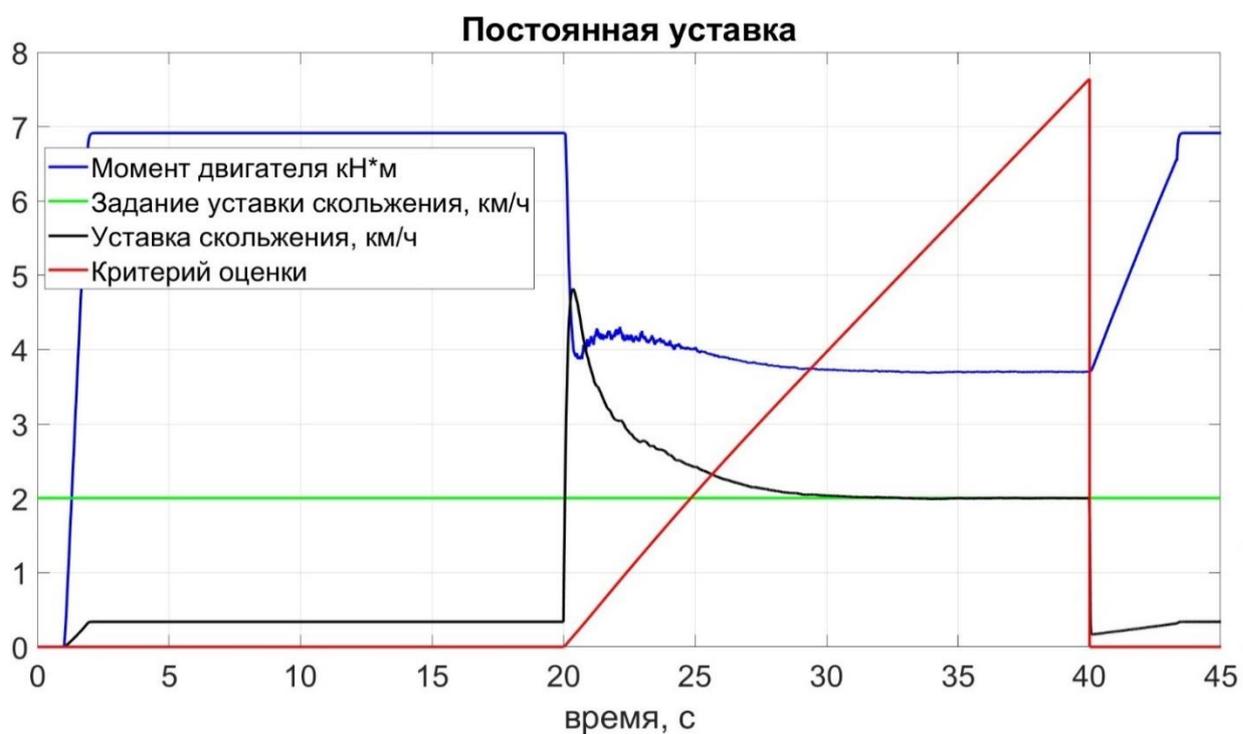


Рисунок 4.17 – Результаты моделирования системы управления тяговым усилием при кривой сцепления 2 и постоянной уставке

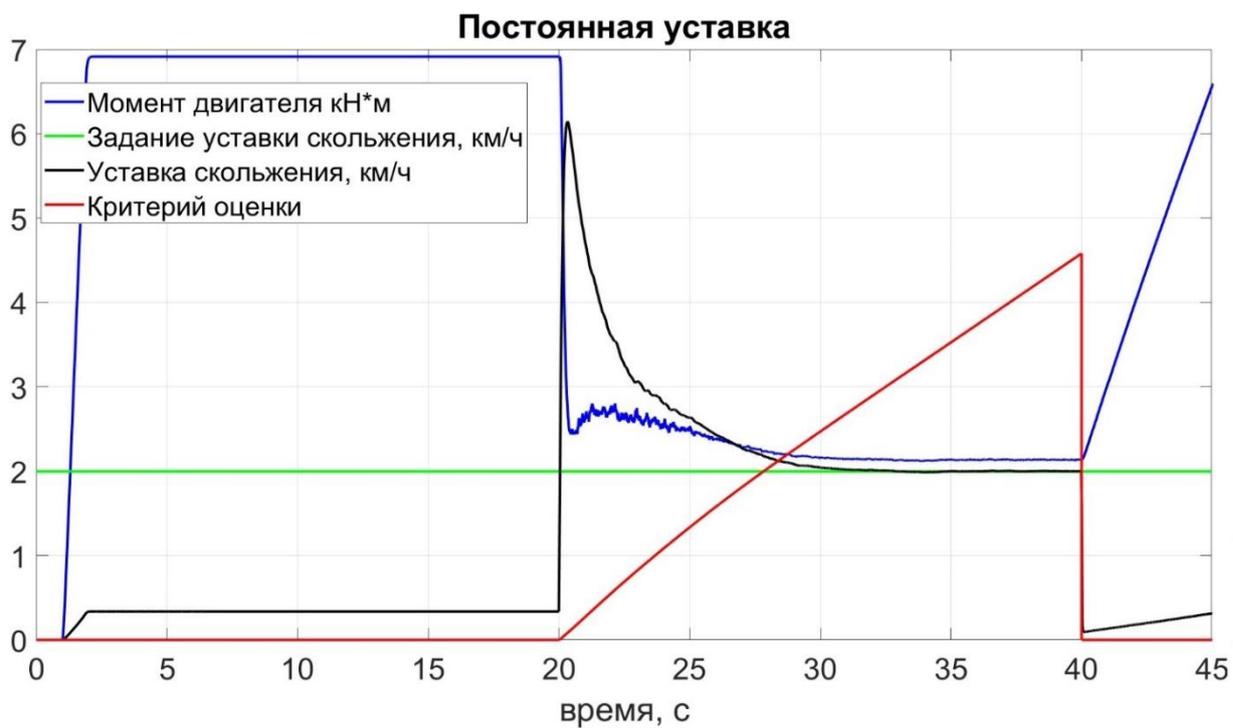


Рисунок 4.18 – Результаты моделирования системы управления тяговым усилием при кривой сцепления 3 и постоянной уставке

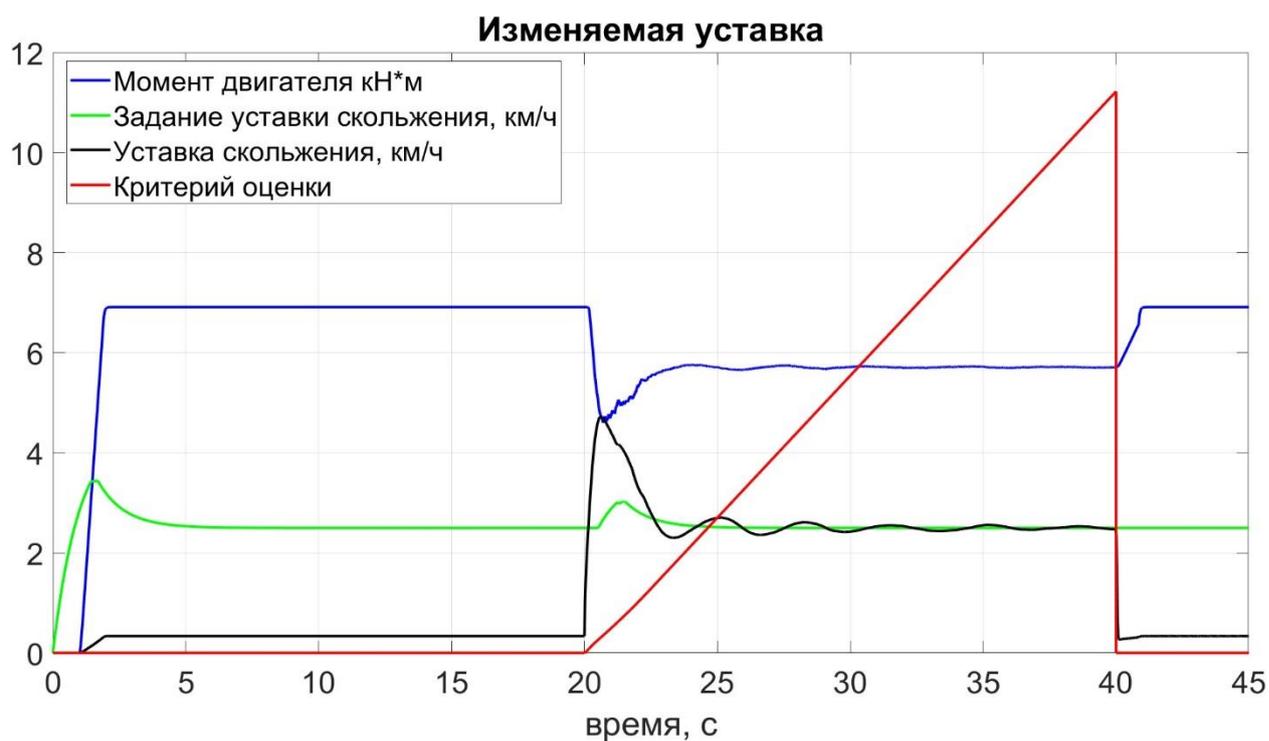


Рисунок 4.19 – Результаты моделирования системы управления тяговым усилием при кривой сцепления 1 и изменяемой уставке

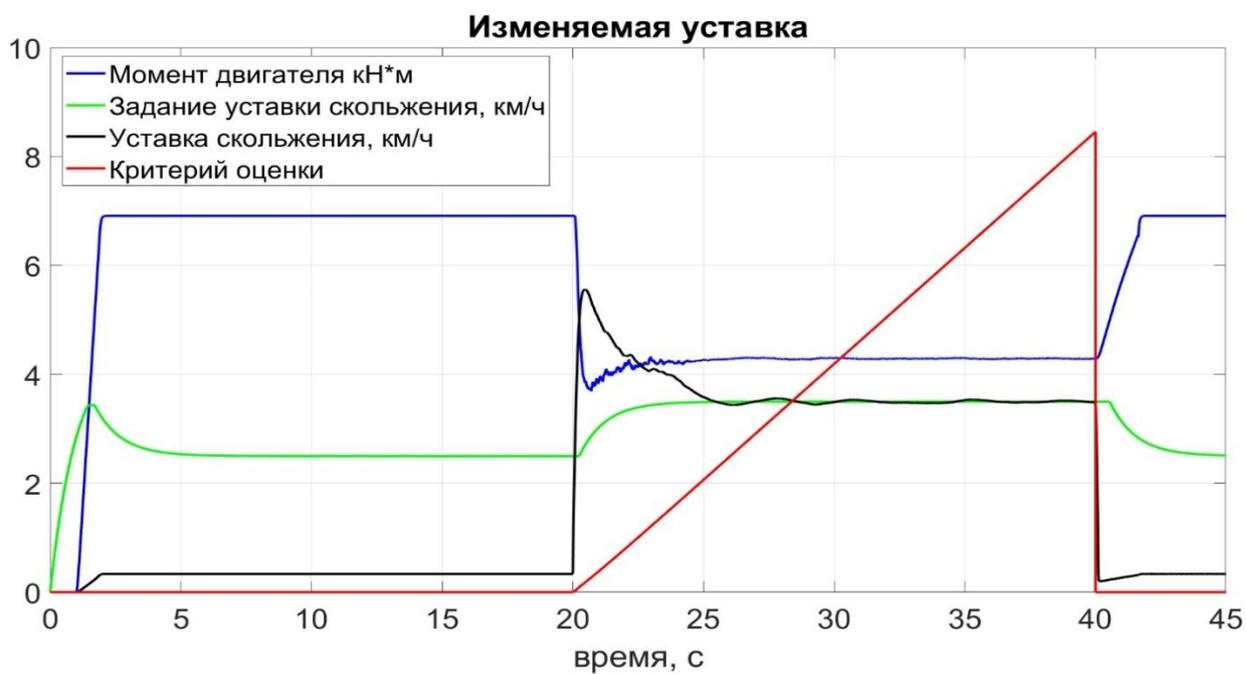


Рисунок 4.20 – Результаты моделирования системы управления тяговым усилием при кривой сцепления 2 и изменяемой уставке

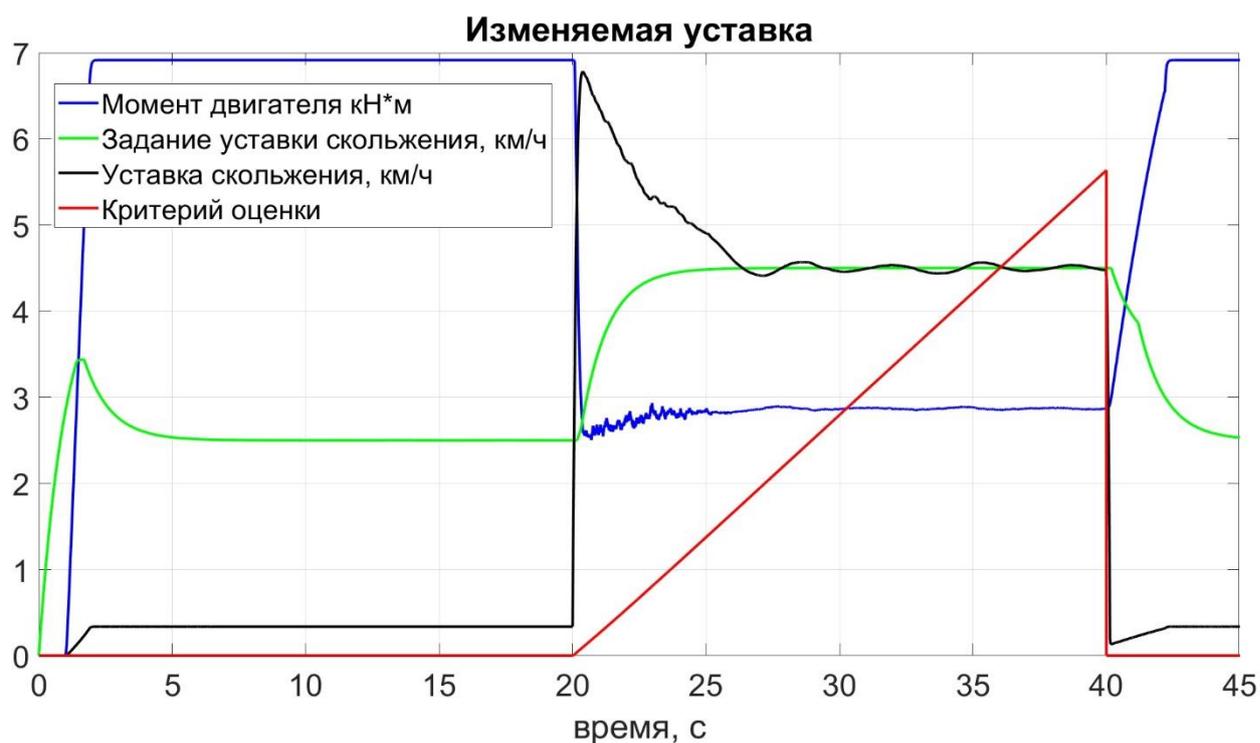


Рисунок 4.21 – Результаты моделирования системы управления тяговым усилием при кривой сцепления 3 и изменяемой уставки

Результаты численного эксперимента приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Результаты численного эксперимента

Тип уставки	Кривая сцепления	α начальное	β начальное	α измененное	β измененное	Время начала изменения	Время конца изменения	Значение критерия
Постоянный	1	0,4	1	0,2	2,5	20	40	11,11
Постоянный	2	0,4	1	0,15	3,5	20	40	7,64
Постоянный	3	0,4	1	0,1	4,5	20	40	4,58
Изменяемый	1	0,4	1	0,2	2,5	20	40	11,22
Изменяемый	2	0,4	1	0,15	3,5	20	40	8,44
Изменяемый	3	0,4	1	0,1	4,5	20	40	5,63

Результаты численного эксперимента показали, что при использовании изменяемой уставки скольжения значения критерия оценки превышает на 0,66 единиц показатель оценки метода с постоянной уставкой скольжения. Следует отметить, что возможны колебания задания изменяемой уставки скольжения (рисунок 4.19). Связано это с тем, что для погашения избыточного скольжения требуется уменьшить момент согласно алгоритму табличного метода изменения уставки. Нельзя считать это отрицательным свойством данного алгоритма, так как избыточное скольжение непосредственно влияет на износ бандажа колесной пары, поэтому правильно изначально стабилизировать скорость скольжения, а уже потом поддерживать заданные изменяемые уставки скольжения. Применение алгоритма табличного выбора уставок позволит реализовать наибольшее тяговое усилие электровоза в сравнении с постоянной уставкой.

