

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Российский университет транспорта»  
РУТ (МИИТ)

На правах рукописи



Жухин Никита Олегович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО  
УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТЬЮ ГРУЗОВОГО ПОЕЗДА**

2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени кандидата  
технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук, доцент  
Пудовиков Олег Евгеньевич

Москва – 2024

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|   |     |
|---|-----|
| ВВЕДЕНИЕ .....  | 4   |
| 1 ОБЗОР РАНЕЕ ВЫПОЛНЕННЫХ РАБОТ В ОБЛАСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ... ..  | 11  |
| 1.1 Анализ предпосылок для автоматизации управления грузовым поездом..  | 11  |
| 1.2 Анализ существующих систем автоматического управления скоростью<br>и систем автоведения подвижного состава .....      | 16  |
| 1.3 Анализ систем автоматического управления грузовыми поездами с<br>распределённой тягой.....                            | 35  |
| 1.4 Методы исследования продольных колебаний поезда .....   | 40  |
| 1.5 Постановка цели и задач исследования .....  | 49  |
| 1.6 Выводы по первому разделу .....   | 51  |
| 2 МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ<br>СКОРОСТЬЮ ДВИЖЕНИЯ ЛОКОМОТИВА.....   | 52  |
| 2.1 Функциональная схема системы автоматического управления<br>скоростью грузового поезда.....                            | 52  |
| 2.2 Способ изменения силы тяги (торможения) локомотива с учётом<br>состояния межвагонных связей поезда.....               | 57  |
| 2.3 Устройство оценки состояния межвагонных связей поезда .....   | 60  |
| 2.4 Задатчик интенсивности системы автоматического управления<br>скоростью .....  | 63  |
| 2.5 Устройство управления системы автоматического управления<br>скоростью .....   | 77  |
| 2.6 Дискретная многомассовая математическая модель поезда .....   | 79  |
| 2.7 Оценка величин продольных сил в поезде. Выбор математической<br>модели межвагонной связи .....                        | 82  |
| 2.8 Методика учёта сил основного сопротивления движению поезда.....   | 94  |
| 2.9 Методика учёта сил дополнительного сопротивления движению поезда<br>при движении по уклону .....                      | 96  |
| 2.10 Математическая модель тягового электропривода .....  | 97  |
| 2.11 Методика оценки продольных сил, используемая в системе<br>автоматического управления скоростью грузового поезда..... | 100 |

|  |            |
|--|------------|
| 2.12 Оценка эффективности работы системы автоматического управления скоростью .....  | 106        |
| 2.13 Выводы по второму разделу .....   | 118        |
| <b>3 ОЦЕНКА КАЧЕСТВА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТЬЮ ДВИЖЕНИЯ .....</b>   | <b>119</b> |
| 3.1 Выбор критериев для оценки качества управления .....   | 119        |
| 3.2 Оценка максимальной величины продольной динамической силы и величины накопленных усталостных повреждений автосцепок .....          | 120        |
| 3.3 Исследование чувствительности показателей качества системы автоматического управления к величинам параметров закона управления ... | 125        |
| 3.4 Выводы по третьему разделу .....   | 133        |
| <b>4 РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТЬЮ .....</b>                                    | <b>135</b> |
| 4.1 Выбор методики решения задачи параметрического синтеза системы автоматического управления скоростью .....                          | 135        |
| 4.2 Решение задачи параметрического синтеза системы автоматического управления скоростью .....   | 138        |
| 4.3 Выводы по четвёртому разделу .....   | 145        |
| <b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>  | <b>147</b> |
| <b>СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ .....</b>  | <b>149</b> |
| <b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>  | <b>150</b> |
| <b>ПРИЛОЖЕНИЕ А .....</b>  | <b>167</b> |
| <b>ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....</b>   | <b>178</b> |

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** Железнодорожный транспорт в России исторически выполняет основной объём грузоперевозок и в настоящее время занимает первое место по грузообороту в сравнении с другими видами транспорта (47 % от общего грузооборота). Сопоставимые цифры грузооборота имеет только трубопроводный транспорт, выполняющий транспортировку только газа и нефтепродуктов. В 2009-2018 годах наблюдался устойчивый рост грузооборота железнодорожного транспорта; снижения грузооборота не произошло даже после введения рядом стран санкций в отношении России. На 2022 год, основными грузами, перевозимыми железнодорожным транспортом, являются каменный уголь, нефть и нефтепродукты, строительные материалы, грузы в контейнерах [1].

Рост объёма грузоперевозок железнодорожным транспортом в последние годы требует повышения пропускной и (или) провозной способности ряда участков железных дорог. Пропускную способность можно повышать, увеличивая число поездов, но при приближении пропускной способности к максимально возможной снижается средняя скорость движения, возрастает время доставки грузов, возникают сбои в движении поездов. Строительство дополнительных главных путей с целью повышения пропускной способности связано со значительными экономическими затратами.

В этих условиях целесообразно повышать провозную способность участков железных дорог путём увеличения массы поезда; примером эффективности этого способа являются мероприятия по повышению средней массы грузового поезда, проводимые как в СССР, так и в России. Рост массы поездов требует применения более мощных локомотивов, а также системы распределённой тяги с несколькими локомотивами, распределёнными по поезду.

Повышение массы поезда и силы тяги локомотива вызывает рост продольных сил, возникающих при взаимодействии экипажей поезда друг с другом, в том числе

быстро изменяющихся динамических сил в переходных режимах движения поезда [2]. На величины этих сил, а значит, и на безопасность движения грузовых поездов значительное влияние оказывает квалификация локомотивных бригад. Так, ошибки при выборе темпа изменения сил тяги или торможения способствуют существенному ухудшению характера протекания переходных процессов в поезде, вызывая увеличение продольных динамических сил [3]. Также ошибки и нарушения в технологических процессах формирования поезда, роспуска составов на сортировочных станциях, управления поездом далеко не всегда приводят к аварийным ситуациям, но ускоряют износ механической части и упряжных приборов вагонов, способствуют накоплению усталостных повреждений в них и увеличивают вероятность обрыва автосцепки в дальнейшем, в том числе при действии продольных сил значительно меньших, чем установлено нормами расчёта на прочность вагонов.

Снижению влияния человеческого фактора на процесс управления грузовым поездом, а, следовательно, повышению безопасности движения поездов, способствует применение систем автоматического ведения поездов (САВП), которые подразделяются на одноконтурные и многоконтурные. Положительно зарекомендовавшие себя в эксплуатации многоконтурные САВП в качестве внешнего контура имеют контур регулирования времени хода, формирующий траекторию движения поезда, рациональную с точки зрения расхода на тягу топливно-энергетических ресурсов и обеспечивающую при этом выполнение графического времени хода поезда. Внутренним контуром многоконтурных систем автоведения является система автоматического управления (САУ) скоростью движения поезда, исполняющая заданные системой верхнего уровня режимы движения. В зависимости от конструкции локомотива, САУ может поддерживать скорость, заданную машинистом и (или) вышестоящей САВП. Ряд современных САУ скоростью позволяют учитывать особенности протекающих в поезде переходных процессов.

Для повышения качества управления скоростью и безопасности движения поездов САУ скоростью при выборе и формировании управляющих воздействий на тяговый электропривод должна учитывать особенности протекающих в поезде переходных процессов, сопровождающихся продольными колебаниями. Кроме этого, целесообразно учитывать параметры поезда (масса, число вагонов) а также параметры его движения (скорость, ускорение, расположение экипажей на элементах профиля пути). Таким образом, задача совершенствования систем автоматического управления скоростью движения в условиях широкого внедрения поездов повышенной массы является актуальной.

**Степень разработанности темы исследования.** Разработке систем автоведения поездов и систем автоматического управления скоростью посвящены исследования ряда отечественных организаций: АВП Технология, ВНИИЖТ, ВНИКТИ, ВЭлНИИ, ГТСС, РУТ (МИИТ) и др., а также работы многих отечественных учёных: И. А. Асниса, В. М. Баби́ча, Ю. В. Бушненко, А. Г. Вольвича, Я. М. Головичера, Д. Д. Захарченко, И. П. Исаева, М. Ю. Капустина, П. Е. Коваля, В. А. Кучумова, В. Н. Лисунова, В. М. Максимова, В. А. Малютина, Я. Е. Марченко, Л. А. Мугинштейна, Н. С. Назарова, Б. М. Наумова, Н. Б. Никифоровой, А. В. Плакса, С. В. Покровского, О. Е. Пудовикова, М. С. Пясика, Б. Н. Тихменёва, Л. М. Трахтмана, В. Д. Тулупова, А. Н. Савоськина, В. П. Феоктистова и других.

К настоящему времени разработаны и внедрены различные системы автоведения и автоматического управления скоростью, в том числе системы, способные учитывать переходные процессы, протекающие в грузовых поездах. Разработаны различные модели для исследования продольных колебаний подвижного состава, предложены рациональные с точки зрения протекающих переходных процессов алгоритмы управления грузовыми поездами. В то же время из-за повышения объёмов перевозок, веса и скорости движения грузовых поездов необходимо дальнейшее совершенствование существующих САУ скоростью

грузовых поездов с целью повышения безопасности движения поездов, пропускной и провозной способности железных дорог.

**Цель диссертационной работы.** Целью данной работы является совершенствование структуры и алгоритмов системы автоматического управления скоростью локомотива, позволяющей для повышения качества управления выполнять оценку состояния межвагонных связей поезда, а также учитывать массу поезда и число вагонов в нём.