4.6 Выводы

Проведение численных экспериментов на компьютерной модели системы управления тяговым усилием с переменной структурой необходимо для определения ее работоспособности и эффективности. При этом, компьютерная модель тягового электропривода подвижного состава должна исключать одновременное моделирование одинаковых физических процессов избыточного скольжения на всех колесных парах, с целью ее упрощения. В главе представлена математическая модель тягового электропривода и приведены численные эксперименты тягового электропривода с адаптивной системой управления тяговым усилием как в режиме избыточного скольжения, так и в режиме без избыточного скольжения.

Основные результаты, полученные в главе, заключаются в следующем.

1. Изложено обоснование принятой структуры компьютерной модели, в которой моделирование процессов избыточного скольжения выполняется только на одном тяговом приводе.

2. Представлена компьютерная модель тягового электропривода подвижного состава и условий сцепления. Приведено ее математическое описание.

3. Компьютерная модель верифицирована по критерию ускорения. Верификация проводилась путем сравнения результатов численного эксперимента и натурального эксперимента со схожими условиями проведения экспериментов.

4. Проведен численный эксперимент с двумя видами ПИ-регулятора: классический и с корректируемым коэффициентом. Результаты эксперимента показали, что для решения задачи регулирования скорости скольжения колесной пары наиболее предпочтительным является регулятор с корректируемым коэффициентом.

5. Автором представлен способ оценки эффективности работы системы управления тяговым усилием. Способ заключается в расчете интеграла момента сцепления за время избыточного скольжения.

6. Проведён численный эксперимент с двумя видами уставок: постоянной и изменяемой. Показано, что для различных условий сцепления наиболее эффективным является изменяемая уставка согласно алгоритму табличного способа выбора уставки.

7. Основные результаты, полученные автором и изложенные в главе, опубликованы в работе [119].

ГЛАВА 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АСИНХРОННОГО ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА НА МОДЕЛИ И ОБЪЕКТЕ

5.1 Задачи экспериментального исследования тягового электропривода

Цель данной главы заключается в экспериментальном подтверждении работоспособности адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой и оценке показателей качества. Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) разработать и реализовать стенд для проведения полунатурного моделирования;
- 2) провести эксперименты на стенде для полунатурного моделирования и оценить полученные результаты;
- 3) составить план проведения эксперимента на объекте – электровозе постоянного тока;
- 4) провести эксперименты на объекте и оценить полученные результаты.

Эксперименты разделены на два этапа. Первый этап включает в себя проведение экспериментов адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой на стенде полунатурного моделирования. Второй этап заключается в проведении экспериментов на магистральном электровозе постоянного тока ЗЭС8.

5.2 Описание стенда полунатурного моделирования

Для первоначальной проверки алгоритмов адаптивной системы управления тяговым приводом был спроектирован и создан стенд полунатурного моделирования. Структурная схема стенда показана на

рисунке 5.1, внешний вид стенда – на рисунке 5.2, функциональная схема стенда – на рисунке 5.3.

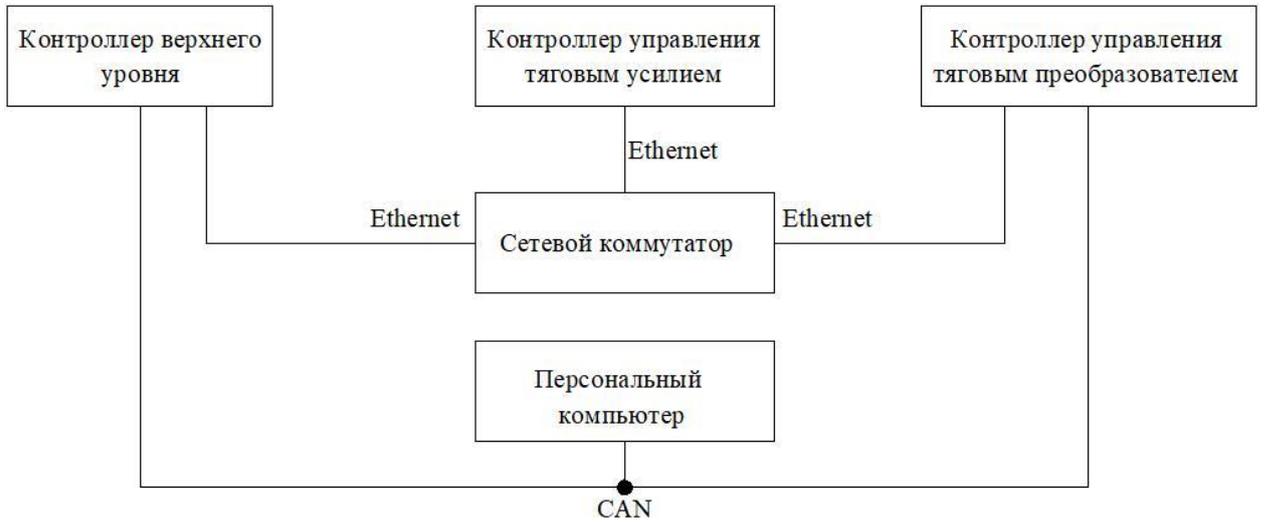


Рисунок 5.1 – Структурная схема стенда полунатурного моделирования



Рисунок 5.2 – Стенд полунатурного моделирования



Рисунок 5.3 – Функциональная схема стенда полунатурного моделирования

Далее опишем стенд и его работу.

Стенд полунатурного моделирования представляет собой комплекс цифровых средств управления, персональный компьютер и сетевые устройства. Стенд работает следующим образом. Оператор задает на персональном компьютере процент тяги, данное значение передается контроллеру верхнего уровня. В контроллере верхнего уровня происходит преобразование процента задания в момент задания машиниста в соответствии с (4.1), значение которого передается контроллеру управления тяговым усилием, в котором реализованы алгоритмы системы управления с переменной структурой. Выходными данными контроллера управления тяговым усилием являются значения момента задания, или заданные значения

момента $M_{з1...4}$, которые передаются контроллеру управления тяговым преобразователем.

Контроллер управления тяговым преобразователем реализует алгоритм вычислений выходных сигналов аperiodического звена первого порядка (2.24), которые соответствуют моментам двигателей $M_{д1...4}$. Значения моментов двигателей передаются персональному компьютеру для дальнейшего расчета по уравнениям математической модели. В модели предусмотрены настройки существующего коэффициента сцепления в диапазоне $0,1...0,4$. Модель рассчитывает угловые частоты вращения валов $\omega_{1...4}$ и линейную скорость $V_{л}$, далее передает данные значения контроллеру верхнего уровня и контроллеру тягового преобразователя.

5.3 Результаты экспериментов на стенде полунатурного моделирования

С целью апробации разработанных алгоритмов на стенде полунатурного моделирования был проведен ряд экспериментов. Суть экспериментов заключалась в ступенчатом снижении коэффициента сцепления и проверке работы системы в данных условиях. Ступенчатое уменьшение коэффициента сцепления объясняется тем, что в эксплуатации часто встречаются случаи наезда на масляное пятно, например, на стрелочных переводах. При этом резко меняются условия сцепления. В таблице 5.1 представлены основные данные экспериментов.

Отличия в опытах № 1 – 5, в том числе, состоят в количестве осей, находящихся в режиме избыточного скольжения.

Таблица 5.1 – Данные экспериментов

Опыт	Ψ начальное	Ψ измененное	Кол-во осей в расчете	% задания тяги	Номер рисунка результатов	Номер таблицы с пояснениями к результатам
1	0,4	0,3	1	100	5.4	5.2
2	0,4	0,2	2		5.5	
3	0,3	0,1	2		5.6	
4	0,4	0,1	1		5.7	
5	0,4	0,1	4		5.8	5.3

Таблицы 5.2 и 5.3 содержат информацию о цвете, масштабе и смещении графика переменной относительно нулевого значения шкалы по оси ординат на рисунке.

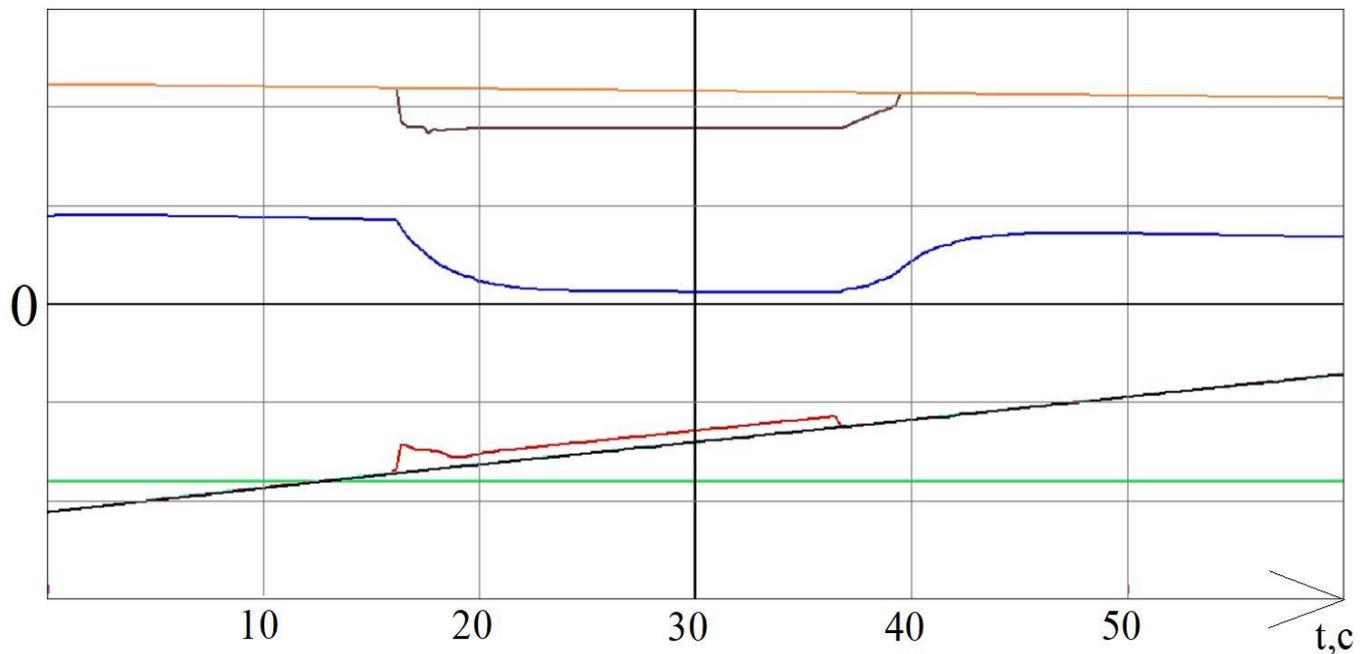


Рисунок 5.4 – Опыт № 1

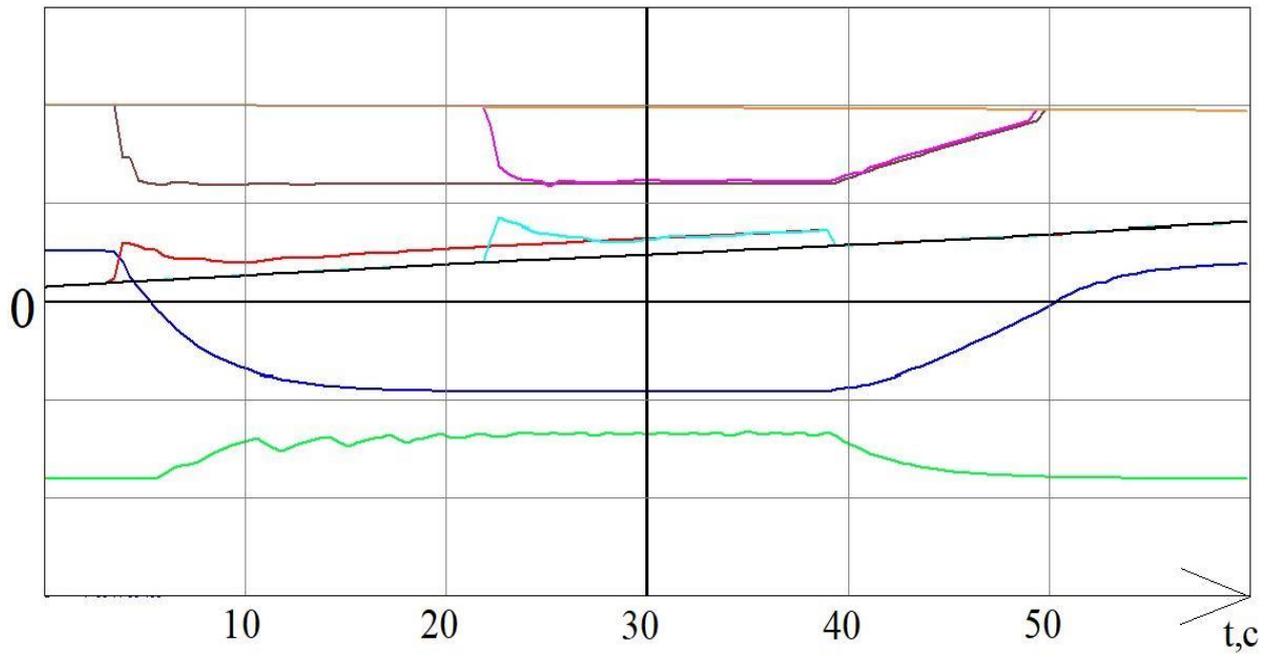


Рисунок 5.5 – Опыт № 2

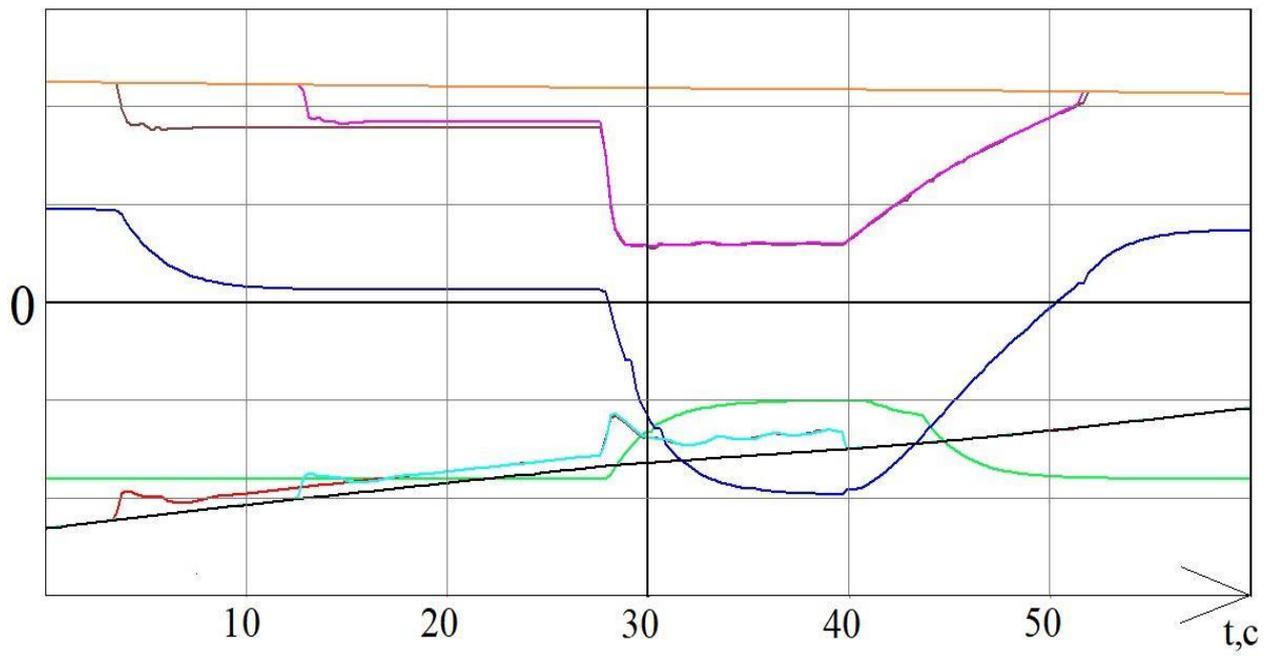


Рисунок 5.6 – Опыт № 3

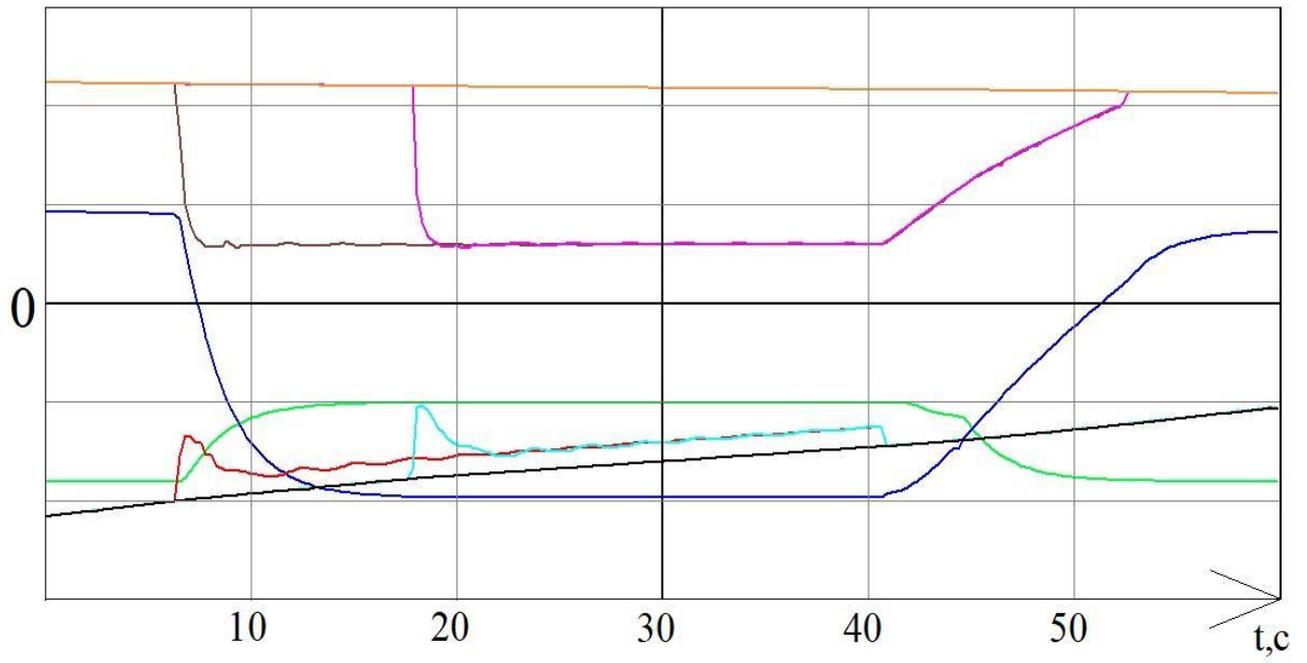


Рисунок 5.7 – ОПЫТ № 4

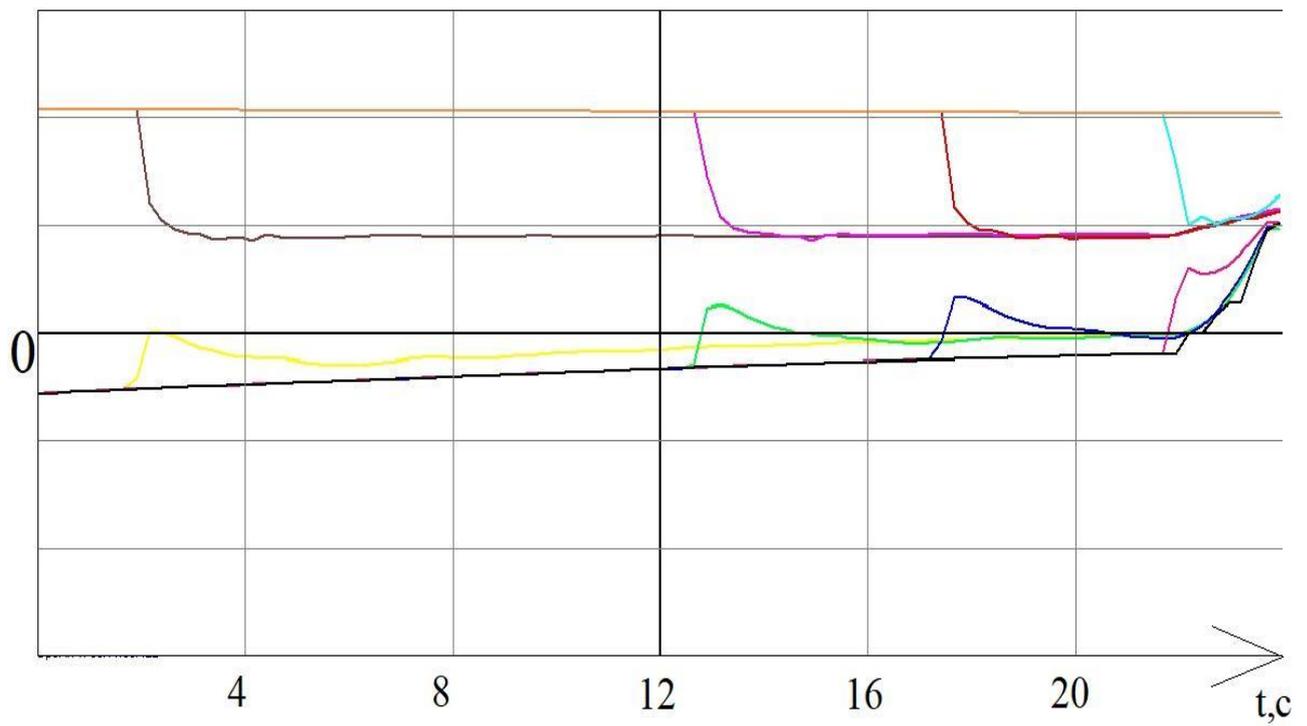


Рисунок 5.8 – ОПЫТ № 5

Таблица 5.2 – Пояснения к результатам опытов № 1 – 4

Наименование физической величины	Цвет	Масштаб, ед. в клетке	Смещение, ед. в клетке
Момент задания машиниста, Н·м	оранжевый	5000	0
Момент задания 1 двигателя, Н·м	коричневый	5000	0
Момент задания 2 двигателя, Н·м	желтый	5000	0
Линейная скорость, км/ч	черный	10	-30
Окружная скорость 1 колесной пары, км/ч	красный	10	-30
Окружная скорость 2 колесной пары, км/ч	голубой	10	-30
Коэффициент сцепления	синий	0,1	-0,3
Задание уставки скольжения, км/ч	зеленый	1	-3

Таблица 5.3 – Пояснения к результатам опыта № 5

Наименование физической величины	Цвет	Масштаб, ед. в клетке	Смещение, ед. в клетке
Момент задания машиниста, Н·м	оранжевый	5000	0
Момент задания 1 двигателя, Н·м	коричневый	5000	0
Момент задания 2 двигателя, Н·м	фиолетовый	5000	0
Момент задания 3 двигателя, Н·м	красный	5000	0
Момент задания 4 двигателя, Н·м	голубой	5000	0
Линейная скорость, км/ч	черный	10	-30
Окружная скорость 1 колесной пары, км/ч	желтый	10	-30
Окружная скорость 2 колесной пары, км/ч	зеленый	10	-30
Окружная скорость 3 колесной пары, км/ч	синий	10	-30
Окружная скорость 4 колесной пары, км/ч	розовый	10	-30

Результаты опытов № 1 – 4 подтверждают, что разработанная адаптивная система управления тяговым усилием с переменной структурой обеспечивает требуемый оптимальный закон формирования момента тягового электродвигателя, при котором согласно характеристике коэффициента сцепления (рисунок 1.1), обеспечивается заданное скольжение колесной пары. При этом статическая ошибка поддержания заданной скорости не превышает 5%. Также из результатов опытов № 1 – 4 следует, что при изменении линейной скорости состава система увеличивает окружную скорость колесной пары на величину заданного скольжения.

В таблице 5.4 представлено качественное сопоставление параметров скольжения с реальными условиями движения и качественная оценка изменения момента электродвигателей.

Таблица 5.4 – Сопоставление параметров скольжения с реальными условиями движения и характер изменения момента

Номер опыта	Реальные условия скольжения	Характер изменения момента
1	Наезд на участок рельса, на котором присутствует роса	Уменьшение момента для поддержания заданного скольжения незначительное
2	Наезд на сильно увлажнённый рельс	Уменьшение момента для поддержания заданного скольжения среднее
3	Условия, при которых уже присутствует избыточное скольжение с дальнейшим ухудшением условий сцепления	Уменьшение момента при повторном уменьшении коэффициента сцепления
4	Наезд на масляное пятно	Уменьшение момента значительное, заданная уставка скольжения поддерживается с перерегулированием
5	Избыточное скольжение всех колесных пар	Увеличение момента при начале «синхронного» избыточного скольжения

Особый интерес представляет опыт № 5. На графиках переменных, полученных в ходе опыта, видно, что при избыточном скольжении всех колесных пар обратная отрицательная связь становится положительной, что приводит к неконтролируемому скольжению всех колесных пар, или синхронному избыточному скольжению. Данный факт является негативным свойством адаптивной системы с переменной структурой. Тем не менее, стоит отметить, что существует ряд дополнительных защитных мер по предотвращению синхронного скольжения. Например, машинисты, согласно рабочей инструкции, должны подавать песок, что предотвращает синхронное скольжение.

5.4 Описание объекта эксперимента

Объектом эксперимента является электровоз постоянного тока с асинхронным тяговым приводом ЗЭС8 «Малахит», выпускаемый ООО «Уральские локомотивы». Все испытания данного электровоза проводились с непосредственным участием автора. Внешний вид электровоза показан на рисунке 5.9. Технические характеристики представлены в таблице 5.5.

Таблица 5.5 – Характеристики электровоза ЗЭС8

Тягово-энергетические характеристики		Механические характеристики		Дополнительные сведения
Номинальное напряжение, кВ	3	Полная колесная база секции, мм	11 200	Передача тягового усилия через наклонные тяги Частотно-регулируемый асинхронный тяговый электропривод
Мощность на валах тяговых двигателей, мВт	12	База между центрами тележек, мм	8400	
Сила тяги при трогании кН	1100	Колесная база тележек, мм	2800	
Скорость длительного режима, км ч	50	Масса, т	300	
Конструкционная скорость, км/ч	120	Нагрузка от оси, кН	25	



Рисунок 5.9 – Электровоз 3ЭС8 на испытательном полигоне г.о. Щербинка

5.5 Результаты экспериментов на объекте

На испытательном полигоне ВНИИЖТ г.о. Щербинка (рисунок 5.10), были проведены эксперименты по испытанию адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой в различных режимах.



Рисунок 5.10 – Испытательный полигон железнодорожной техники

Эксперименты заключались в искусственном занижении коэффициента сцепления путем полива на рельсы водно-глицериновой смеси непосредственно в движении, или нанесения на участок рельс моторного масла. На рисунке 5.11 показана фотография с места эксперимента. На рисунках 5.12 – 5.14 показаны осциллографические результаты экспериментов, в таблице 5.6 представлено описание опытов.



Рисунок 5.11 – Зона полива водно-глицериновой смеси

Таблица 5.6 – Данные экспериментов

Опыт	Нанесение на рельсы	Пропорциональный коэффициент	Интегральный коэффициент	Уставка скольжения, км/ч	Тип ПИ-регулятора	Номер рисунка результатов	Номер таблицы с пояснениями к результатам
6	Водно-глицериновая смесь	1700	3	2	Классический	5.12	5.7
7	Водно-глицериновая смесь	3000	5	2		5.13	
8	Моторное масло	1500	3	Адаптивная		5.14	

Таблица 5.7 – Пояснения к результатам опытов 6 – 8

Наименование физической величины	Цвет	Масштаб, ед. в клетке	Смещение, ед. в клетке
Момент задания машиниста, Н·м	оранжевый	3500	0
Момент задания двигателя, Н·м	красный	3500	0
Момент двигателя, Н·м	синий	3500	0
Линейная скорость, км/ч	черный	15	-45
Окружная скорость колесной пары, км/ч	зеленый	15	-45