**Задачи диссертационной работы.** Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- разработана структура системы автоматического управления скоростью локомотива грузового поезда, алгоритмы и параметры которой определяются результатами выполнения оценки состояния межвагонных связей поезда, массой поезда и числом его вагонов;

- разработаны алгоритмы работы функциональных устройств САУ скоростью;

- предложен способ оценки состояния межвагонных связей поезда применительно к САУ скоростью на основании информации о действующих на поезд внешних силах, а также о среднем значении ускорения поезда;

- выбрана методика и решена задача параметрического синтеза САУ скоростью;

- выполнена оценка влияния величин параметров САУ на показатели качества управления;

- уточнена математическая модель пружинно-фрикционного поглощающего аппарата современного типа.

**Научная новизна работы:**

1 разработана новая структура САУ скоростью с адаптивными алгоритмами управления, использующими информацию о состоянии межвагонных связей поезда и обеспечивающими необходимое качество управления;

2 предложен метод оценки продольных сил в поезде и состояния межвагонных связей в квазистатическом режиме движения на основе информации о действующих на поезд внешних силах и среднем значении ускорения поезда. Полученные с применением предложенного метода результаты в достаточной мере соответствуют результатам, полученным с применением многомассовой модели поезда;

3 показано влияние изменения параметров закона управления САУ на величины показателей качества;

4 уточнена математическая модель пружинно-фрикционного поглощающего аппарата автосцепки на примере аппарата ПМК-110. Показано, что применение предложенной модели по сравнению с существующими позволяет повысить достоверность переходных процессов, а также оценки величин продольных сил в межвагонных связях, возникающих при переходных режимах движения поезда.

#### **Теоретическая и практическая значимость работы:**

1 разработана САУ скоростью локомотива грузового поезда с новой структурой и усовершенствованными алгоритмами управления;

2 разработанное программное обеспечение позволяет путем математического моделирования исследовать продольные колебания в грузовом поезде при автоматическом управлении скоростью, а также выполнять параметрический синтез САУ скоростью;

3 предложенный способ оценки состояния межвагонных связей, реализованный в САУ, позволяет повысить эффективность управления скоростью движения поезда за счёт оптимизации технологии управления силами тяги и торможения без ухудшения качества протекания переходных процессов в поезде, а также требует меньшего объёма вычислительных ресурсов по сравнению с другим методом оценки величин продольных сил в поезде.

**Методология и методы исследования.** В диссертационной работе использовались следующие методы:



- метод анализа – при обзоре ранее выполненных работ в области систем автоматического управления скоростью движения;
- метод моделирования и методы теории автоматического управления – при разработке математической модели грузового поезда и САУ скоростью его локомотива;
- метод модельного эксперимента – при выполнении исследований на математической модели грузового поезда и модели САУ скоростью;
- методы оптимизации – при решении задачи параметрического синтеза САУ скоростью грузового поезда;
- метод синтеза – при оценке полученных результатов.

**Положения, выносимые на защиту:**

- способ управления силой тяги (торможения) локомотива грузового поезда с учётом результатов оценки состояния его межвагонных связей;
- метод оценки величин квазистатических продольных сил, возникающих в грузовом поезде;
- структура системы автоматического управления скоростью локомотива грузового поезда с усовершенствованными алгоритмами управления и результаты моделирования работы данной САУ;
- зависимости величин показателей качества управления САУ от параметров закона управления;
- усовершенствованная модель пружинно-фрикционного поглощающего аппарата современной конструкции.

**Степень достоверности** выполненного исследования подтверждена корректным использованием математического аппарата, а также удовлетворительным совпадением полученных в работе экспериментальных данных с аналогичными данными, полученными другими исследователями в данной области.

**Апробация результатов.** Основные положения данной работы и результаты проведённых исследований представлены, доложены и обсуждены на:

- Всероссийской научно-практической конференции «Неделя науки-2020», 2020, г. Москва, РУТ (МИИТ);
- VII Международной научно-технической конференции «Локомотивы. Электрический транспорт. XXI век», 2020, г. Санкт-Петербург, ПГУПС;
- Четвертой международной научно-практической конференции «Разработка и эксплуатация электротехнических комплексов и систем энергетики и наземного транспорта», 2020, г. Омск, ОмГУПС;
- научно-практической конференции «Неделя науки-2021», 2021, г. Москва, РУТ (МИИТ);
- Международной научно-практической конференции «Интеллектуальные транспортные системы», 2022, г. Москва, РУТ (МИИТ);
- V всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Приборы и методы измерений, контроля качества и диагностики в промышленности и на транспорте», 2022, г. Омск, ОмГУПС.

**Реализация и внедрение результатов работы.** Результаты диссертационной работы также внедрены в учебный процесс на кафедре «Электропоезда и локомотивы» РУТ (МИИТ).

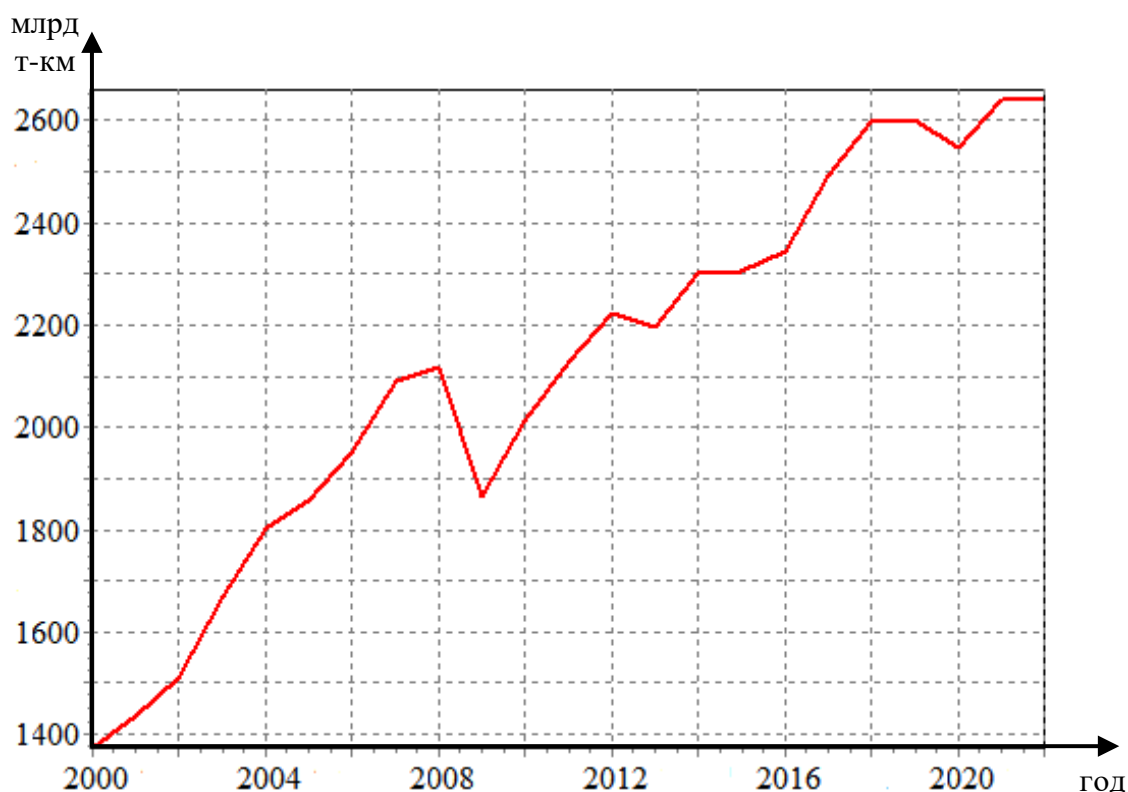
Результаты практического использования полученных в диссертации исследований подтверждены соответствующим актом, представленным в Приложении Б диссертационной работы.

# 1 ОБЗОР РАНЕЕ ВЫПОЛНЕННЫХ РАБОТ В ОБЛАСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ

## 1.1 Анализ предпосылок для автоматизации управления грузовым поездом

Согласно информации Росстата [1], с 2018 года грузооборот железнодорожного транспорта России несмотря на введение странами Западной Европы и США санкций в отношении импорта ряда товаров и грузов, остаётся на высоком уровне и даже несколько возрос. Так, грузооборот железнодорожного транспорта в 2022 году по сравнению с 2021 годом не снизился (рисунок 1.1) и остался на уровне значения, максимального за последние 20 лет (2639 млрд т-км) [1]. За первые 11 месяцев 2023 года грузооборот железнодорожного транспорта составил 2429 млрд т-км. Отчасти это объясняется ростом перевозок железнодорожным транспортом на большие расстояния в результате роста товарообмена с Китаем и другими азиатскими странами.

По грузообороту в сравнении с другими видами отечественного транспорта (на 2022 год) железнодорожный транспорт занимает первое место. Его грузооборот составляет 47 % от грузооборота всех остальных видов транспорта, вместе взятых. Примерно равную величину грузооборота имеет отечественный трубопроводный транспорт (45 % от общего грузооборота), но необходимо учитывать, что трубопроводный транспорт осуществляет только транспортировку газа и нефтепродуктов, в то время как железнодорожный транспорт перевозит значительно более широкий спектр грузов. По объёму погрузки основных видов грузов на железнодорожном транспорте в 2022 году лидировали каменный уголь (29 %), нефть и нефтепродукты (17 %), строительные грузы (11 %), железная руда (9 %) [1].



**Рисунок 1.1 – Грузооборот железнодорожного транспорта России в 2000-2022 годах (в млрд т-км)**

Таким образом, железнодорожный транспорт в нашей стране является одним из основных видов транспорта. Возросший объём грузовых перевозок железнодорожным транспортом в последние годы требует повышения пропускной и (или) провозной способности ряда участков железных дорог. Проблема повышения пропускной и провозной способности и различные способы её решения рассмотрены в различных исследованиях в области железнодорожного транспорта [4-13].

Одним из способов повышения пропускной способности железной дороги является увеличение числа поездов. Однако, при приближении пропускной способности к максимально возможной ухудшаются основные показатели качества работы железнодорожных линий. Снижается средняя скорость движения, возрастает время доставки грузов и оборота вагонов, могут возникать сбои в движении поездов. Согласно [9], при заполнении пропускной способности железнодорожного участка более 70 % участковая скорость резко снижается: при повышении пропускной способности на 1 % она может снизиться на 2,5-3 %.

Другой способ повышения пропускной способности – строительство дополнительных главных путей – связан со значительными экономическими затратами.

В условиях роста объёма грузовых перевозок для стабилизации размеров движения на грузонапряжённых участках железных дорог можно повышать провозную способность этих участков путём увеличения массы поезда. Примером эффективности этого способа являются мероприятия по повышению средней массы грузового поезда, проводимые в СССР в 1979-1983 годах [14, 15]. Так, в результате их внедрения на 2-4 % сократилось количество поездов, был ускорен оборот вагонов, повысилась участковая скорость.

Установлено, что повышение массы поездов требует применения более совершенных локомотивов, способных реализовать большую силу тяги, а значит, имеющих большую мощность. Это достигается за счёт увеличения числа движущих осей секции локомотива или увеличения осевой нагрузки локомотива. В результате одновременного повышения массы поезда и силы тяги локомотива возрастают возникающие в поезде продольные силы, в том числе продольные динамические силы в переходных режимах движения поезда (например, при трогании с места). Такие силы могут достигать значений, достаточных для схода вагонов с рельсов, обрыва либо саморасцепа автосцепок под действием как растягивающих, так и сжимающих продольных сил [3, 16].

Вероятность обрыва автосцепки с повышением массы поезда возрастает. Так, согласно [17], более 60 % случаев обрыва автосцепок приходится на поезда весом более 6000 т. Вероятность обрыва автосцепки зависит и от её технического состояния, которое определяется возрастом подвижного состава, качеством обслуживания и ремонта. Под действием возросших продольных динамических сил, многократно повторяющихся в переходных режимах движения, а также при наличии в поезде неисправных поглощающих аппаратов, в автосцепках накапливаются усталостные повреждения. Превышение допустимых скоростей роспуска вагонов на сортировочных горках или ухудшение состояния

поглощающих аппаратов приводят к соударениям вагонов друг о друга, в результате возникает изгиб хвостовиков автосцепок, трещины в хвостовиках и тяговых клиньях, что также повышает вероятность обрыва автосцепок. Следствием всех этих факторов является уменьшение среднего срока службы автосцепных устройств [18] и рост числа случаев обрыва автосцепок [17].

К повреждениям подвижного состава, в том числе автосцепок, приводят и нерациональные действия локомотивных бригад, особенно в процессе управления грузовыми поездами повышенной массы и длины [19]. Так, при трогании поезда и чрезмерно высоком темпе роста силы тяги локомотива возрастает вероятность обрыва автосцепки в первой трети поезда [3]. Она значительно повышается при наличии в поезде вагонов с неотпущенными тормозами или с межвагонными связями, находящимися в растянутом состоянии. Это объясняется появлением растягивающей динамической силы значительной величины в автосцепке между вагонами, которые уже пришли в движение и заторможенной (либо растянутой) частью поезда. Возникающая при этом динамическая сила может превысить допустимую величину [20], поскольку зависит как от степени деформации поглощающих аппаратов, так и от относительной скорости перемещения центров масс соседних вагонов [3, 21].

Обрыв автосцепок возможен не только в головной, но и в средней и хвостовой частях поезда. В результате деформаций поглощающих аппаратов и наличия зазоров в автосцепках вдоль поезда распространяются прямые и обратные волны упругого сжатия и растяжения. Эти волны могут накладываться друг на друга, и в результате сложения колебаний их амплитуда возрастает до величины, превышающей максимально допустимое значение, что приводит к обрыву автосцепок в средней части поезда. Причиной обрыва автосцепки в хвосте поезда может быть наличие заторможенной группы вагонов, размещение гружёных вагонов в хвосте поезда, неисправность поглощающих аппаратов, наложение волн растяжения и сжатия поезда.

Нерациональный выбор режима управления поездом (например, ошибочный выбор темпа роста силы тяги при трогании поезда с места) далеко не во всех случаях приводит к обрыву автосцепок, но может ускорить накопление усталостных повреждений и появление усталостных трещин, повышая вероятность обрыва автосцепки в дальнейшем. Поэтому с целью снижения влияния человеческого фактора на возникающие в поезде продольные силы управление грузовым поездом целесообразно автоматизировать.

Различные системы автоматического управления подвижным составом разрабатываются и создаются в нашей стране с 1960-х гг. К таким системам относятся автоматические системы отдельных узлов подвижного состава [22-26], системы автоматического управления [22, 26-32], системы автоведения поездов [22, 33-34]. В настоящее время благодаря широкому распространению микропроцессорных систем управления (МПСУ) разработаны и успешно эксплуатируются системы автоматического управления скоростью; системы автоведения для пассажирских и грузовых локомотивов (в том числе грузовых локомотивов с системой распределённой тяги), моторвагонных поездов. В нашей стране и за рубежом ведутся разработки беспилотных систем автоведения.

По сравнению с автоматическими системами, созданными на основе аналоговых электронных элементов и цифровых дискретных схем, современные МПСУ являются намного более эффективными и надёжными. Кроме того, микропроцессорные системы позволяют осуществлять гораздо более сложные алгоритмы управления без усложнения аппаратной части системы, выполнять намного больший объём вычислений, хранить больший объём информации и выводить её в удобном для оператора виде. Микропроцессорная техника позволяет создавать эффективные системы управления сложными техническими объектами, например, длинносоставным грузовым поездом с несколькими локомотивами. Благодаря развитию МПСУ на современных локомотивах широко используются плавное регулирование силы тяги и тяговый привод с асинхронными тяговыми двигателями.

Современные микропроцессорные системы автоматического управления скоростью и автоведения поездов позволяют автоматически выбирать наиболее рациональные режимы движения поезда, эффективнее использовать возможности локомотивов, экономить топливо-энергетические ресурсы, повышать массу и длину поезда без увеличения числа локомотивных бригад, снизить напряжённость работы машиниста. Это обеспечивает повышение безопасности движения поездов, пропускной способности существующих линий, повышение экономической эффективности железнодорожного транспорта.

Таким образом, с целью повышения безопасности движения и экономической эффективности применения грузовых поездов управление грузовыми поездами целесообразно автоматизировать. Для обеспечения безопасности движения поездов, минимизации износа пути и подвижного состава, а также экономической эффективности перевозок система автоматического управления скоростью грузового поезда должна учитывать как параметры поезда (массу, число вагонов и другие), так и параметры его движения (в частности, скорость движения и расположение на элементах профиля пути).

## **1.2 Анализ существующих систем автоматического управления скоростью и систем автоведения подвижного состава**

Как уже было сказано, с целью повышения безопасности движения, а также пропускной и провозной способности железных дорог на локомотивах грузовых поездов целесообразно применение систем автоматического управления и систем автоведения поездов [33]. Системы автоведения поездов классифицируют по различным признакам (по уровню централизации, количеству контуров управления и другим). Так, по уровню централизации системы автоведения могут быть централизованными и автономными [26].



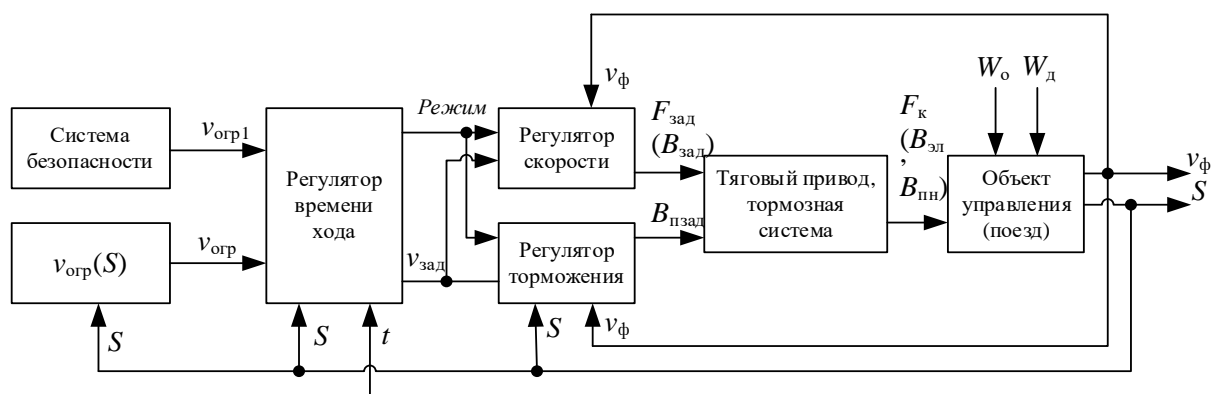
Централизованные системы автоведения позволяют управлять несколькими поездами одновременно. Такое управление осуществляется на основе алгоритма управления движением поездов, заложенного в систему, и параметров движения, получаемых системой от всех поездов на данном участке. На основе этих данных система передаёт команды управления каждому поезду. Часть оборудования централизованных САВП устанавливают на стационарном посту управления, часть – на подвижном составе. Ряд централизованных САВП был разработан и успешно внедрён как на линиях метрополитена в нашей стране, так и за рубежом [33, 35-36]. Согласно работе [37], применение таких систем целесообразно и на наземных городских железных дорогах.