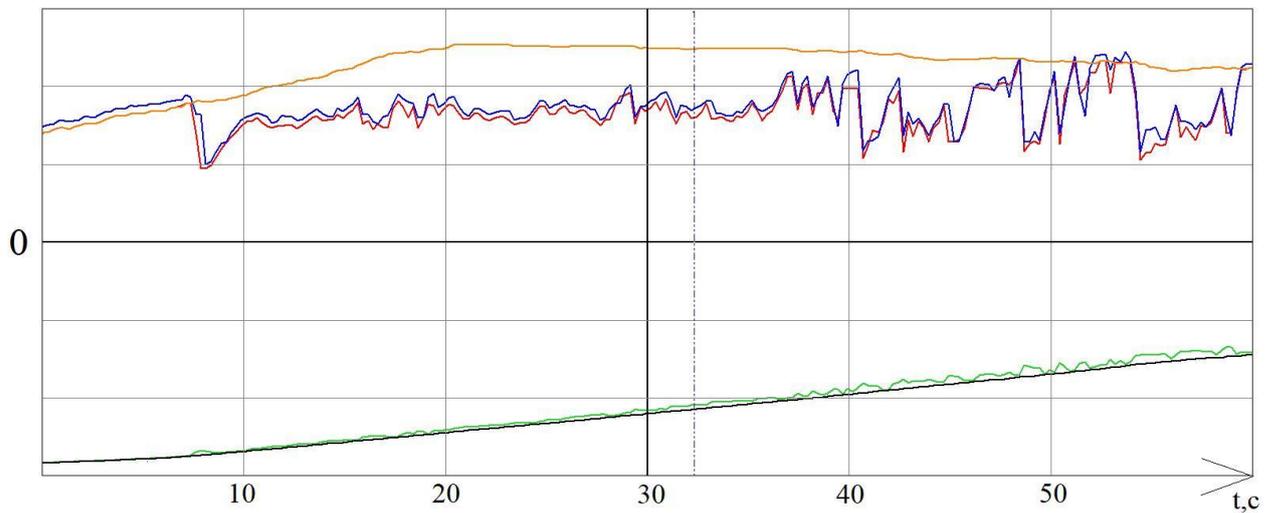


Рисунок 5.12 – Результаты экспериментов, опыт № 6

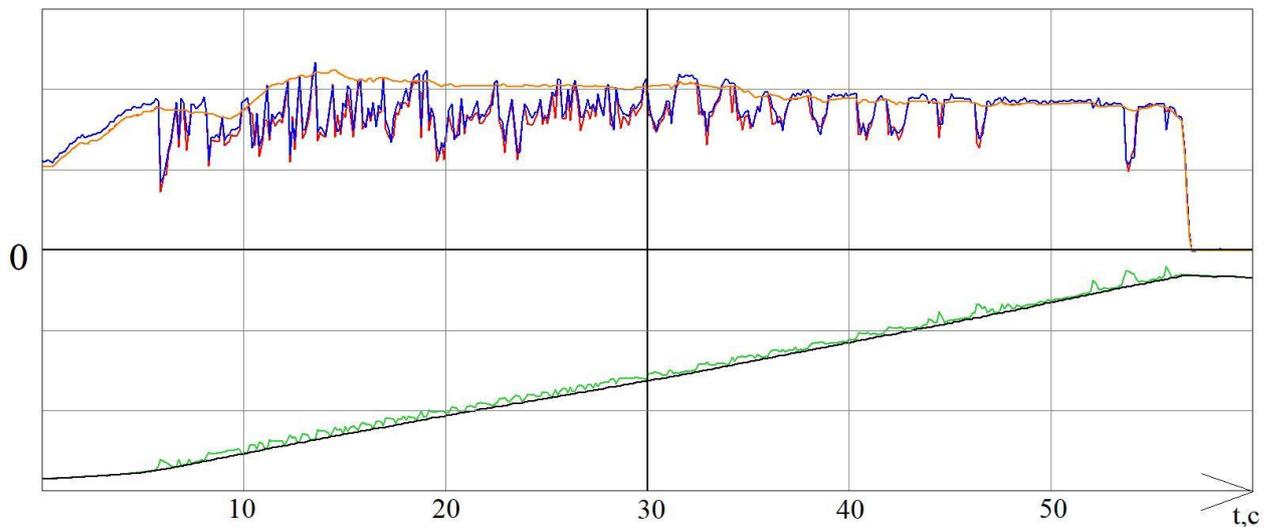


Рисунок 5.13 – Результаты экспериментов, опыт № 7

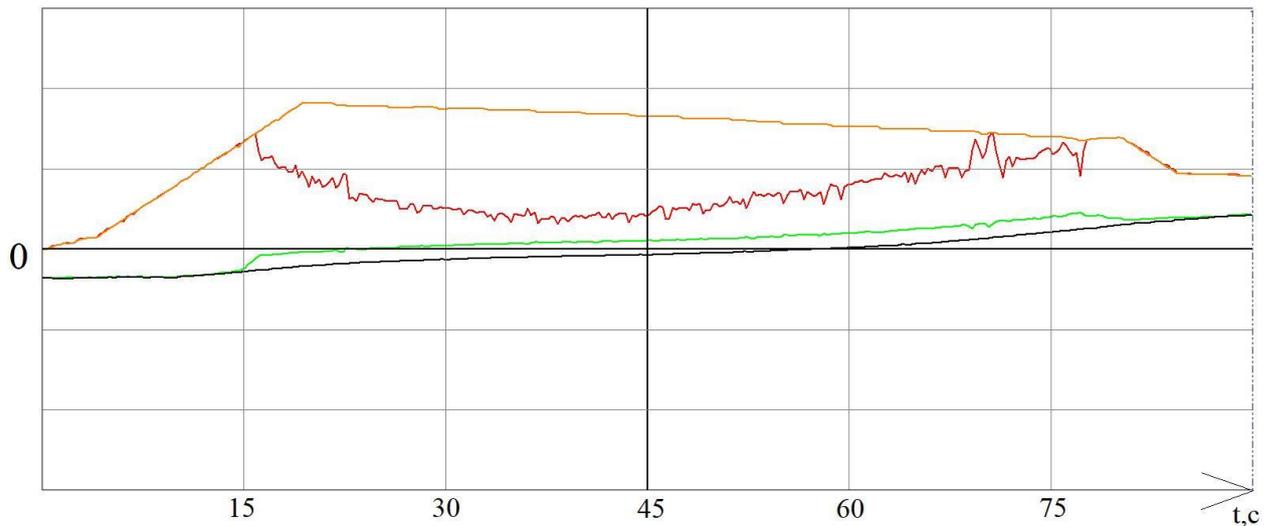


Рисунок 5.14 – Результаты экспериментов, опыт № 8

В опыте № 6 проводился полив рельс водно-глицериновой смесью. Как следует из графиков на рисунке 5.12, скольжение не превышало 1,5 км/ч, при этом наблюдались колебания момента задания или производная момента задания превышала значение 2000 Н·м/с. Первоначально предполагалось, что колебания момента были связаны с неточной настройкой регулятора. Поэтому в опыте № 7 были изменены настройки регулятора и эксперимент был проведён повторно. Из графиков на рисунке 5.13 следует, что колебания увеличились, при этом скольжение не превышало 1,5 км/ч. В опыте № 8 было произведено нанесение моторного масла на участок рельса, и также были изменены настройки регулятора. При этом момент задания снизился с 7000 Н·м до 1000 Н·м, что свидетельствует о низком уровне сцепления, адаптивная система управления повысила уставку скольжения до 3 км/ч. На рисунке 5.14 момент двигателя не показан вследствие высокого качества регулирования момента.

Результаты опытов № 6 – 8 подтвердили качественную работоспособность системы. Однако характер изменения заданного значения момента был признан неудовлетворительным вследствие недопустимых значений производных момента электродвигателя.

Дополнительно было выявлено, что при использовании в структуре классического ПИ-регулятора возникают колебания момента с частотой 2 Гц и амплитудой колебания 3000 Н·м, связанные с неровностями пути (рисунок 5.15), наличием помех в сигнале обратной связи, особенностями настройки контура регулирования момента векторного управления. Для устранения колебаний момента был применен регулятор с корректируемым пропорциональным коэффициентом.

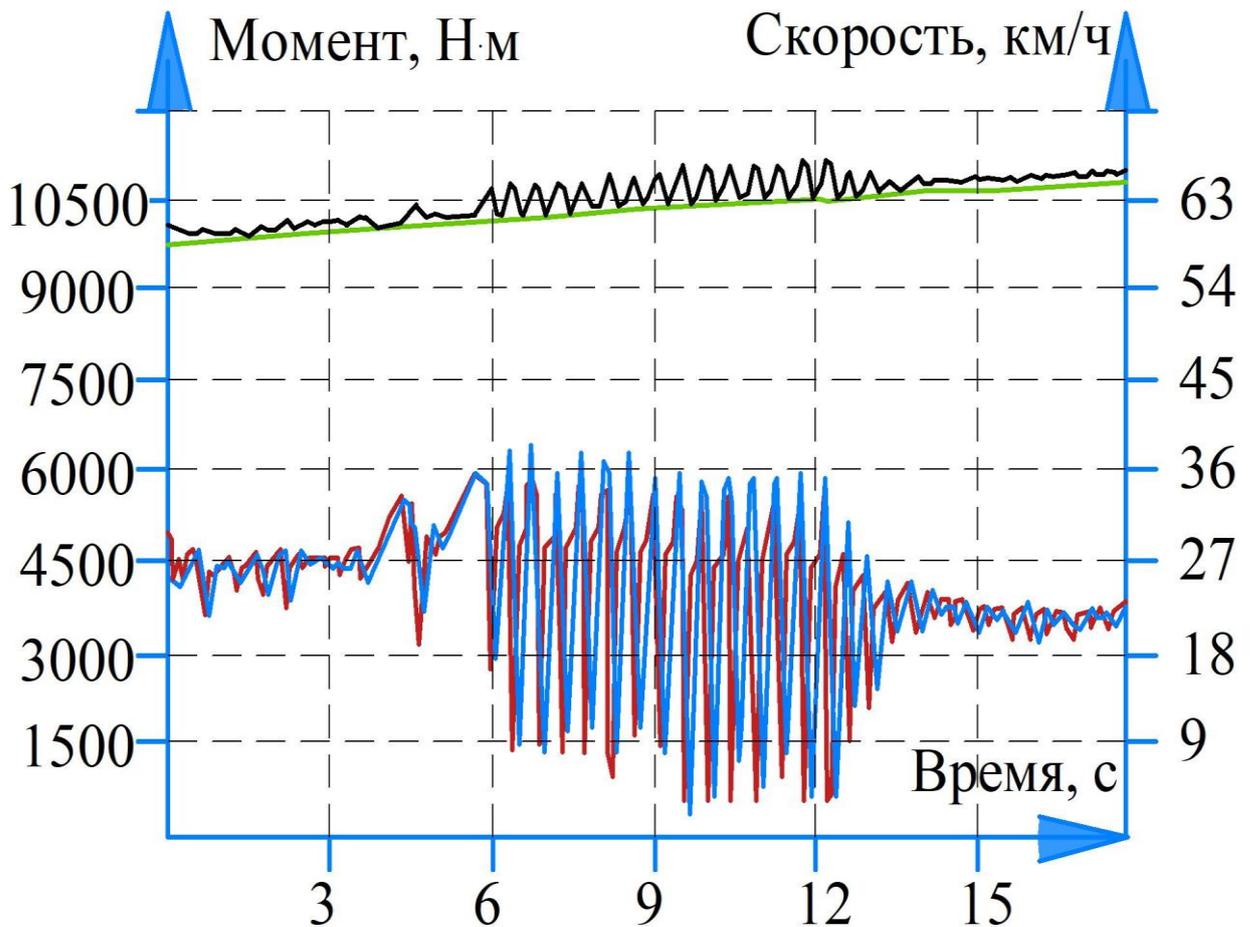


Рисунок 5.15 – Колебания момента при применении классического ПИ-регулятора

На рисунке 5.15 обозначено: заданное значение момента – красный цвет; момент асинхронного тягового двигателя – синий цвет; линейная скорость – зеленый цвет; окружная скорость колесной пары – черный цвет.

Дополнительно, для общей оценки системы, был проведен опыт с синхронным избыточным скольжением (рисунок 5.16, таблица 5.8). Из графиков на рисунке 5.16 следует, что при возникновении синхронного избыточного скольжения обратная отрицательная связь становится положительной.

Таким образом, на реальном объекте подтверждены результаты опыта № 5 в режиме синхронного избыточного скольжения, полученные ранее на полунатурном стенде.

При возникновении положительной обратной связи адаптивная система управления с переменной структурой не позволяет реализовать необходимое тяговое усилие, и в таком случае синхронное избыточное скольжение является аварийным режимом. Для недопущения синхронного избыточного скольжения существует ряд следующих мер: подача песка и общее снижение силы тяги до устранения избыточного скольжения.

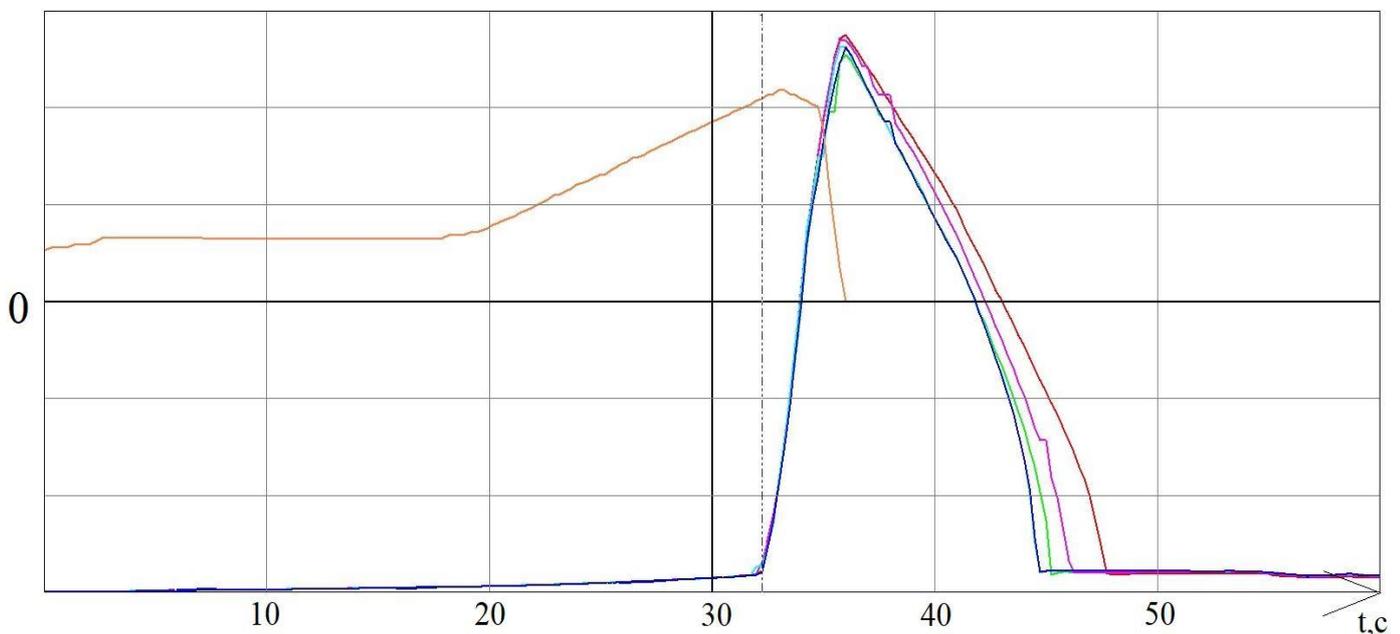


Рисунок 5.16 – Синхронное избыточное скольжение

Таблица 5.8 – Пояснения к рисунку 5.16

Наименование физической величины	Цвет	Масштаб, ед. в клетке	Смещение, ед. в клетке
Момент задания машиниста	оранжевый	3500	0
Окружная скорость 1 колесной пары	красный	20	-60
Окружная скорость 2 колесной пары	зеленый	20	-60
Окружная скорость 3 колесной пары	фиолетовый	20	-60
Окружная скорость 4 колесной пары	голубой	20	-60
Линейная скорость	синий	20	-60

Для устранения возникновения колебаний в заданном значении момента, автором был разработан ПИ-регулятор с корректируемым пропорциональным коэффициентом. Результаты эксплуатационных поездок с применением данного ПИ-регулятора показаны на рисунках 5.17 – 5.21 и представлены в таблице 5.9.