Автономные САВП управляют, как правило, только одним поездом [22, 26, 33-34]. На основе расписания движения поезда, параметров движения и ряда ограничений (ограничений скорости, тяговых характеристик) такие системы вырабатывают управляющее воздействие на тяговые и тормозные средства поезда. Взаимодействие нескольких поездов между собой осуществляется косвенно через систему автоблокировки. Всё оборудование автономной САВП может быть установлено на подвижном составе. Примером такой системы является унифицированная система автоматического ведения поезда (УСАВП), применяемая на различном отечественном подвижном составе [34, 38].

По количеству контуров управления (количеству одновременно регулируемых физических величин) САВП подразделяют на одноконтурные и многоконтурные. Одноконтурные системы автоведения были разработаны для подвижного состава со ступенчатым регулированием напряжения на тяговых двигателях. Основой таких систем автоведения является регулятор времени хода. Он сравнивает заданное и фактическое время хода и на основе величины их рассогласования вычисляет необходимую позицию управления локомотивом.

В многоконтурных системах автоведения используются, как минимум, два контура: управляющий внешний и подчинённый ему внутренний. Во внешнем контуре – регуляторе времени хода – в зависимости от величины рассогласования

заданного и фактического времени хода формируется значение заданной скорости. В свою очередь, внутренний контур в зависимости от рассогласования заданной и фактической скорости управляет тяговыми либо тормозными средствами поезда. Функциональная схема многоконтурной САВП приведена на рисунке 1.2.



$v_{огр1}$  и  $v_{огр2}$  – значения максимально допустимых скоростей движения от системы безопасности и массива постоянных ограничений скорости  $v_{огр}(S)$ ;  $S$  – координата;  $t$  – текущее время;  $v_{зад}$  – заданная скорость;  $v_{ф}$  – фактическая скорость;  $F_{зад}$  ( $B_{зад}$ ) – заданная сила тяги (торможения);  $B_{пзад}$  – заданная сила пневматического торможения;  $F_{к}$ ,  $B_{эл}$ ,  $B_{пн}$  – сила тяги, сила электрического торможения, сила пневматического торможения соответственно;  $W_0$  и  $W_д$  – силы основного и дополнительного сопротивления движению соответственно

**Рисунок 1.2 – Функциональная схема многоконтурной системы автоведения**

При создании регулятора скорости для грузового поезда необходимо учитывать ряд особенностей, характерных для такого поезда как объекта управления. При движении такого поезда продольные силы, возникающие в нём при взаимодействии его экипажей, не должны превышать допустимых значений [39]. Кроме того, необходимо предусматривать возможность управления поездом с несколькими локомотивами.

Разработка отечественных регуляторов скорости локомотивов и моторвагонного подвижного состава осуществлялась во ВНИИЖТе, ГТСС, РУТ (МИИТ), ПГУПСе, РВЗ, УрГУПСе, ВНИКТИ, ВНИИАС, АВП-Технология и других организациях [39-53]. По особенностям управления данные регуляторы скорости можно разделить на регуляторы со ступенчатым (контакторным) регулированием силы тяги и плавным (бесконтактным) регулированием.

Регуляторам скорости электроподвижного состава (ЭПС) с реостатно-контакторными системами управления посвящены исследования И. А. Асниса, Я. М. Головичера, А. В. Плакса, М. С. Пясика, А. Н. Савоськина, В. П. Феоктистова [41-45, 51]. Так, в работе [44] Л. А. Баранов, Я. М. Головичер и И. А. Аснис рекомендуют использование дополнительного критерия качества для таких систем: обеспечение минимального числа переключений силовой схемы при допустимых погрешностях управления. Определение оптимальных параметров для регулятора скорости (его параметрический синтез) в данной работе осуществлялось методом оптимизации коэффициентов нелинейного закона управления.

Одно из направлений разработки таких регуляторов скорости – использование в их работе эвристических алгоритмов. Эти алгоритмы использовались в регуляторе скорости электропоезда ЭР200, разработанном в институте Гипротрансигналсвязь [40, 54], а также в регуляторе скорости для пассажирских электровозов ЧС2 и ЧС4 со ступенчатым регулированием силы тяги [49].

Регуляторам скорости ЭПС с плавным (бесконтактным) регулированием силы тяги также посвящён ряд работ [47, 48, 50, 55, 56]. Так, Л. А. Барановым [48] были предложены различные модели САУ скоростью ЭПС с плавным регулированием силы тяги, рассмотрены методы синтеза этих систем и определения параметров регуляторов скорости. Исследование [47] А. Н. Савоськина, О. Е. Пудовикова и др. посвящено разработке регулятора скорости электропоезда. Параметры данного регулятора также определялись методом параметрического синтеза. Были приняты следующие допущения: использовалась линеаризованная модель поезда, не учитывались каналы измерений и дискретизация по времени.

В работе [50] О. Е. Пудовиковым методами имитационного моделирования исследовались продольные колебания, происходящие в грузовом поезде. По результатам исследования был разработан регулятор скорости для грузового

электровоза с асинхронными тяговыми двигателями. Данный регулятор обеспечивал плавное изменение силы тяги (силы торможения), ограничивая величины возникающих в поезде продольных динамических сил.

Отдельные регуляторы скорости и САУ скоростью целесообразно рассмотреть подробнее. Первые регуляторы скорости создавались для ЭПС со ступенчатым регулированием напряжения на тяговых двигателях. Примером такого регулятора является регулятор скорости, применявшийся в двухконтурной системе автоведения на пассажирских электровозах серий ЧС2 и ЧС4 [44, 45]. Он использовался в качестве внутреннего контура САВП. Параметры данного регулятора скорости (период работы и ширина зоны нечувствительности) регулятора определялись методом параметрического синтеза [44]. При этом в качестве критерия качества управления было выбрано минимальное среднеквадратичное отклонение скорости в режиме стабилизации скорости.

На скоростных пассажирских электровозах серии ЧС200 использовалась САУ скоростью типа ARR-200, разработанная в Чехословакии [33]. В её регуляторе скорости был реализован алгоритм управления, аналогичный алгоритму регулятора скорости электровозов ЧС2 и ЧС4. Данная система в режиме ручного управления могла поддерживать скорость, заданную машинистом с клавиатуры; а в режиме автоматического управления поддерживала скорость, заданную вышестоящей системой автоведения.

Серийно выпускаемый в настоящее время пассажирский электровоз постоянного тока серии ЭП2К с коллекторными тяговыми двигателями оборудован микропроцессорной системой управления, осуществляющей управление всем тяговым оборудованием электровоза. Данная система включает в себя САУ скоростью, обеспечивающую разгон электровоза с поддержанием заданного тока тяговых двигателей до заданной скорости. После достижения заданной скорости МПСУ выключает тяговые двигатели, переводя электровоз в режим выбега. Движение на выбеге происходит до тех пор, пока рассогласование фактической и заданной скоростей движения не составит от 2 до 5 км/ч. При превышении этого

порога рассогласования осуществляется повторный разгон до заданной скорости движения. В составе МПСУ электровоза ЭП2К имеется также подсистема автоведения, взаимодействующая с САУ скоростью.

В настоящее время ряд электровозов со ступенчатым регулированием силы тяги (ВЛ10, ВЛ11, ЧС7 и другие) оборудованы системой автоведения УСАВП, составной частью которой также является регулятор скорости, реализованный в виде ряда алгоритмов системы автоведения [57]. Так, в системе УСАВП на электровозе ЧС7 [38] регулятор скорости осуществляет разгон электровоза с заданным ускорением до скорости, заданной системой автоведения (расчётная скорость либо скорость ограничения). Далее регулятор, переключая позиции контроллера машиниста, поддерживает заданную скорость движения электровоза, не выходя за пределы коридора скоростей, ширина которого (фактически, ширина зоны нечувствительности регулятора скорости) задаётся машинистом для различных диапазонов скоростей. При необходимости в работу включается тормозной регулятор, управляющий тормозами локомотива и поезда.

Регуляторы такого типа неприменимы на локомотивах с плавным регулированием силы тяги, поскольку они разработаны для электровозов со ступенчатым регулированием. Кроме того, некоторые из этих регуляторов скорости, разработанные для пассажирских локомотивов, не учитывают динамические процессы, происходящие в поезде, и поэтому не могут использоваться на грузовых локомотивах.

На ряде отечественных электровозов с коллекторными тяговыми двигателями (ВЛ85, ЭП1, ЭП1М, 2ЭС5К) и с асинхронными тяговыми двигателями (2ЭС7, 2ЭС8, 2ЭС10, ЭП20) реализовано плавное регулирование силы тяги. Такое регулирование обеспечивают полупроводниковые тяговые преобразователи на тиристорах или *IGBT*-модулях. Преобразователями управляет микропроцессорная система управления, включающая многоконтурную САУ, внешним контуром которой является контур скорости, а внутренним – контур управления тяговым

электроприводом. Различные существующие САУ скоростью электроподвижного состава с плавным регулированием силы тяги рассмотрены в [23-25, 27-32, 58-65].

Одна из первых отечественных САУ скоростью для ЭПС с плавным регулированием силы тяги была серийно применена на электровозе ВЛ85. На каждой секции данного электровоза установлены шесть тяговых двигателей, которые получают питание от трёх вторичных обмоток тягового трансформатора через три тиристорных выпрямительно-инверторных преобразователя (ВИП). Управление этими преобразователями осуществляют блок автоматического управления током и скоростью и блок управления выпрямительно-инверторными преобразователями [27, 60].