Таблица 5.9 – Данные экспериментов

Опыт	Третье тело в контакте «колесо-рельс»	Режим	Уставка скольжения, км/ч	Пропорциональный коэффициент	Интегральный коэффициент	Тип ПИ-регулятора	Номер рисунка результатов	Номер таблицы с пояснениями к результатам
8	снег	Тяга	2,8	1500	3	С корректируемым пропорциональным коэффициентом	5.17	5.7
9	масляное пятно						5.18	5.7
10	вода после дождя	5.19					5.10	
11	вода после росы	Торможение					5.20	5.7
12	мокрый снег						5.21	5.7

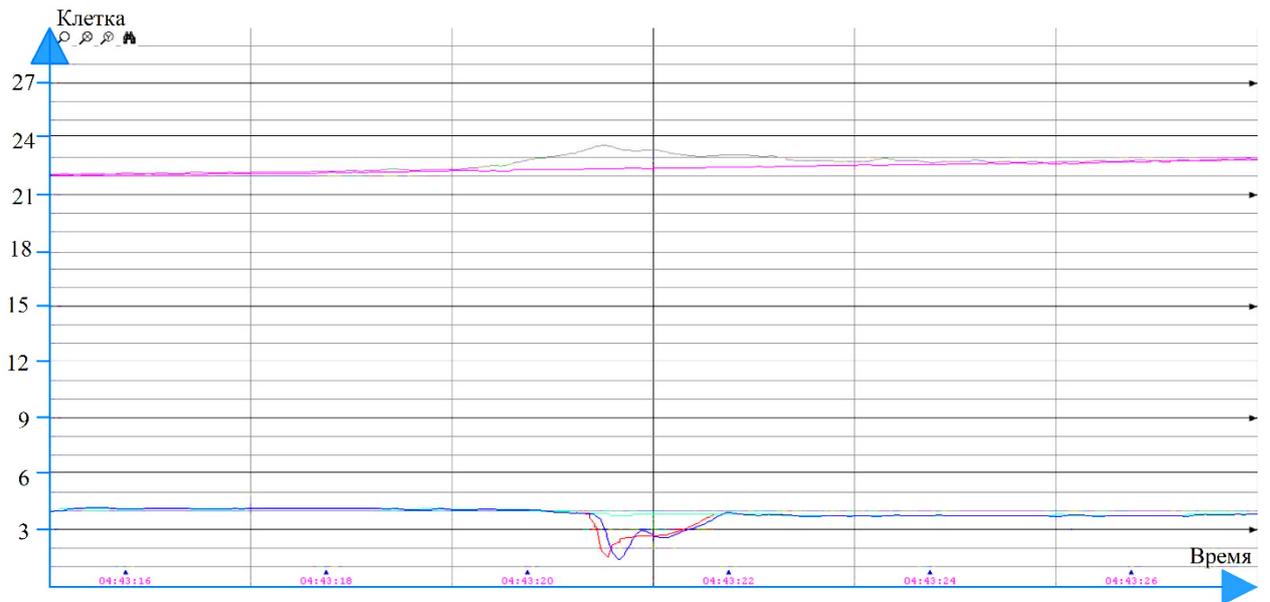


Рисунок 5.17 – Осциллограмма работы адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой и ПИ-регулятора с корректируемым пропорциональным коэффициентом, в режиме тяги и условиях сцепления - снег

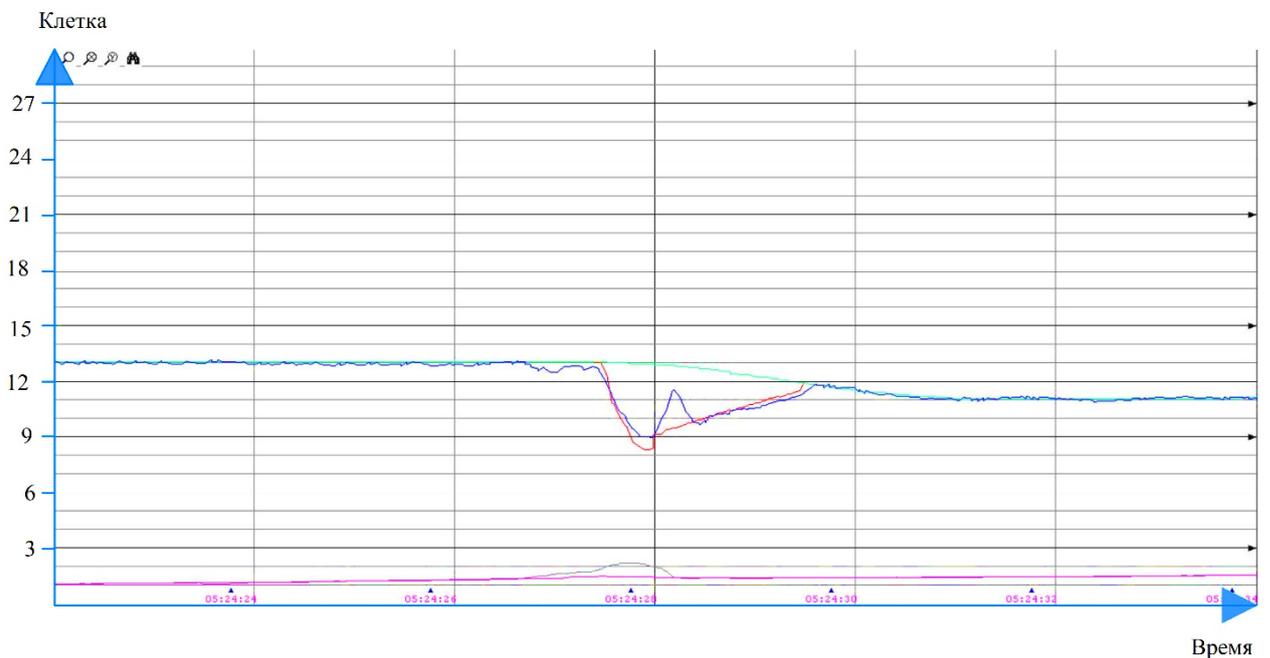


Рисунок 5.18 – Осциллограмма работы адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой и ПИ-регулятора с корректируемым пропорциональным коэффициентом, в режиме тяги и условиях сцепления - масляное пятно

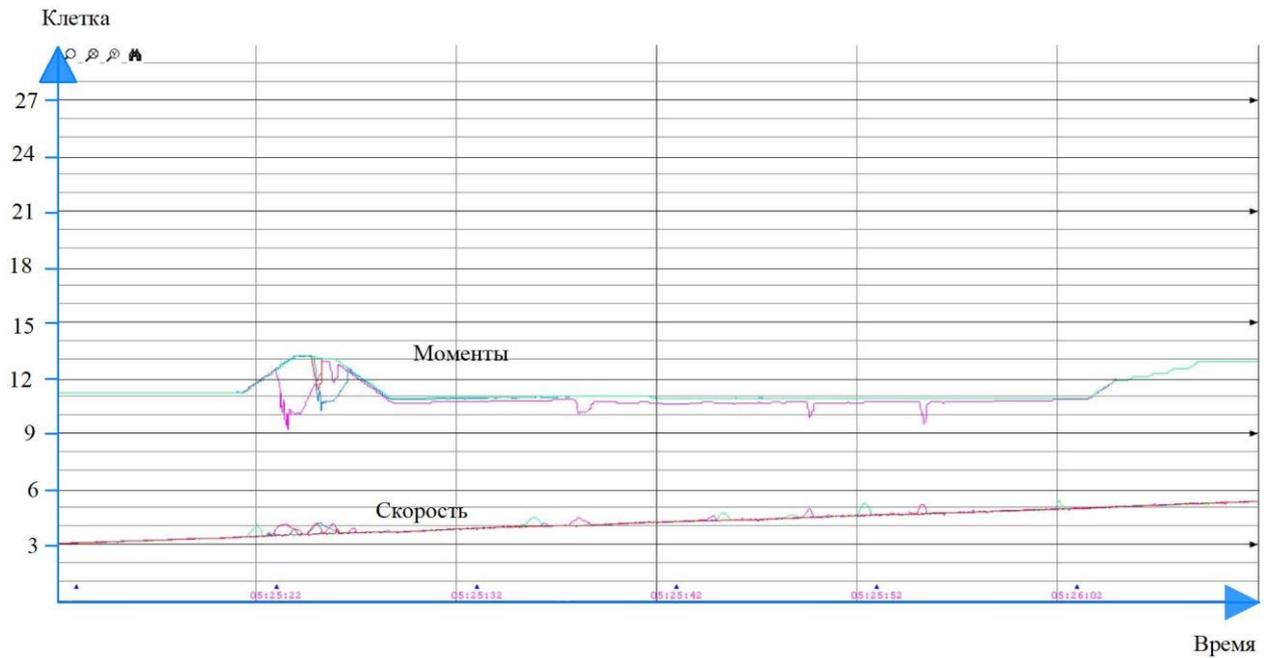


Рисунок 5.19 – Осциллограмма работы адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой и ПИ-регулятора с корректируемым пропорциональным коэффициентом, в режим тяги и условиях сцепления - вода после дождя

Таблица 5.10 – Пояснения к рисунку 5.19

Наименование физической величины	Цвет	Масштаб, ед. в клетке	Смещение, ед. в клетке
Момент задания двигателя 1	фиолетовый	500	0
Момент задания двигателя 2	красный	500	0
Момент задания двигателя 3	голубой	500	0
Момент задания двигателя 4	зеленый	500	0
Окружная скорость колесной пары 1	фиолетовый	3	0
Окружная скорость колесной пары 2	красный	3	0
Окружная скорость колесной пары 3	голубой	3	0
Окружная скорость колесной пары 4	зеленый	3	0

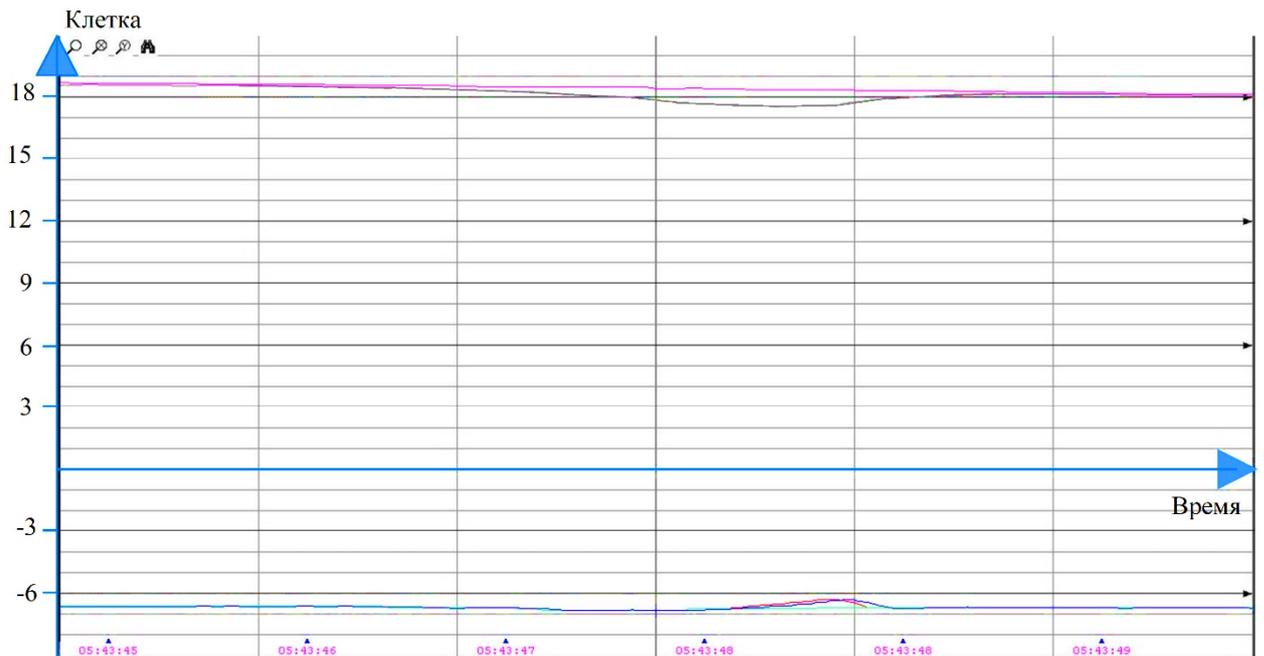


Рисунок 5.20 – Осциллограмма работы адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой и ПИ-регулятора с корректируемым пропорциональным коэффициентом, в режиме электрического торможения и условиях сцепления - вода после росы

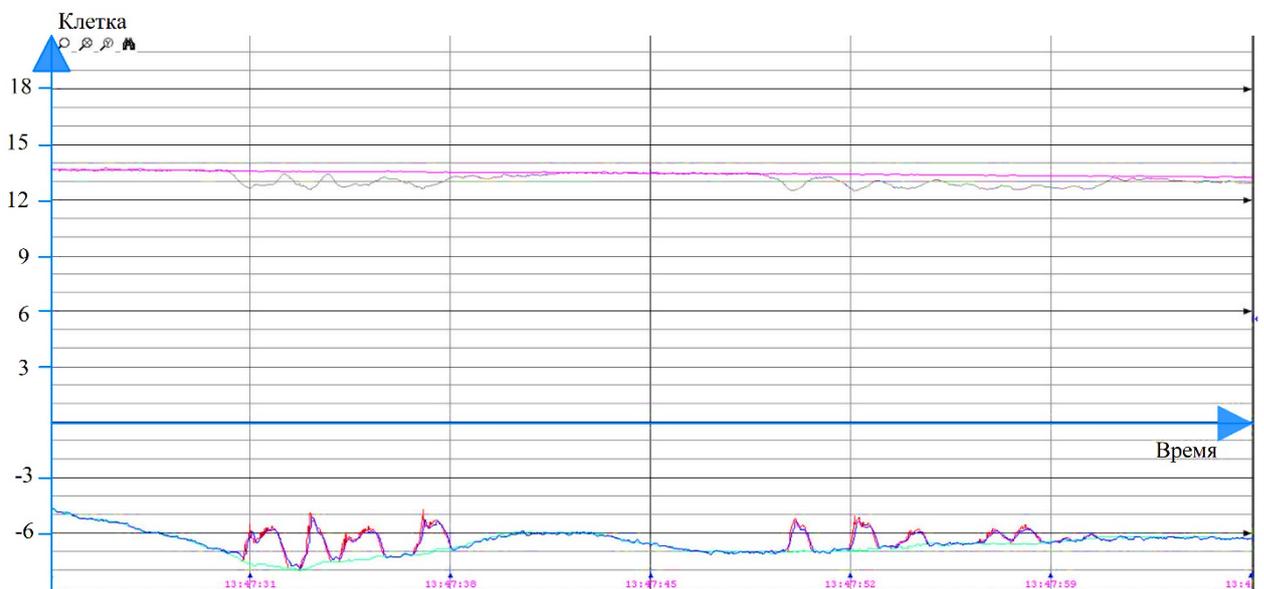


Рисунок 5.21 – Осциллограмма работы адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой и ПИ-регулятора с корректируемым пропорциональным коэффициентом, в режиме тяги и условиях сцепления - мокрый снег

Из анализа результатов опытов 8 – 12 следует, что процесс скольжения в условиях эксплуатации кратковременный (не более 3-х секунд) и прерывистый. Прерывистость объясняется подачей песка и, следовательно, увеличением коэффициента сцепления. Колебания заданного значения момента минимальны с применением в структуре ПИ-регулятора с корректируемым пропорциональным коэффициентом, а автоколебания отсутствуют. Система реализует заданное скольжение со статической ошибкой, не превышающей 15%. Таким образом подтверждается работоспособность адаптивной системы с переменной структурой для задачи управления тяговым электроприводом в режимах избыточного скольжения.

5.6 Технико-экономический эффект при эксплуатации электровоза ЗЭС8 с адаптивной системой управления тяговым электроприводом с переменной структурой

Основным критерием оценки эффективности работы является установленная максимальная масса поезда для эксплуатации. Максимальная масса поезда определяется опытным методом, путем проверки западения скорости в конце подъема. Причем проверка выполняется для любых погодных условий: обильный снегопад, проливной дождь. К дополнению к погодным условиям накладываются факторы загрязнения рельса, например загрязнения маслом или листьями.