Структура САУ электровоза ВЛ85 зависит от выбранного режима – тяга или электрическое торможение [60]. В режиме тяги это двухконтурная система с селективно-подчинённым регулированием. Внешним контуром этой системы является контур регулирования скорости движения, внутренним – контур регулирования тока ТЭД. Такая структура обеспечивает разгон электровоза до заданной скорости с заданной величиной тока ТЭД. В режиме стабилизации скорости регулятор скорости РС формирует заданное значение тока ТЭД, которое поступает в регулятор тока, осуществляющий управление ВИП.

В режиме электрического торможения данная САУ является трёхконтурной. Внешним контуром также является контур регулирования скорости, внутренними контурами – контуры регулирования тока якоря и тока возбуждения ТЭД.

Один из основных недостатков рассмотренной САУ (как и аналогичной САУ, используемой на электровозах ВЛ65) – достаточно быстрое снижение тока ТЭД при переходе от режима разгона к режиму стабилизации скорости [61]. Это вызывает «набегание» вагонов на электровоз и возникновение в поезде значительных продольных динамических сил. Вторым недостатком данной САУ – наличие зоны нечувствительности регулятора скорости: после разгона до заданной скорости и уменьшения тока ТЭД регулятор снова увеличивает ток двигателей только после снижения скорости на 5-10 км/ч.

С середины 1980-х годов в отечественном электровозостроении наметился переход от аналоговых к микропроцессорным системам управления [22]. Как уже было сказано, применение микропроцессорных систем управления вместо аналоговых позволяет реализовывать намного более сложные и совершенные алгоритмы управления. Обновление алгоритмов управления микропроцессорных САУ возможно без изменения аппаратной части системы управления – за счёт изменения управляющей программы. Другими преимуществами современных МПСУ перед аналоговыми системами управления являются повышение надёжности, уменьшение массы и габаритов системы управления; улучшение диагностики подвижного состава. Поэтому все современные локомотивы (как отечественные, так и зарубежные) оборудованы МПСУ. Микропроцессорные системы управления ряда современных грузовых электровозов позволяют в режиме распределённой тяги управлять по радиоканалу несколькими локомотивами, распределёнными по составу. Это обеспечивается как программной, так и аппаратной составляющими систем (например, возможностью подключения радиомодема).

В РУТ (МИИТ) на кафедре «Электропоезда и локомотивы» была разработана микропроцессорная САУ, позволяющая учитывать вес и число вагонов поезда [62]. Для этого в новой САУ был предусмотрен задатчик параметров поезда ЗПП в виде дисплея и клавиатуры на пульте управления для ввода в САУ информацию о массе вагонов и их числе. Регулятор скорости данной САУ имеет обратную связь как по скорости, так и по ускорению, причём коэффициент обратной связи по ускорению вычисляется на основе введённых машинистом параметров поезда.

В данной САУ исправлен ряд недостатков САУ электровоза ВЛ85. В то же время недостатками новой системы являются значительные колебания тока якоря ТЭД в режиме стабилизации скорости и невозможность выбора оптимальных параметров регулятора скорости для любых параметров поезда. Это снижает показатели качества САУ и препятствует её применению в качестве универсальной.

Учёными РУТ (МИИТ) также разработана микропроцессорная САУ скоростью электропоезда с плавным регулированием силы тяги [47]. Данная САУ обеспечивает разгон (либо торможение) электропоезда с заданным ускорением (замедлением) до заданной скорости с последующей стабилизацией этой скорости независимо от действующих на поезд сил сопротивления движению. При разгоне и торможении поезда, а также в переходных режимах движения обеспечивается необходимая плавность хода (производная от ускорения либо замедления), что достигается применением задатчика интенсивности (ЗИ), обеспечивающего плавное увеличение (уменьшение) значения заданной скорости до величины, заданной машинистом (системой автоведения). Также САУ обеспечивает необходимые ограничения тяговых и тормозных характеристик поезда, в том числе ограничения по условиям работы тягового электропривода.

Особенностью данной САУ является быстродействующий регулятор скорости, в основе которого находятся пропорционально-интегральный регулятор и элемент с зоной нечувствительности, обеспечивающий изменение силы тяги (торможения) только при определённой величине рассогласования заданной и фактической скорости.

В работе [47] также приведены результаты исследований данной САУ, которые показывают, что эта система не учитывает возможность изменения массы поезда, поэтому при изменении массы поезда наблюдается ухудшение показателей качества управления. Поскольку данная САУ разработана для электропоездов, она неприменима для локомотивов. Так, при трогании поезда с локомотивом, оборудованным подобной САУ, в поезде возникают слабозатухающие продольные колебания с достаточно большой амплитудой. При наличии дополнительных возмущений (смена режима движения, изменение профиля пути) в поезде возникают дополнительные продольные колебания, что ухудшает как показатели качества управления САУ, так переходные процессы в поезде.

Поэтому для локомотивов грузовых поездов кафедрой «Электропоезда и локомотивы» РУТ (МИИТ) была разработана САУ скоростью, учитывающая



особенности грузового поезда как объекта управления [50]. Данная САУ, используя параметры грузового поезда, введённые в неё машинистом, обеспечивает необходимое качество управления скоростью движения в переходных режимах за счёт специального алгоритма разгона (торможения) поезда, осуществляемого в два этапа. На первом этапе САУ осуществляет предварительное растяжение (сжатие) поезда с уменьшенным ускорением (замедлением). Это обеспечивает более плавный выбор зазоров в межвагонных соединениях поезда, а, следовательно, уменьшение величин продольных динамических сил. После растяжения (сжатия) поезда САУ увеличивает силу тяги (торможения), осуществляя разгон (торможение) поезда до заданной скорости с максимальным ускорением (замедлением). Расчёт величины заданного ускорения САУ осуществляет перед началом движения на основе параметров поезда (массы и числа вагонов). В работе [50] показано, что применение такой системы уменьшает как динамические, так и квазистатические продольные силы, возникающие в поезде. Тем самым снижается вероятность обрыва автосцепок поезда, уменьшается износ межвагонных связей и механической части экипажей поезда.

Также в РУТ (МИИТ) была разработана САУ скоростью для управления локомотивами длинносоставного грузового поезда с распределённой тягой, рассмотренная в [55, 63]. Данная САУ осуществляет оценку величин продольных сил, возникающих в поезде, используя эталонную модель грузового поезда. На основе данной модели САУ оценивает величины показателя качества – коэффициента устойчивости против схода с рельсов – для каждого экипажа. Если величина коэффициента устойчивости какого-либо экипажа выходит за допустимые пределы, САУ осуществляет коррекцию заданной скорости либо ускорения одного из локомотивов поезда с целью восстановления величины коэффициента устойчивости до допустимой. Рассмотренная САУ также осуществляет определение параметров системы управления на основе параметров поезда (массы и числа вагонов). Одним из недостатков данной системы является

сложность её структуры и необходимость выполнения в режиме реального времени большого объёма вычислений. Кроме того, в данной САУ рассматривается торможение поезда только с применением электродинамического тормоза локомотива.

Одна из распространённых САУ скоростью используется на отечественных электровозах переменного тока в составе микропроцессорной системы управления и диагностики МСУД-Н отечественных электровозов переменного тока 2ЭС5К и 3ЭС5К «Ермак» [29]. Система МСУД-Н служит для управления силовым оборудованием этих электровозов в режимах тяги и электрического рекуперативного торможения. Эта система имеет встроенную подсистему автоведения ИСАВП-РТ, позволяющую управлять электровозом с минимальным участием машиниста. Кроме того, система МСУД-Н с помощью дисплея информирует машиниста о состоянии оборудования электровоза и режимах его работы.

Микропроцессорная система МСУД-Н относится к МПСУ сосредоточенного типа. Её основным блоком является блок управления БУ193 [64]. Он состоит из двух микропроцессорных контроллеров (МПК1 и МПК2) и центрального микропроцессорного контроллера (ЦМК). Контроллеры МПК1 и МПК2 резервируют друг друга, нормально работает один из них. Микроконтроллеры осуществляют управление тяговыми двигателями электровоза путём управления тиристорами выпрямительно-инверторных преобразователей (ВИП) и выпрямительной установки возбуждения (ВУВ). Упрощённый алгоритм работы МСУД электровозов 2ЭС5К и 3ЭС5К представлен на рисунке 1.3.

На электровозах переменного тока частота питающего напряжения составляет 50 Гц. Поэтому очередное воздействие на управляемый выпрямитель может осуществляться только через 0,01 с – время, равное полупериоду питающего напряжения. Это определяет особенности алгоритма управления, который повторяется при смене полярности питающего напряжения – каждые 10 мс. На каждом цикле программы происходит обработка входных сигналов, определение

параметров управляющих импульсов и вывод этих импульсов с углом регулирования  $\alpha_r$  для тиристоров ВИП (или ВИП и ВУВ). С началом нового полупериода питающего напряжения (при повторной смене его полярности) алгоритм управления повторяется.

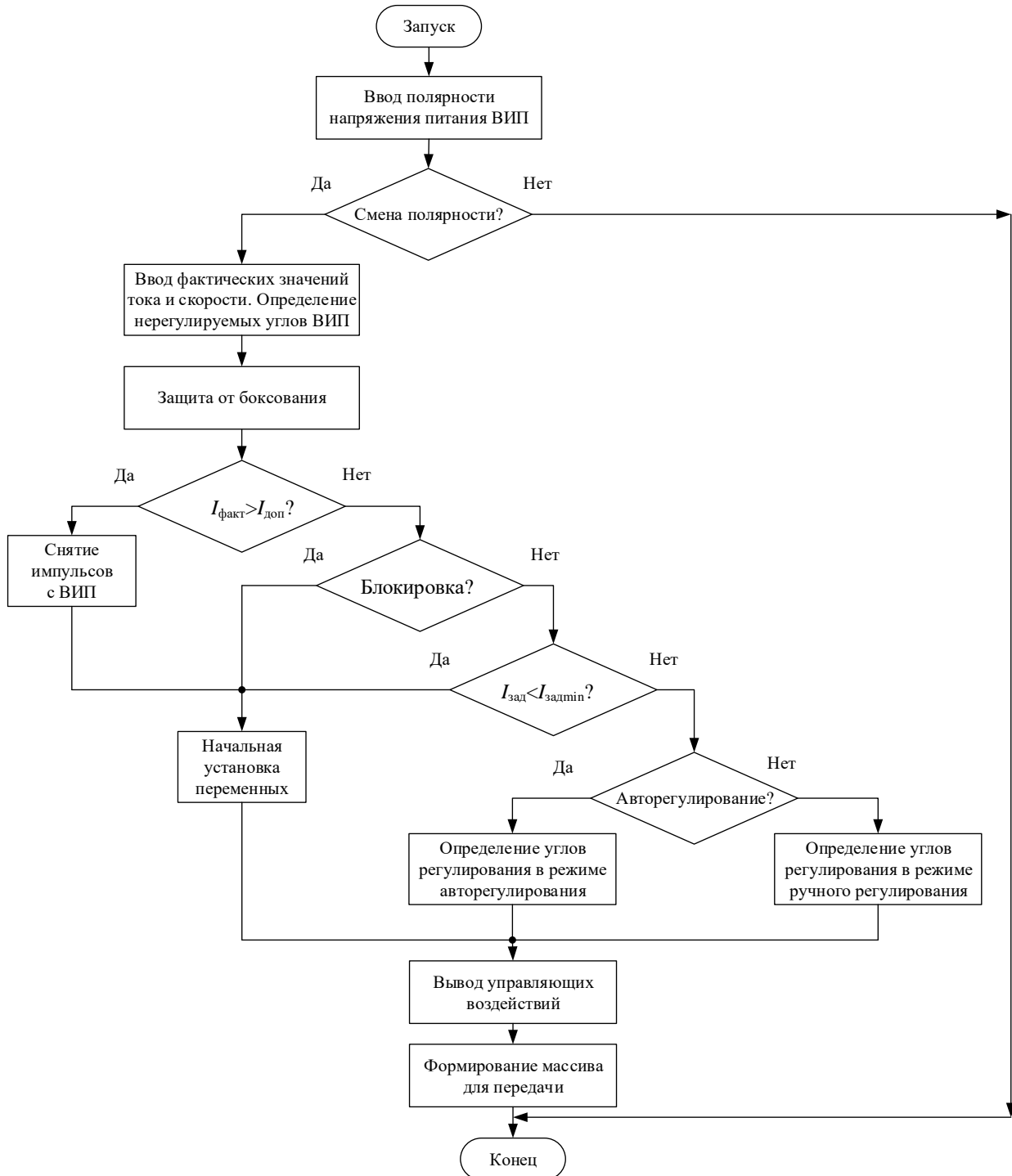
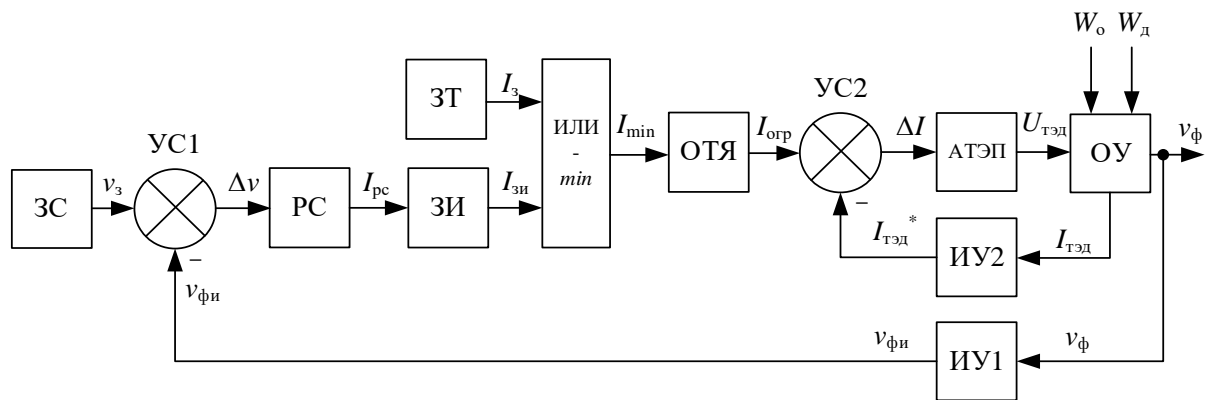


Рисунок 1.3 – Упрощённый алгоритм работы МПСУ электровозов 2ЭС5К и 3ЭС5К

В МСУД-Н предусмотрены два режима работы – «Ручное регулирование» и «Автоматическое регулирование». В режиме ручного регулирования угол регулирования, а значит, и напряжение на тяговых электродвигателях, задаётся главной рукояткой контроллера машиниста. В режиме автоматического регулирования МСУД-Н работает как САУ током и скоростью. Значения заданного тока и заданной скорости поступают от контроллера машиниста либо системы автоведения ИСАВП-РТ. Угол регулирования в режиме авторегулирования рассчитывается САУ скоростью в зависимости от заданных и фактических значений тока и скорости, а также выбранного режима работы электровоза (тяги или электрическое торможение).

Функциональная схема данной САУ скоростью в режиме тяги приведена на рисунке 1.4.



ЗС – задатчик скорости; УС1 – устройство сравнения заданной  $v_3$  и фактической измеренной  $v_{\text{фи}}$  скоростей;  $\Delta v$  – рассогласование скоростей; РС – регулятор скорости;  $I_{\text{pc}}$  – ток, заданный от РС; ЗИ – задатчик интенсивности;  $I_{\text{зи}}$  – значение заданного тока с выхода ЗИ; ЗТ – задатчик тока;  $I_3$  – значение заданного тока с выхода ЗТ; ИЛИ-*min* – элемент выбора минимального значения тока;  $I_{\text{min}}$  – значение заданного тока с выхода ИЛИ-*min*; ОТЯ – ограничитель тока якоря; УС2 – устройство сравнения заданного скорректированного  $I_{\text{огр}}$  и измеренного  $I_{\text{тэд}}$  токов;  $\Delta I$  – рассогласование токов; АТЭП – автоматизированный тяговый электропривод;  $U_{\text{тэд}}$  – напряжение тяговых двигателей;  $W_0$  и  $W_д$  – силы основного и дополнительного сопротивления движению соответственно; ОУ – объект управления (поезд);  $I_{\text{тэд}}$  – ток тяговых двигателей;  $v_{\text{ф}}$  – фактическая скорость; ИУ2 – датчик тока; ИУ1 – датчик скорости

**Рисунок 1.4 – Функциональная схема САУ электровоза 2ЭС5К (режим тяги)**

В данной САУ в режиме тяги задатчиком скорости ЗС контроллера машиниста формируется заданное значение скорости  $v_3$ . Устройство сравнения

УС1 вычисляет рассогласование  $\Delta v$  заданной и фактической измеренной скоростей движения  $v_z$  и  $v_{\text{фн}}$ . В зависимости от величины рассогласования регулятор скорости РС (ПИ-регулятор) формирует заданное значение тока  $I_{\text{pc}}$ . Через задатчик интенсивности ЗИ, элемент выбора минимального значения ИЛИ-*min* и устройство ограничения тока якоря ОТЯ заданное скорректированное значение тока  $I_{\text{огр}}$  поступает на устройство сравнения УС2. Задатчик интенсивности обеспечивает плавное нарастание выходного сигнала  $I_{\text{зи}}$  до величины  $I_{\text{pc}}$ . С помощью задатчика тока ЗТ машинист вводит в систему максимальное значение заданного тока  $I_z$ .

Устройство сравнения УС2 сравнивает заданное и фактическое значения тока двигателей. Рассогласование этих значений на выходе УС2 является входным сигналом для автоматизированного тягового электропривода АТЭП. Последний включает в себя регулятор тока, выполненный на основе ПИ-регулятора и аппаратно реализованный в составе МСУД, и выпрямительно-инверторные преобразователи ВИП. Регулятор тока определяет угол регулирования, на основе которого формируются импульсы для открытия тиристоров ВИП. Этим обеспечивается необходимое выходное напряжение ВИП, поступающее на объект управления ОУ – тяговые электродвигатели.

Такая структура САУ обеспечивает плавное нарастание тока ТЭД до заданной величины и разгон электровоза до заданной скорости с заданной величиной тока. Затем система переходит в режим стабилизации скорости на уровне заданной задатчиком скорости ЗС. При этом элемент ИЛИ-*min* пропускает на выход заданное значение тока, сформированное регулятором скорости РС. Заданное значение тока аналогично поступает в регулятор тока. Алгоритм работы элементов УС1, РС, ЗИ, ИЛИ-*min*, ОТЯ в режиме тяги показан на рисунке 1.5.

В режиме электрического торможения (рисунок 1.6) данная САУ, подобно САУ электровоза ВЛ85, является трёхконтурной (контуров регулирования скорости, тока якоря и тока возбуждения ТЭД).