Отдельно отметим и критический фактор оценки, такой как остановка поезда в гору, что влечет за собой остановку движения по занятому пути с последующим вызовом локомотивом подкрепления, и временные и финансовые издержки.

Отметим, что качественная система управления тяговым усилием влияет на пропускную способность железных дорог. Особенно критично недостаток скорости в подъемах ощущается на «узких» участках железных дорог. Под «узкими» участками понимаются отрезки пути с высокой транспортной загруженностью. Вследствие недоиспользования тяговых свойств подвижного

состава уменьшается средняя скорость движения на участке с последующим образованием очередей на путях в ожидании проезда впереди идущего поезда.

Определим технико-экономический эффект от применения адаптивной системы управления электроприводом с переменной структурой, путем сравнения электровоза 2ЭС8 и аналогичного по мощности электровоза на основании данных промышленной эксплуатации. В таблице 5.11 приведены данные по весам составов и скоростей въезда и выезда в подъем.

Таблица 5.11 – Данные по заезду в руководящий подъем с одинаковым весом

	Вес состава, т	Подъем, ‰	Скорость въезда в подъем, км/ч	Скорость выезда с подъема, км/ч
Электровоз 2ЭС8	4300	32	50	41
Аналогичный электровоз	4300	32	50	37

Из данных таблицы 5.11 следует, что электровоз 2ЭС8 обеспечивает наилучшие кинематические режимы движения поезда. При уравнивании скорости выезда с подъема, уменьшится вес состава аналогичного по мощности электровоза (таблица 5.12).

Таблица 5.12– Данные по заезду в руководящий подъем с одинаковыми скоростями

	Вес состава, т	Подъем, ‰	Скорость въезда в подъем, км/ч	Скорость выезда с подъема, км/ч
Электровоз 2ЭС8	4300	32	50	41
Аналогичный электровоз	4080	32	50	41

Из данных, представленных в таблице 5.12, следует, что электровоз 2ЭС8 с адаптивной системой управления позволяет перевезти на 220 т больше в сравнении с аналогичным электровозом. Исходя из этого следует, что при четырех рейсах за день электровоз может провезти на 880 т больше. В годовом исчислении, за вычетом 30 дней на техническое обслуживание, получим 286880 т в год, или уменьшение числа рейсов на 70 в год. Помимо этого,

сокращаются издержки на локомотивную бригаду и техническое обслуживание.

5.7 Выводы

Анализ результатов экспериментов, представленных в данной главе, подтвердил правильность технических и алгоритмических решений, изложенных в данной работе.

Основные результаты, полученные в главе, заключаются в следующем.

1. Проведены экспериментальные исследование адаптивной системы с переменной структурой на стенде полунатурного моделирования. Стенд содержит блоки системы управления верхнего уровня, системы управления тяговым усилием, системы управления тяговым преобразователем и математической модели. Обмен данными между блоками осуществляется в реальном времени по интерфейсам связи CAN и Ethernet. Опыты заключались в проверке в реальном масштабе времени системы управления тяговым усилием с переменной структурой в условиях снижения коэффициента сцепления. Анализ результатов подтвердил способность системы управления поддерживать заданную скорость скольжения в условиях ухудшения сцепления. При этом статическая ошибка поддержания заданной скорости не превышает 5%.

2. На стенде полунатурного моделирования был проведен эксперимент с синхронным избыточным скольжением. Выявлено, что в таком случае обратная отрицательная связь становится положительной и данный режим является аварийным. Результаты эксперимента подтверждены результатами натурных испытаний.

3. На испытательном полигоне железнодорожной техники в городском округе Щербинка проведены экспериментальные исследования системы с переменной структурой с классическим ПИ-регулятором непосредственно на исследуемом объекте – электровозе постоянного тока в

условиях снижения коэффициента сцепления. Испытания проведены в условиях снижения коэффициента сцепления. Снижение коэффициента сцепления достигалось путем полива водно-глицериновой смеси на рельс в движении и нанесении моторного масла на рельс. Анализ результатов эксперимента показал невозможность применения классического ПИ-регулятора в системе с переменной структурой.

4. В условиях промышленной эксплуатации в процессе движения подвижного состава весом от 6000 до 12000 тонн проведены натурные исследования адаптивной системы управления тяговым усилием переменной структурой с адаптивным ПИ-регулятором. В процессе движения подвижного состава было зафиксировано многократное ухудшение условий сцепления вследствие изменений условий эксплуатации. При снижении коэффициента сцепления зарегистрировано автоматическое изменение структуры системы управления тяговым усилием и пропорционального коэффициента адаптивного ПИ-регулятора. Анализ результатов поездок в промышленной эксплуатации подтвердил способность системы управления с переменной структурой поддерживать заданное скольжение. При этом ошибка поддержания заданной скорости не превышала 15%.

5. Представлены результаты оценки экономической эффективности применения адаптивной системы управления тяговым электроприводом. Электровоз с адаптивной системой управления способен за год провести составы грузоподъемностью на 286880 тонн больше, чем аналогичный по мощности электровоз.

6. Адаптивная система управления тяговым электроприводом магистрального электровоза с переменной структурой внедрена в состав систем управления тяговым приводом электровоза ЗЭС8, что подтверждено соответствующим актом (Приложение А).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведен анализ условий сцепления в зоне контакта «колесная пара – рельс», тягового привода современного подвижного состава и алгоритмов управления тяговым усилием. Установлено, что в качестве электропривода магистрального электровоза целесообразно применять тяговый асинхронный двигатель и силовой полупроводниковый преобразователь с векторным управлением, а система управления тяговым усилием должна обеспечивать максимально возможную силу тяги по условиям сцепления.

2. Разработана классификация способов управления тяговым приводом в режимах предельных усилий, которая позволяет определять перспективные направления исследований в области тягового электропривода.

3. Приведено математическое описание асинхронного двигателя при работе от силового полупроводникового преобразователя с векторной системой управления и ШИМ с использованием сигнала напряжения нулевой последовательности. Проведен синтез системы управления. Приведены результаты моделирования. Проведена верификация по критерию сравнения фазных токов статора. Верификация проведена путем сравнения результатов численного эксперимента и осциллограмм промышленной эксплуатации. Ошибка модели не превысила 5,8%, при условиях равенства момента асинхронного тягового двигателя установившемуся значению.

4. С целью уменьшения времени моделирования был проведен численный эксперимент по замене модели электрического привода со структурой «преобразователь частоты – асинхронный двигатель» на апериодическое звено первого порядка. Эксперимент заключался в сравнении момента асинхронного тягового двигателя модели электрического привода и момента на выходе апериодического звена первого порядка, имитирующего электрический привод. Анализ результатов эксперимента показал, что в

установившимся режиме работе электрического привода среднеквадратичная ошибка не превышала 10 Н·м, а в частном случае – боксовании или переходном процессе не превышала 590 Н·м, при этом ошибка относительно номинального момента не превышала 8%. Так как величина ошибки находится в пределах точности инженерных расчетов, замена электрического привода на апериодическое звено первого порядка не внесет существенной погрешности в результаты численных экспериментов на математической модели.

5. Разработано математическое описание модели механической части электропривода, включая ротор электродвигателя, редуктор, колесную пару, точку контакта колеса с рельсом, с учетом изменением нагрузки на оси. На основе основного уравнения движения электропривода представлено выражение для определения момента сцепления. Результаты расчетов по представленному математическому описанию подтверждены результатами натурных испытаний.

6. Проведен структурный синтез адаптивной системы управления тяговым усилием с переменной структурой и представлено математическое описание основных блоков системы. Установлено, что применение классического регулятора в контуре управления скоростью недопустимо по причине возникновения автоколебаний момента задания, выявленных при натурных испытаниях электровоза ЗЭС8.

7. Разработана структура компьютерной модели тягового электропривода и условий сцепления в точке «колесная пара – рельс», приведено математическое описание основных блоков структуры. Проведен численный эксперимент по сравнению процессов в системе с классическим ПИ-регулятором и адаптивным ПИ-регулятором и установлено, что использование классического ПИ-регулятора вызывает колебания момента электропривода.

8. Проведен анализ методов определения оптимальной скорости скольжения колесной пары. Предложены и рассмотрены метод поиска

максимума по кривой сцепления и табличный метод выбора скорости скольжения.

На основе анализа определено, что метод поиска максимума неработоспособен при существующих условиях эксплуатации магистральных электровозов. Табличный метод соответствует критерию робастности в условиях эксплуатации, но при этом требует предварительного определения параметров зависимости момента сцепления от скорости скольжения для каждой зоны на графике момента сцепления.

9. Разработан критерий оценки эффективности работы системы управления тяговым усилием, отличающийся тем, что вычисляется интеграл момента сцепления за время избыточного скольжения. Анализ результатов численного эксперимента показал, что средний показатель критерия оценки метода табличного выбора уставки скольжения превосходил на 0,66 единиц показатель оценки метода с постоянной уставкой скольжения.

10. Представлено описание стенда полунатурного моделирования и приведены результаты численных экспериментов. Установлено, что разработанная адаптивная система управления тяговым усилием с переменной структурой обеспечивает требуемый оптимальный закон формирования момента тягового электродвигателя, по критерию максимального ускорения состава, при котором обеспечивается заданное скольжение колесной пары. При этом статическая ошибка поддержания заданной скорости не превысила 5 %.

11. Получены экспериментальные результаты непосредственно на объекте. Анализ результатов эксперимента показал неработоспособность классического ПИ-регулятора вследствие возникновения автоколебаний момента задания.

12. Приведены осциллограммы эксплуатационных поездок с весами поезда от 6000 до 12000 тонн. Анализ осциллографических результатов показал, что процесс скольжения в условиях эксплуатации кратковременный

(не более 3-х секунд) и прерывистый. Колебания момента задания минимальны с применением в структуре адаптивного ПИ-регулятора, а автоколебания отсутствуют. Система реализует заданное скольжение со статической ошибкой, не превышающей 15%. Таким образом подтверждается работоспособность адаптивной системы с переменной структурой для задачи управления тяговым электроприводом в режимах избыточного скольжения.

13. Представлены результаты оценки экономической эффективности применения адаптивной системы управления тяговым электроприводом. Электровоз с адаптивной системой управления способен за год провести составы грузоподъемностью на 286880 тонн больше, чем аналогичный по мощности электровоз.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Steimel, A. Electric Traction - Motion Power and Energy Supply - Basics and Practical Experience / A. Steimel. Oldenbourg Industrieverlag GmbH, 2008. – 334 p.
2. Holmgren, M. Maintenance Related Losses / M. Holmgren. – Lulea university of technology, 2003. – 121 p.
3. Butcher, T. Understanding and modelling low adhesion risk in the wheelrail interface / T. Butcher. –The University of Sheffield, 2022. – 191 p.
4. Niccolini, E. Wheel–rail adhesion: laboratory study of “natural” thirdbody role on locomotives wheels and rails / E. Niccolini, Y. Berthier // Wear. – 2005. – Vol. 258. – Pp. 1172 – 1178. – DOI: 10.1016/j.wear.2004.03.028.
5. Самме, Г.В. Фрикционное взаимодействие колесных пар локомотива с рельсами: монография / Г.В. Самме. – М.: Маршрут, 2005. – 80 с.
6. Lewis, R. Wheel-rail interface handbook / R. Lewis, U. Olofsson. – Replica Press Pvt Ltd. – 2009. – 818 p.
7. Pichlík, P. Analysis of the Locomotive Wheel Slip Controller Operation During Low Velocity / P. Pichlík, J. Bauer. // IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. – 2021. – Vol.22 № 3. – Pp. 1543 – 1552. – DOI: 10.1109/TITS.2020.2971832
8. Pichlík, P. Comparison of locomotive adhesion force estimation methods for a wheel slip control purpose / P. Pichlík, J. Zdenek // 9th International Conference on Electronics, Computers and Artificial Intelligence (ECAI). – 2017. Pp. 1 – 4. – DOI: 10.1109/ECAI.2017.8166502
9. Розенфельд, В.Е. Теория электрической тяги / В.Е. Розенфельд, И.П. Исаев, Н.Н. Сидоров. Теория электрической тяги. – М.: Транспорт, 1983. – 328 с.

10. He, J. Identification of a Nonlinear Wheel/Rail Adhesion Model for Heavy-Duty Locomotives / J. He, G. Liu, J. Liu, C. Zhang, X. Cheng // IEEE Access. – 2018. – Vol. 6. – Pp. 50424 – 50432. – DOI: 10.1109/ACCESS.2018.2868177.
11. Харисов, И.Р. К вопросу об улучшении технических характеристик электропривода локомотива с целью предупреждения скольжения колесных пар / И.Р. Харисов, А.Л. Карякин // Материалы международной научно-практической конференции «Уральская горная школа – регионам», 2022. – С. 169 – 171.
12. Park, D. Y. Hybrid re-adhesion control method for traction system of high-speed railway / D. Y. Park, M. S. Kim, D. H. Hwang, J.H. Lee, Y. J. Kim // Electrical Machines and Systems. – 2001. – Vol. 2. – Pp. 739 – 742. – DOI: 10.1109/ICEMS.2001.971782.
13. Andreas, S. Electric Traction – Motion Power and Energy Supply: Basics and Practical Experience / S. Andreas 2nd ed. Munich: Oldenbourg Industrieverlag GmbH, 2014. – 46 p.
14. Павленко, А. П. Динамика тяговых приводов магистральных локомотивов / А. П. Павленко. – М.: Машиностроение, 1991. – 192 с.
15. Lewis, R. Wear mechanisms and transitions in railway wheel steels / R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. – 2004. – Vol.218(6). – Pp. 467 – 478. – DOI: 10.1243/1350650042794815.
16. Lewis, S. Optimization of a railway sanding system for optimal grain entrainment into the wheel–rail contact / S. Lewis S., Riley S., Fletcher D., Lewis R. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. – 2018. – Vol. 232(1). – Pp. 43 – 62. – DOI: 10.1177/0954409716656220.

17. Wang, W.J. Wear and damage transitions of wheel and rail materials under various contact conditions / W.J. Wang, R. Lewis, B. Yang // *Wear*, 2016. – Pp. 146 – 152. – DOI: 10.1016/j.wear.2016.05.021.
18. Spiriyagin, M. Design and Simulation of Rail Vehicles / M. Spiriyagin, C. Cole, Y.Q. Sun. CRC Press, 2014. – 337 p. – DOI: 10.1201/b17029.
19. Ротанов, Н.А. Электроподвижной состав с асинхронными тяговыми двигателями / Н.А. Ротанов. М.: Транспорт, 1991. – 329 с.
20. Брексон, В. В. Электровоз 2ЭС6 "Синара" / В.В. Брексон, Н.Б. Никифорова, А.А. Струннов. Верхняя Пышма: Уральские локомотивы, 2015. – 326 с.
21. Зарифьян, А.А. Асинхронный тяговый привод локомотивов: учеб. Пособие / А.А. Зарифьян. М.: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2013. – 413 с.
22. Brenna, M. Electrical Railway Transportation Systems / M. Brenna, F. Foiadelli, D. Zaninelli. Wiley–IEEE Press, 2018. – 622 p.
23. Steimel, A. Electric Traction - Motive Power and Energy Supply - Basics and Practical Experience / A. Steimel. Oldenbourg Industrieverlag München, 2008. – 334 p.
24. Патент № RU 189637 U1 Российская Федерация, В60L 9/02 (2019.02), В61С 3/00 (2019.02). Силовая электрическая схема электропоезда постоянного тока : № 2019105138 : заявл. 22.02.2019 : опубл. 29.05.2019 / Голубев Г.А., Лимонов Д.Э., Шатравин К.М., Вахрушев К.А., Харисов И.Р.; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "Уральские локомотивы". – 6 с.
25. Ryoo, H.J., Novel anti-slip/slide control algorithm for Korean high-speed train / H.J. Ryoo, S.J. Kim, G.H. Rim // *IECON'03. 29th Annual Conference*

of the IEEE Industrial Electronics Society (IEEE Cat. No.03CH37468). – 2003. – Vol. 3. – Pp. 2570 – 2574. – DOI: 10.1109/IECON.2003.1280651.