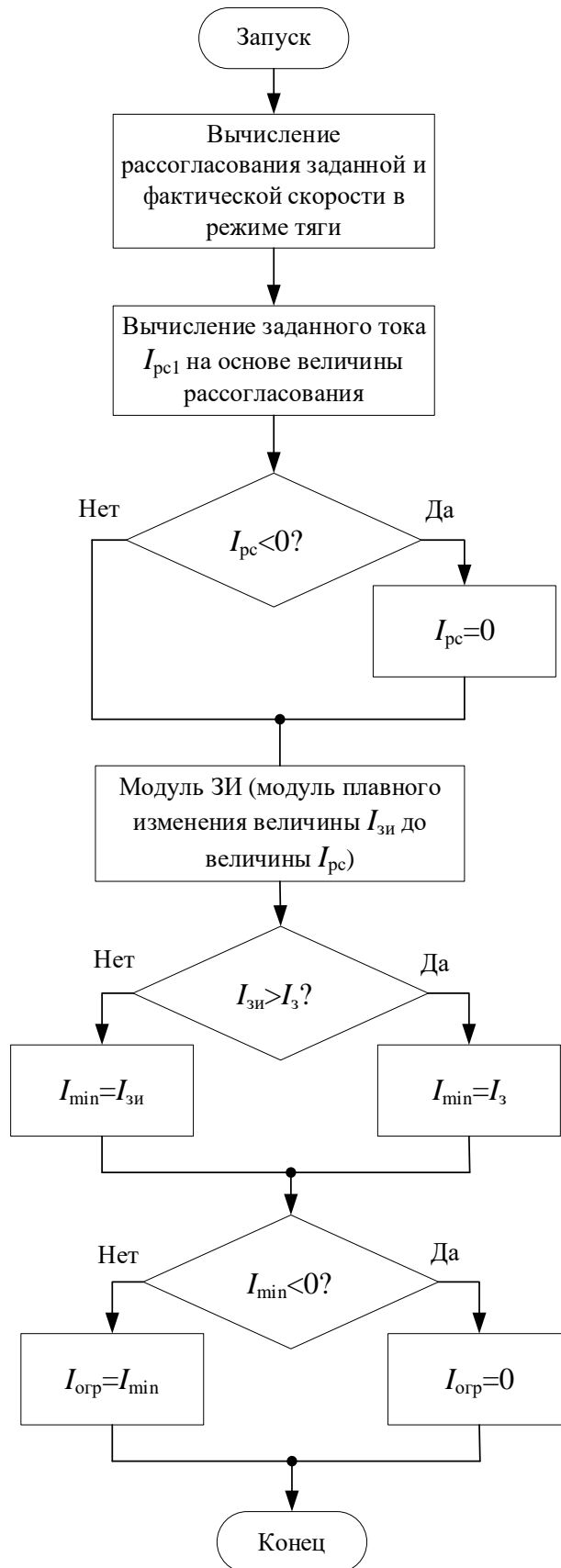
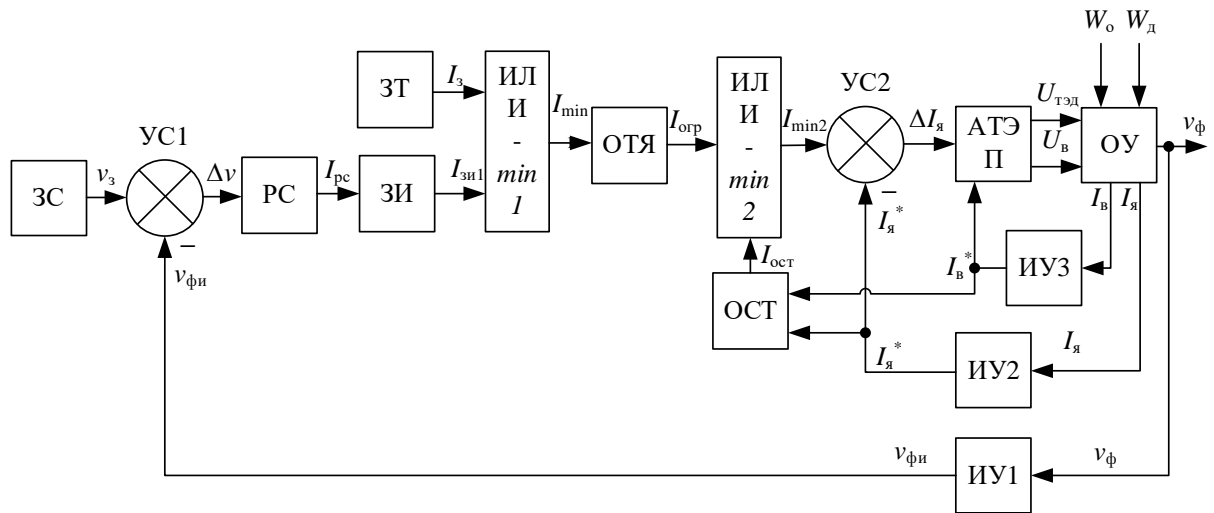


Рисунок 1.5 – Алгоритм работы элементов УС1, РС, ЗИ, ИЛИ-min, ОТЯ САУ скоростью электровоза 2ЭС5К в режиме тяги



ЗС – задатчик скорости; УС1 – устройство сравнения заданной  $v_3$  и фактической измеренной  $v_{\text{фи}}$  скоростей;  $\Delta v$  – рассогласование скоростей; РС – регулятор скорости;  $I_{\text{pc}}$  – ток, заданный от РС; ЗИ – задатчик интенсивности;  $I_{\text{зи1}}$  – значение заданного тока с выхода ЗИ; ЗТ – задатчик тока;  $I_3$  – значение заданного тока с выхода ЗТ; ИЛИ-*min1* – элемент выбора минимального значения тока;  $I_{\text{min}}$  – значение заданного тока с выхода ИЛИ-*min*; ОТЯ – ограничитель тока якоря;  $I_{\text{огр}}$  – заданный скорректированный ток;  $I_{\text{ост}}$  – заданный ток с выхода ограничителя тормозной силы; ИЛИ-*min2* – элемент выбора минимального значения из  $I_{\text{огр}}$  и  $I_{\text{ост}}$ ; УС2 – устройство сравнения токов  $I_{\text{огр}}$  и  $I_{\text{я}}^*$ ;  $\Delta I_{\text{я}}$  – рассогласование токов с выхода УС2; АТЭП – автоматизированный тяговый электропривод;  $U_{\text{тэд}}$  – напряжение тяговых двигателей;  $U_{\text{в}}$  – напряжение обмоток возбуждения;  $W_0$  и  $W_{\text{д}}$  – силы основного и дополнительного сопротивления движению соответственно; ОУ – объект управления (поезд);  $I_{\text{в}}$  – ток возбуждения тяговых двигателей;  $I_{\text{я}}$  – ток якоря тяговых двигателей;  $v_{\text{ф}}$  – фактическая скорость; ИУ1 – датчик скорости; ИУ2 – датчик тока якоря; ИУ3 – датчик тока возбуждения;  $I_{\text{в}}^*$  – ток возбуждения измеренный;  $I_{\text{я}}^*$  – ток якоря измеренный

**Рисунок 1.6 – Функциональная схема САУ электровоза 2ЭС5К (режим электрического торможения)**

В режиме торможения система также состоит из задатчика скорости, задатчика тока якоря (фактически задатчика тормозной силы), аналогичных устройств сравнения УС1 и УС2, регулятора скорости РС, элементов ИЛИ-*min1* и ИЛИ-*min2*, ограничителя тока якоря ОТЯ, задатчика интенсивности ЗИ. Во избежание выхода за пределы ограничения по потенциальным условиям на коллекторах ТЭД в режиме торможения добавлен ограничитель силы торможения ОСТ, который поддерживает определенное соотношение тока якоря и тока возбуждения. В автоматизированный тяговый электропривод АТЭП в режиме рекуперации дополнительно входят регулятор тока возбуждения, аппаратно

реализованный в МСУД, и выпрямительная установка возбуждения ВУВ. Алгоритм работы элементов УС1, РС, ЗИ, ИЛИ-*min*, ОТЯ в режиме рекуперации аналогичен алгоритму работы регулятора скорости в режиме тяги, за исключением особенностей вычисления рассогласования скоростей и вычисления величины заданного тока на основе величины рассогласования скоростей.

На отечественных электровозах постоянного тока 2ЭС6 «Синара» и 2ЭС10 «Гранит» также используется микропроцессорная система управления и диагностики (МПСУиД) [31, 32]. Подобно МСУД-Н, эта система обеспечивает управление тяговым электроприводом в режимах автоведения и ручного управления, а также контроль за состоянием оборудования локомотива. В режиме ручного управления данная система выводит машинисту рекомендации по рациональному управлению поездом.

Электровозы постоянного тока 2ЭС6 «Синара» оборудованы коллекторными тяговыми двигателями с независимым возбуждением в режимах тяги и электрического торможения. Управление всем силовым оборудованием электровоза, в том числе статическим преобразователем плавного регулирования тока обмоток возбуждения ТЭД, осуществляется с помощью МПСУиД [31]. Независимое возбуждение ТЭД в режиме тяги с плавным регулированием тока возбуждения значительно улучшает защиту электровоза от боксования, упрощает переход в режим электрического торможения, а также позволяет сглаживать броски тока и силы тяги в процессе пуска двигателей, что несколько снижает величины продольных сил в поезде. Электровоз оборудован встроенной системой автоведения, реализованной в виде подсистемы, представляющей собой третий (высший) уровень МПСУиД. Система автоведения в режиме «Автоведение» позволяет автоматически вести поезд с учётом действующего расписания, сигнала светофора, постоянных и временных ограничений скорости, параметров поезда, пути и профиля. В этом режиме подсистема автоведения осуществляет разгон либо торможение электровоза до расчётной скорости, а также поддержание расчётной скорости.