26. Анучин, А.С. Системы управления электроприводов / А.С. Анучин. М.: Издательский дом МЭИ, 2015. – 372 с.

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

28. Blaschke, F. The principle of field-orientation as applied to the transvector closed loop control system for rotating-field machines / F. Blaschke // Siemens Rev. – 1972. – Vol. 34 (1). – Pp. 217 – 220.

29. Hasse, K. Drehzahlgeverfahren fur schnelle Umkehrantriebe mit strom-richtergespeisten Asynchron-Kurzschlusslaufermotoren / K. Hasse // Regelungstechnik. – 1972. – vol. 20 (2). – Pp. 60 – 66.

30. Ключников, А.Т. Бездатчиковое векторное управление асинхронным двигателем при расчёте в комплексной форме / А.Т. Ключников, А.М. Турпак // Вестник ПНИПУ. – 2020. – № 33. – С. 160-176. – DOI: 10.15593/2224-9397/2020.1.10.

31. Глазырин, А.С. Бездатчиковое управление асинхронным электроприводом с синергетическим регулятором / А.С. Глазырин // Известия ТПУ. – 2012. – № 4. – С. 107 – 111.

32. Козярук, А.Е. Современное и перспективное алгоритмическое обеспечение частотно-регулируемых электроприводов / Козярук А.Е., Рудаков В.В. Изд. Санкт-Петербургской Электротехнической компании. 2002. – С. 88.

33. Takahashi, I., A new quick response and high efficiency control strategy of induction motors / I. Takahashi, T. Noguchi // IEEE Transactions on Industry Applications. – 1986. – Vol. 22(5). – Pp. 820 – 827.

34. Takahashi, I. High performance direct torque control of an induction motor / I. Takahashi I., S. Ohimori // IEEE Transactions on Industry Applications. – 1989. – Vol. 25(2). – Pp. 257 – 264.
35. Симонович, А.В. Прямое управление моментом асинхронного привода троллейбуса / А.В. Симонович, Ю.Н. Петренко // Инновационные технологии, автоматизация и мехатроника в машино- и приборостроении: материалы международной научно-практической конференции. – 2012. – С. 157 –158.
36. Карандеев, Д.Ю. Прямое управление моментом асинхронного двигателя с использованием адаптивного нейроконтроллера в условиях неопределенности / Д.Ю. Карандеев, Е.А. Энгель // Науковедение. – 2015. – №5. – С. 1 – 7.
37. Humod, A. Comparative study between vector control and direct torque control of induction motor using optimal controller / A. Humod, A. M. Al Salam // International Journal of Scientific and Engineering Research. – 2016. – № 4. – Pp. 1362 – 1371.
38. Yamazaki, O. The proposal of re-adhesion control method with the advantage of individual control system / O. Yamazaki, S. Fukasaws, S. Ohashi // International Conference on Electrical Systems for Aircraft, Railway, Ship Propulsion and Road Vehicles (ESARS). – 2015. – Pp. 1 – 5. DOI:10.1109/ESARS.2015.7101510
39. Yamashita, M. Anti-slip re-adhesion control method for increasing the tractive force of locomotives through the early detection of wheel slip convergence / M. Yamashita, T. Soeda // European Conference on Power Electronics and Applications. – 2017. – №17. – Pp. 1 – 10. – DOI: 10.1109/EPE.2015.7311756.
40. Yamashita, M. A novel slip control method considering axle-weight transfer for electric locomotive / M. Yamashita, T. Soeda // IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. – 2010. – Pp. 1 – 6. – DOI: 10.1109/VPPC.2010.5729117.

41. Yasuoka, I. Improvement of re-adhesion for commuter trains with vector control traction inverter / I. Yasuoka, T. Henmi, Y. Nakazawa // IEEE, Proceedings of the Power Conversion Conference. – 1997. – Pp.51 – 56. – DOI: 10.1109/PCCON.1997.645585.
42. Pichlík, P. Train velocity estimation by extended Kalman filter / P. Pichlík, J. Zděnek // Electronics, Computers and Artificial Intelligence. – 2016. – № 8. – Pp. 85 – 88. – DOI: 10.1109/ECAI.2016.7861182.
43. Hahn, J-O. Gps-based real-time identification of tire-road friction coefficient / J-O. Hahn, R. Rajamani, L. Alexander // IEEE Transactions on Control Systems Technology. – 2002. – Vol. 10(3). – Pp. 331–343. – DOI: 10.1109/87.998016.
44. Минов, Д.К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей / Д.К. Минов. М.: Транспорт, 1965. – С. 267.
45. Федяева, Г.А. Моделирование системы управления тягой и торможением магистрального грузового тепловоза в программных комплексах Matlab и «Универсальный механизм» / Г.А. Федяева, В.В. Кобищанов, С.Ю. Матюшков, А.Н. Тарасов // Вест. Брянского техн. ун-та. – 2013. – № 3. – С. 147 – 151.
46. Павленко, А.П. Прогнозирование развития фрикционных автоколебаний в произвольных конструкциях тяговых приводов при буксовании / А.П. Павленко, Н.В. Клипаков // Вестник Восточноукр. нац. ун-та. Технические науки. Ч. 1. Луганск: Изд-во ВЛУ. – 2005. – № 8. – С. 66 – 70.
47. Павленко, А.П., Прогнозирование характера динамических процессов и оценка динамической нагруженности элементов тягового привода и экипажной части локомотивов при буксовании / А.П. Павленко, Н.В. Клипаков // Вестник Восточноукр. нац. ун-та. Технические науки. Ч. 1. Луганск: Изд-во ВЛУ. – 2006. – № 8. – С. 84 – 91.

48. Погорелов, Д.Ю. Проверка возможности развития опасных режимов при буксовании электровоза ЭП2К методом компьютерного моделирования / П.Ю. Погорелов, В.А. Симонов // Вест. Восточнoукр. нац. ун-та. – 2011.– №4. – С. 7 – 10.

49. Клименко, Ю.И. Раздельное регулирование тягового усилия обмоторенных осей тепловозов / Ю.И. Клименко // Сб. научных трудов. Санкт-Петербург: Из-во ПГУПС. – 2003. – С. 86 – 91.

50. Киржнер Д.Л., Клименко Ю.И., Кулабухов А.С., Путинцев С.В. Тепловоз с высоким коэффициентом тяги / Д.Л. Киржнер, Ю.И. Клименко, А.С. Кулабухов, С.В. Путинцев // Труды ВНИТИ. Коломна. – 2004. – № 83. – С. 15 – 24.

51. Kadowaki, S. Advanced anti-slip and anti-skid re-adhesion control considering Air Brake for Electric Train / S. Kadowaki, K. Ohishi, T. Hata // European Conference on Power Electronics and Applications. – 2006. – DOI: 10.1109/EPE.2005.219367.

52. Shimizu, Y. Anti-slip re-adhesion control based on disturbance observer considering bogie vibration / Y. Shimizu, K. Ohishi, T. Sano // European Conference on Power Electronics and Applications. – 2007. – Pp. 1 – 10. – DOI:10.1109/EPE.2007.4417378.

53. Hata, T. Anti-slip re-adhesion control based on speed sensor-less vector control and disturbance observer for electric multiple units, series 205-5000 of East Japan Railway Company / T. Hata, H. Hirose, S. Kadowaki // IEEE International Conference on Industrial Technology. – 2003. – Vol. 2. – Pp. 772 – 777. – DOI: 10.1109/ICIT.2003.1290755

54. Патент № RU 196636 U1 Российская Федерация, В60L 3/10 (2020.01), В61С 15/12 (2020.01). Устройство защиты от буксования колесных пар электроподвижного состава с асинхронными тяговыми двигателями : № 2019132746 : заявл. 14.10.2019: опубл. 11.03.2020 / Харисов И.Р., Лимонов

Д.Э., Шатравин К.М., Коробицын К.Р.; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "Уральские локомотивы". – 7 с.

55. Патент № RU 2720864 C1 Российская Федерация, В60L 3/106 (2020.02), В61С 15/08 (2020.02), В60L 2200/26 (2020.02). Способ защиты от боксования колесных пар электроподвижного состава с асинхронными тяговыми двигателями : № 2019126855 : заявл. 22.08.2019 : опубл. 13.05.2020 / Харисов И.Р., Лимонов Д.Э., Шатравин К.М., Коробицын К.Р.; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "Уральские локомотивы". – 9 с.

56. Diao, L. Taking Traction Control to Task: High-Adhesion-Point Tracking Based on a Disturbance Observer in Railway Vehicles / L. Diao, L. Zhao, Z. Jin // IEEE Industrial Electronics Magazine. – 2012. – Vol. 11(1). – Pp. 51 – 62. – DOI: 10.1109/MIE.2016.2644699.

57. Huang, Z. Sliding Mode Control for Urban Railway Anti-Slip System Based on Optimal Slip Ratio Estimation with Forgetting Factor Recursive Least-Squares / Z. Huang, Z. Xu, B. Chen // Proceedings of the 36th Chinese Control Conference. – 2017. – Pp. 9502-9507. – DOI: 10.23919/ChiCC.2017.8028873.

58. Pichlik, P. Implementations of UKF and EKF for Wheel Slip Control Purpose to Locomotive Computer / P. Pichlik // International Conference on Applied Electronics. – 2018. – Pp. 1 – 4. – DOI: 10.23919/AE.2018.8501444.

59. Kadowaki, S. Readhesion control of electric motor coach based on disturbance observer and sensor-less vector control / S. Kadowaki, K. Ohishi, I. Miyashita // IEEE, Proceedings of the Power Conversion Conference. – 2002. – Pp. 1020 – 1025. – DOI: 10.1109/PCC.2002.998112.

60. Kawamura, A. Measurement of the tractive force and the new adhesion control by the newly developed tractive force measurement equipment / A. Kawamura, K. Takeuchi, T. Furuya // IEEE, Proceedings of the Power Conversion Conference. – 2002. – Pp. 879–884. – DOI: 10.1109/PCC.2002.997637.

61. Garcia-Rivierav, M. An anti-slipping fuzzy logic controller for a railway traction system / M. Garcia-Rivierav, R. Sanz, J.A. Perez-Rodriguez // Proceedings of the Sixth IEEE International Conference on Fuzzy Systems. – 1997. – Pp. 119–124. – DOI: 10.1109/FUZZY.1997.616355.

62. Palm, R. Torque optimization for a locomotive using fuzzy logic / R. Palm, K. Storjohann // Proceedings of the 1994 ACM symposium on Applied Computing. – 1994. – Pp. 105 – 109. – DOI: 10.1145/326619.326676.

63. Патент № RU 209092 U1 Российская Федерация, В60L 3/106 (2021.08). Устройство защиты от боксования колесных пар электроподвижного состава с асинхронными тяговыми двигателями : № 2021127835 : заявл. 21.09.2021: опубл. 01.02.2022 / Харисов И.Р., Лимонов Д.Э., Шатравин К.М., Коробицын К.Р.; заявитель ООО "Уральские локомотивы". – 8 с.

64. Патент № RU 2741851 C1 Российская Федерация, В60L 3/10 (2020.08), В61С 15/08 (2020.08), G06N 3/02 (2020.08), В60L 2200/26 (2020.08). Способ защиты от боксования колесных пар электроподвижного состава с асинхронными тяговыми двигателями: № 2020127263 : заявл. 13.08.2020: опубл. 29.01.2021 / Харисов И.Р., Брексон В.В., Лимонов Д.Э., Шатравин К.М., Коробицын К.Р.; заявитель ООО "Уральские локомотивы". – 10 с.

65. Патент № RU 2758797 C1 Российская Федерация, В60L 3/10 (2021.08), В61С 15/08 (2021.08), G06N 3/02 (2021.08); В60L 2200/26 (2021.08). Способ защиты от боксования колесных пар электроподвижного состава с асинхронными тяговыми двигателями : № 2021113265 : заявл. 07.05.2021 : опубл. 01.11.2021 / Харисов И.Р., Брексон В.В., Лимонов Д.Э., Шатравин К.М., Коробицын К.Р.; заявитель ООО "Уральские локомотивы". – 12 с.

66. Gadjar, T. Neural network based estimation of friction coefficient of wheel and rail / T. Gadjar, I. Rudas, Y. Suda // IEEE International Conference on

Intelligent Engineering Systems. – 1997. – Pp. 315-318. – DOI: 10.1109/INES.1997.632437.

67. Hwang, D.H. Anti-slip control system of Korean High-Speed Train / D.H. Hwang, M.S. Kim, J.W. Jeon // Computers in Railwas VII. – 2000. – Pp. 613 – 622. – DOI: 10.2495/CR000591.

68. Park, D. Y. Hybrid re-adhesion control method for traction system of high-speed railway / D.Y. Park, M.S. Kim, D.H. Hwang // ICEMS'2001. Proceedings of the Fifth International Conference on Electrical Machines and Systems. – 2001. – Vol. 2. – Pp. 739 – 742. – DOI: 10.1109/ICEEMS.2001.971782.

69. Hwang, D.H. Re-adhesion control for highspeed electric railway with parallel motor control system / D.H. Hwang, M.S. Kim, D.Y. Park // ISIE 2001. 2001 IEEE International Symposium on Industrial Electronics Proceedings. – 2001. – Vol. 2. – Pp. 1124 – 1129. – DOI: 10.1109/ISIE.2001.931635.

70. Moaveni, B. Supervisory Predictive Control for Wheel Slip Prevention and Tracking of Desired Speed Profile in Electric Trains / B. Moaveni // Journal Pre-proof. – 2020. – Vol. 101. – Pp. 102 – 115. – DOI: 10.1016/j.isatra.2020.01.011.

71. Karlovsky, P. Wheel slip determination capability of locomotive driven by model predictive control / P. Karlovsky, J. Bauer // IEEE 18th International Power Electronics and Motion Control Conference (PEMC). – 2018. – Pp. 1 – 6. – DOI: 10.1109/PEMC41159.2018.8994818.

72. Wen, X. Anti-Slip Re-Adhesion Control Strategy of Electric Locomotive Based on Distributed MPC / X. Wen, J. Huang, S. Zhang // IEEE 5th International Conference on Data Science and Systems (HPCC/SmartCity/DSS). – 2019. – Pp. 2708 – 2713. – DOI: 10.1109/HPCC/SmartCity/DSS.2019.00380.

73. Харисов, И.Р. Законы и способы управления тяговым приводом магистрального электровоза / И.Р. Харисов, А.Л. Карякин //

Электротехнические системы и комплексы. – 2022. – № 4(57). – С. 60 – 68.
–DOI: 10.18503/2311_8318_2022_4(57)_60_68.

74. White, D.C. Electromechanical Energy Conversion. / D.C. White, H.H Woodson. The MIT Press, 1968.

75. Афасьеф, А.Ю. Математическая модель трехфазного асинхронного двигателя с учетом нелинейности магнитопровода / А.Ю. Афасьеф, В.Г. Макаров // Энергомашиностроение. – 2011. – № 1-2. – С. 93 – 97.

76. Макаров, В.Г. Применение теории обобщенной электрической машины к трехфазному асинхронному двигателю / В.Г. Макаров // Энергомашиностроение. – 2009. – № 11 – 12. – С. 84 – 97.

77. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин. / И.П. Копылов. - М.: Высш. шк., 2001. – 328 с.

78. Ключев, В.И. Теория электропривода. / В.И. Ключев – М.: Энергоатомиздат, 2001. – 704 с.

79. Aymen, F. An Improved Direct Torque Control Topology of a Double Stator Machine Using the Fuzzy Logic Controller / F. Aymen, N. Mohamed, S. Chauma and others // IEEE Access. – 2021. – Vol. 9. – Pp. 126400 – 126413.
–DOI: 10.1109/ACCESS.2021.3110477.

80. Dan, H. Model Predictive Control-Based Direct Torque Control for Matrix Converter-Fed Induction Motor with Reduced Torque Ripple / H. Dan, P. Zeng, W. Xiong and others // CES TRANSACTIONS ON ELECTRICAL MACHINES AND SYSTEMS. – 2021. – Vol. 5(2). – Pp. 90 – 91.
– DOI: 10.30941/CESTEMS.2021.00012.

81. Пугачев, А.А. Система управления тяговым асинхронным двигателем с минимизацией мощности потерь / А.А. Пугачев, В.И. Воробьев, А.С. Космодамианский // Вестник БГТУ. – 2015. – № 2(46). – С. 55 – 61.

82. Liam De Klerk, M. A Comprehensive Review of Advanced Traction Motor Control Techniques Suitable for Electric Vehicle Applications / M. Liam De

Klerk, A.K. // IEEE Access. – 2021. – Vol 9. – Pp. 125080 – 125108. – DOI: 10.1109/ACCESS.2021.3110736.

83. Соколовский, Г.Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием / Г.Г. Соколовский. М: Academia, 2006. – 265 с.

84. Mehedi, I.M. Simulation Analysis and Experimental Evaluation of Improved Field-Oriented Controlled Induction Motors Incorporating Intelligent Controllers / I.M. Mehedi, N. Saad, M.A. Magzoub // IEEE Access. – 2022. – Vol. 10. – Pp. 18380 – 18394. – DOI: 10.1109/ACCESS.2022.3150360.

85. Uzzaman, T. A Novel Frequency Locked Loop With Current Harmonic Elimination Method for the Three-Phase Grid-Connected Inverter / T. Uzzaman, U. Kim, W. Choi // IEEE Access. – 2022. – Vol. 10. – Pp. 32870 – 32878. – DOI: 10.1109/ACCESS.2022.3160743.

86. Tran, T. T. A Three-Phase Constant Common-Mode Voltage Inverter With Triple Voltage Boost for Transformerless Photovoltaic System / T.T. Tran, M.K. Nguyen, V. Q. B. Ngo and others // IEEE Access. – 2020. – Vol. 8. – Pp. 166692 – 166702. – DOI: 10.1109/ACCESS.2020.3023172.

87. Zhang, B. Impedance Modeling and Stability Analysis of a Three-phase Three-level NPC Inverter Connected to the Grid / B. Zhang, X. Du, J. Zhao // CSEE JOURNAL OF POWER AND ENERGY SYSTEMS. – 2020. – Vol. 6(2). – Pp. 270 – 278. – DOI: 10.17775/CSEEJPES.2019.02620.

88. Wu, T. Three-Phase Four-Wire Inverter for Grid Emulator Under Wide Inductance Variation to Evaluate the Performance of Distributed Generator / T. F. Wu, Y. H. Chang, C. C. Hung C.-C and others // IEEE Open Journal of Industry Applications. – 2023. – Vol. 3. – Pp. 260 – 268. – DOI: 10.1109/OJIA.2023.3250027.

89. Wang, H. A New Press Pack IGBT for High Reliable Applications With Short Circuit Failure Mode / H. Wang, J. Przybilla, H. Zhang and others // CPSS TRANSACTIONS ON POWER ELECTRONICS AND APPLICATIONS. – 2021. – Vol. 6(2). – Pp. 107 – 114. – DOI: 10.24295/CPSSTPEA.2021.00009HVDC.

90. Zhang, M. Cell Design Consideration in SiC Planar IGBT and Proposal of New SiC IGBT With Improved Performance Trade-Off / M. Zhang, Y. Zhan, B. Li and others // JOURNAL OF THE ELECTRON DEVICES SOCIETY. – 2023. – Vol.11. – Pp. 198–203. – DOI: 10.1109/JEDS.2023.3259639.
91. Miyaoku, Y. Compact Modeling of IGBT Charging/Discharging for Accurate Switching Prediction / Y. Miyaoku, K. Matsuura, M. Miura-Mattausch // JOURNAL OF THE ELECTRON DEVICES SOCIETY. – 2020. – Vol. 8. – Pp. 1373 – 1380. – DOI: 10.1109/JEDS.2020.3008919.
92. Annam, S. K. A Hysteresis Space Vector PWM for PV Tied Z-Source NPC-MLI With DC-Link Neutral Point Balancing / S.K. Annam, R.K. Pongiannan, N.A. Yadaiah // IEEE Access. – 2021. – Vol. 9. – Pp. 54420 – 54434. – DOI:10.1109/ACCESS.2021.3068335.
93. Qamar, M.A. A Simplified Virtual Vector PWM Algorithm to Balance the Capacitor Voltages of Four-Level Diode-Clamped Converter / M.A. Qamar, K. Wang, Z. Zheng // IEEE Access. – 2020. – Vol. 8. – Pp. 180896 – 180908. – DOI: 10.1109/ACCESS.2020.3028444.
94. Szczepankowski, P. Application of Barycentric Coordinates in Space Vector PWM Computations / P. Szczepankowski, J. Nieznanski // IEEE Access. – 2019. – Vol. 7. – Pp. 91499 – 91508. – DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2914854.
95. Калачев, Ю.Н. Основы регулируемого электропривода / Ю.Н. Калачев, Д.В. Самохвалов // ДМК Пресс, 2023. – С. 234.
96. Петров, П.Ю. Быстродействующая система управления тяговым электро-приводом для улучшения сцепных свойств электроподвижного состава с асинхронными тяговыми двигателями/ П.Ю. Петров // Автореф. дис. канд. техн. наук. – М: МИИТ, 1998. – 19 с.
97. Sadr, S. Modeling of wheel and rail slip and demonstration of the benefit of maximum adhesion control in train propulsion system / S. Sadr, D.A. Kaburi, M. Namazi and others // IEEE 23rd International Symposium on Industrial Electronics (ISIE). – 2014. – Pp. 847 – 852. – DOI: 10.1109/ISIE.2014.6864722.

98. Борисов, С.В. Совершенствование структуры имитационной модели тягового асинхронного электропривода рудничного электровоза / С.В.Борисов, Е.А.Колтунова, С.Н.Кладиев // Записки Горного института. – 2021. – Т. 247. – С. 114 – 121. – DOI: 10.31897/PMI.2021.

99. Pichlik, P. Locomotive Wheel slip controller based on power dissipation in wheel-rail contact / P. Pichlik // International Conference on Electrical Drives & Power Electronics (EDPE). – 2019. – Pp. 211 – 216. – DOI: 10.1109/EDPE.2019.8883900.

100. Can K., Jingchun H., Wenqi D., Xiaokang W. Adhesion control method based on optimal slip velocity searching and tracking / K. Can, H. Jingchun, D. Wenqi and others // 14th IEEE International Conference on Electronic Measurement & Instruments (ICEMI). – 2019. – Pp. 1200 – 1207. – DOI:10.1109/ICEMI46757.2019.9101798.

101. Бирюков, И.В. Механическая часть подвижного состава / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. – М.: Транспорт., 1992. – 440 с.

102. Михальченко, Г.С. Теория и конструкция локомотивов / Г.С. Михальченко, В.Н. Кашников, В.А. Симонов, В.С. Косов. – М.: Маршрут., 2006. – 582 с.

103. Омельченко Е.Я. Процесс боксования маневрового электровоза с тяговым электроприводом по система "Преобразователь частоты - асинхронный двигатель" / Е.Я. Омельченко, В.О. Танич, А.Б. Лымбарь // ЭлСиК. – 2022. – № 3(56). – С. 28 – 35. – DOI: 10.18503/2311-8318-2022-3(56)-28-35.

104. Харисов, И.Р. К вопросу о формировании задания момента тягового электропривода с учетом нагрузки на ось подвижного состава / И.Р. Харисов, А.Л. Карякин // Международная научно-практическая конференция «Уральская горная школа – регионам». – 2024. – С. 184 –186.

105. Харисов, И.Р. Исследование условий сцепления колесной пары тягового электропривода рудничных и магистральных электровозов / И.Р.

Харисов, А.Л. Карякин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2024. – № 1. – С. 59-73. DOI: 10.25018/0236_1493_2024_011_0_59.

106. Ohishi, K. Realization of fine motion control based on disturbance observer / K. Ohishi // 10th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control. – 2008. – Pp. 1 – 8. – DOI: 10.1109/AMC.2008.4516032.

107. Козаченко, В.Ф. Практический курс микропроцессорной техники на базе процессорных ядер ARM-Cortex-M3/M4/M4F / К.Ф. Козаченко, Д.И. Алямкин, А.С. Анучин, А.А. Жарков, М.М. Лашкевич, Д.И. Савкин, Д.М. Шпак – М:Национальный исследовательский университет «МЭИ», 2019. – 541 с.

108. Патент № RU 2811618 С1 Российская Федерация, В60L 3/106 (2023.08); В60L 15/20 (2023.08), В61С 15/08 (2023.08), В60L2200/26 (2023.08), В60L2240/421 (2023.08), В60L2240/423 (2023.08). Способ защиты от боксования колесных пар электроподвижного состава с асинхронными тяговыми двигателями : № 2022130451 : заявл. 23.11.2022: опубл. 15.01.2024 / Харисов И.Р., Лимонов Д.Э., Шатравин К.М., Коробицын К.Р.; заявитель ООО "Уральские локомотивы". – 5 с.

109. Патент № RU 2821345 С1 Российская Федерация, В60L 3/106 (2024.01); В60L 15/20 (2024.01), В61С 15/08 (2024.01), В60L2200/26 (2024.01), В60L2240/421 (2024.01). Способ защиты от боксования колесных пар электроподвижного состава с асинхронными тяговыми двигателями : № 2023121060 : заявл. 10.08.2023 : опубл. 21.06.2024 / Харисов И.Р., Лимонов Д.Э., Шатравин К.М., Коробицын К.Р.; заявитель ООО "Уральские локомотивы". – 5 с.

110. Буйносов, П. А. Исследование волнообразного износа рельсов с учетом теории трения пары «колесо — рельс» / П.А. Буйносов, С.Н. Антропов // ТРАНСПОРТ УРАЛА. – 2019. – № 1(60). – С. 86 – 89. – DOI: 10.20291/1815-9400-2019-1-86-89.

111. Каргапольцев С. К., Новосельцев П. В., Купцов Ю. А. Волнообразный износ рельсов при торможении / С.К. Каргапольцев, П.В. Новосельцев, Ю.А. Купцов // МИР ТРАНСПОРТА. – 2017. – № 5(15). – С. 46–53. – DOI: 10.30932/1992-3252-2017-15-5-4.

112. Портной, А.Ю. О вибрации колесно-моторного блока вследствие взаимодействия колеса с рельсом и работы зубчатой передачи электровоза 3ЭС5К в условиях горно-перевального участка / А.Ю. Портной, О.В. Мельниченко, К.П. Селедцов, А.О. Линьков, Д.А. Яговкин, С.Г. Шрамко, Г.Г. // ВЕСТНИК ИРКУТСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА. – 2020. – №24(3). – С.527–547. – DOI:10.21285/1814-3520-2020-3-527-547

113. Патент № RU 2844206 С1 Российская Федерация, В60L 3/106 (2025.05); В60L 15/20 (2025.05), В61С 15/08 (2025.05), В60L2200/26 (2025.05), В60L2240/421 (2025.05). Способ защиты от боксования колесных пар электроподвижного состава с асинхронными тяговыми двигателями : № 2024130716 : заявл. 08.10.2024: опубл. 8.07.2025 / Харисов И.Р., Лимонов Д.Э., Шатравин К.М., Коробицын К.Р.; заявитель ООО "Уральские локомотивы". – 5 с.

114. Патент № RU 2844203 С1 Российская Федерация, В60L 3/106 (2025.05), В60L 15/20 (2025.05), В61С 15/08 (2025.05), В60L2200/26 (2025.05), В60L2240/421 (2025.05). Способ защиты от боксования колесных пар электроподвижного состава с асинхронными тяговыми двигателями : № 2024140260 : заявл. 24.12.2024: опубл. 28.07.2025 / Харисов И.Р., Брексон В.В., Лимонов Д.Э., Шатравин К.М., Коробицын К.Р.; заявитель ООО "Уральские локомотивы". – 5 с.

115. Pichlik, P. Locomotive Wheel Slip Controller based on Power Dissipation in Wheel-rail Contact / P. Pichlik // 2019 International Conference on

Electrical Drives & Power Electronics (EDPE). – 2019. – Pp. 211 – 219. – DOI: 10.1109/EDPE.2019.8883900.

116. Sadr, S. Predictive Slip Control for Electrical Trains / S. Sadr, D.A. Khauri, J. Rodrigues // IEEE Transactions on Industrial Electronics. – 2016. – Vol. 63(6). – Pp. 3446 – 3457. – DOI: 10.1109/TIE.2016.2543180.

117. Шехтман, Е. И. Переходные участки бесстыкового пути, примыкающие к стрелочным переводам / Е.И. Шехтман, В.А. Черняева, А.В. Наумов, А.А. Чупрынин // Бюллетень результатов научных исследований. – 2024. – № 3. – С. 73 – 82. – DOI: 10.20295/2223-9987-2024-03-73-82.

118. Султонов, Ш.Х. Особенности установки и эксплуатации системы электрообогрева стрелочных переводов СЭИТ-04/СЭИТ-04М производства ООО «КТН» / Ш.Х. Султонов // Интеллектуальные технологии на транспорте. – 2021. – № 3. – С. 17 – 24. – DOI: 10.24412/2413-2527-2021-327-17-24.

119. Харисов, И.Р. Компьютерное моделирование и исследование адаптивной системы регулирования момента тягового электропривода магистрального электровоза в предельных режимах / И.Р. Харисов, А.Л. Карякин // Электротехнические системы и комплексы. – 2025. – № 1(66). – С. 32 – 38. – DOI: 10.18503/2311-8318-2025-1(66)-32-38.

ПРИЛОЖЕНИЕ А**Акт внедрения результатов диссертационной работы****ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«УРАЛЬСКИЕ ЛОКОМОТИВЫ»****АКТ**

о внедрении результатов диссертации Харисова Ильдара Ришатовича
«Адаптивная система управления тяговым приводом магистрального электровоза с
переменной структурой»

Настоящим подтверждаем, что математическое, алгоритмическое и прикладное программное обеспечение адаптивной системы управления тяговым приводом магистрального электровоза с переменной структурой принято к использованию в новой промышленной серии магистральных грузовых электровозов постоянного тока 3ЭС8.

Магистральные электровозы серии 3ЭС8 прошли государственные испытания и эксплуатируются на железных дорогах Российской Федерации с 2024 года.

Начальник департамента
конструкторских
разработок и исследований



Д.Э. Лимонов

Начальник управления проектирования
подвижного состава

К.М. Шатравин