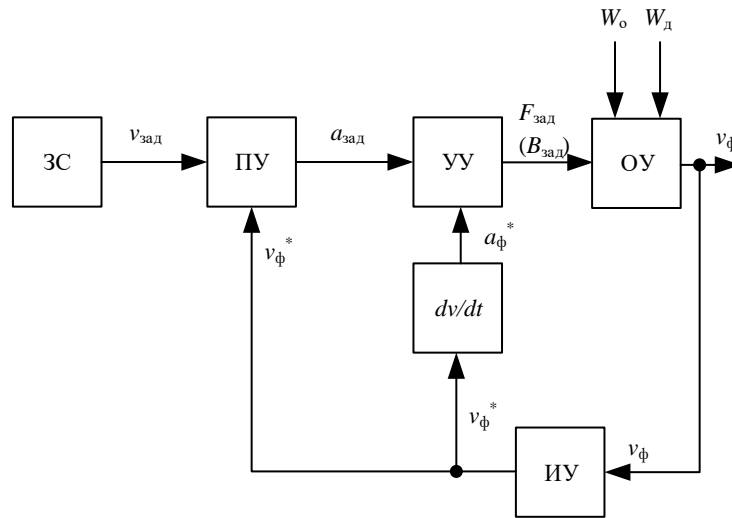


Электровоз постоянного тока 2ЭС10 с асинхронными тяговыми двигателями может работать в автоматическом и ручном режимах, а также в режиме автоведения, которые реализуются с помощью МПСУиД [32, 65]. В ручном режиме электровоз реализует силу тяги (торможения), величина которой задаётся машинистом. В автоматическом режиме управление электровозом осуществляется с помощью САУ скоростью, представляющей собой часть программного обеспечения МПСУиД. В этом режиме САУ скоростью осуществляет разгон электровоза до заданной машинистом скорости с заданной силой тяги. В автоматическом режиме осуществляется соблюдение ограничений по мощности и ускорению, а до выхода на ограничение по мощности максимальная сила тяги поддерживается системой на уровне 538 кН, что ниже предельной тяговой характеристики. Для выхода на предельную тяговую характеристику предусмотрен «бустерный» (предельный) режим. По мере приближения к заданной скорости сила тяги плавно уменьшается до уровня, необходимого для стабилизации заданной скорости.

Если фактическая скорость движения становится выше заданной, САУ автоматически переходит в режим электрического торможения. В этом режиме также осуществляется соблюдение с соблюдением ограничений по мощности, сцеплению и ускорению. В зависимости от уровня напряжения в контактной сети САУ реализует рекуперативное либо реостатное электрическое торможение. По мере приближения фактической скорости к заданной скорости сила торможения также уменьшается до уровня, необходимого для стабилизации заданной скорости. Автоматический переход в режим торможения в процессе стабилизации скорости, реализованный благодаря асинхронному тяговому приводу, является важным преимуществом данной САУ, снижающим напряженность труда машиниста и повышающим безопасность движения.

Двухсистемные электровозы 2ЭВ120 и ЭП10, также оборудованные асинхронными тяговыми двигателями, оборудованы МПСУ типа MITRAC

TCMS [30]. Функциональная схема САУ электровоза 2ЭВ120 приведена на рисунке 1.7.



ЗС – задатчик скорости;  $v_{\text{зад}}$  – заданная скорость; ПУ – промежуточное устройство;  $a_{\text{зад}}$  – ускорение заданное; УУ – устройство управления;  $F_{\text{зад}} (B_{\text{зад}})$  – заданная сила тяги (торможения);  $W_0$  и  $W_{\text{д}}$  – силы основного и дополнительного сопротивления движению соответственно; ОУ – объект управления (поезд);  $I_{\text{в}}$  – ток возбуждения тяговых двигателей;  $I_{\text{я}}$  – ток якоря тяговых двигателей;  $v_{\text{ф}}$  – скорость фактическая; ИУ – датчик скорости;  $v_{\text{ф}}^*$  – скорость измеренная;  $dv/dt$  – устройство измерения ускорения;  $a_{\text{ф}}^*$  – ускорение измеренное

**Рисунок 1.7 – Функциональная схема контура регулирования скорости САУ скоростью электровоза 2ЭВ120**

Заданное значение скорости  $v_{\text{зад}}$  формируется задатчиком скорости ЗС – контроллером машиниста, системой автоведения или системой безопасности, исключающей задание скорости выше допустимой. Промежуточное устройство ПУ определяет рассогласование значений заданной  $v_{\text{зад}}$  и фактической скоростей движения  $v_{\text{ф}}^*$ . На основе этого рассогласования оно рассчитывает значение заданного ускорения  $a_{\text{зад}}$ . Значения заданного и фактического ускорений поступают в устройство управления УУ, представляющее собой ПИ-регулятор. Он определяет значение заданной силы тяги (торможения)  $F_{\text{зад}} (B_{\text{зад}})$  для объекта управления ОУ – асинхронного тягового электропривода.

### **1.3 Анализ систем автоматического управления грузовыми поездами с распределённой тягой**

На протяжении всей истории железнодорожного транспорта наблюдался постепенный рост грузовых перевозок, что потребовало повышения мощности локомотива поезда, а затем и применения системы распределённой тяги. Первые поезда с системой распределённой тяги имели, как правило, два локомотива (один – в голове, второй – в хвосте или в середине поезда). Поэтому для таких поездов требовалась дополнительная локомотивная бригада [66], управлявшая вторым локомотивом по сигналам, которые подавал машинист ведущего локомотива. Качество управления поездом в этом случае зависело от уровня подготовки и опыта обеих локомотивных бригад; для эффективного и безопасного ведения поезда требовалась повышенная бдительность машинистов.

Для работы нескольких электровозов (тепловозов) по системе многих единиц (СМЕ) для управления несколькими локомотивами из одной кабины используется соединение их секций электрическими цепями управления. В этом случае наличие локомотивной бригады требуется только на головном локомотиве. В то же время при использовании распределённой тяги (и, следовательно, разделении локомотивов группами вагонов) организация проводного канала связи между локомотивами не представляется возможным. Проблеме организации взаимодействия между локомотивами, распределёнными по поезду, посвящён целый ряд работ [67-74]. В качестве каналов прямой и обратной связи с ведомым локомотивом рассмотрена как связь по радиоканалу, так и связь по высокочастотному каналу через контактную сеть. Рассмотрено развитие систем дистанционного управления локомотивами при системе распределённой тяги.

В 1970-е годы в РУТ (МИИТ) была разработана система «Братск» – одна из первых систем дистанционного управления локомотивами поезда с распределённой тягой [68]. Машинист осуществлял управление вторым

электровозом с помощью дополнительного пульта управления, установленного в кабине ведущего электровоза. В качестве канала связи между локомотивами использовался высокочастотный канал связи через контактную сеть.

В 1976 году специалистами ВНИИЖТа и сотрудниками кафедры «Автоматика, телемеханика и связь на железнодорожном транспорте» РУТ (МИИТ) была разработана и испытана во ВНИИЖТе система телеуправления локомотивами ТЛ-76 [74]. В этой системе управление несколькими локомотивами осуществлялось со стационарного поста управления. Управляющие команды передавались по двум каналам связи – основному (радиоканал в УКВ диапазоне) и резервному (высокочастотный сигнал с частотами 100 и 440 кГц, передаваемый через контактную сеть). Система предназначалась для использования, в частности, в тех случаях, когда локомотивной бригаде было небезопасно находиться на локомотиве. Также во ВНИИЖТе была разработана система дистанционного управления локомотивами, работающими по СМЕ [70].

С учётом накопленного опыта, в 1980-е годы сотрудниками УрГУПС была создана и успешно испытана система управления локомотивами, распределёнными по поезду, получившая обозначение «Комплексная носимая телемеханическая система локомотивами» («Консул-Т») [71, 72]. Данная система требует наличия на ведомом локомотиве второй локомотивной бригады, но облегчает взаимодействие бригад между собой. Машинист головного локомотива подаёт команды на ведомый локомотив со специального пульта управления. Передача этих команд происходит по радиоканалу с использованием штатной радиостанции поезда. Если управление происходит в режиме тяги, у машиниста ведомого локомотива появляется световой сигнал, требующий выполнения определённой команды. Торможение ведомого локомотива происходит автоматически, по командам, поступающим с ведущего локомотива. Для этого на кране машиниста устанавливается специальная электропневматическая приставка. Восприятие команд машинист ведомого локомотива подтверждает по радиосвязи либо нажатием необходимой кнопки на пульте управления.

С конца 1970-х годов разработка систем управления распределёнными по поезду локомотивами осуществлялась и за рубежом. Так была создана французская система *Marathon*, американские системы *RMU* и *General Electric Locotrol*. Последняя была разработана американской компанией *General Electric* в сотрудничестве с компанией *Harris Corporation*. При разработке использовалась система управления *Locotrol*, разработанная в 1960-е годы компанией *North Electric* [75, 76]. Система *General Electric Locotrol* позволяла управлять ведомыми локомотивами поезда из кабины ведущего локомотива: ведомые локомотивы дублировали подаваемые машинистом команды. Передача команд происходила по радиоканалу частотой 460 МГц с резервированием по каналу 2,4 ГГц. Команды дублировались по цепям управления электропневматическими тормозами. Такое управление локомотивами могло осуществляться как синхронно, так и несинхронно. В последнем случае ведомый локомотив мог выполнять поступающие команды с задержкой по времени либо следовать в режиме выбега. Работа одного из локомотивов в режиме выбега, снижала износ тягового привода и повышала экономию топлива. Данная система успешно применяется на тепловозах компании *General Electric* на железных дорогах США и Австралии [76].

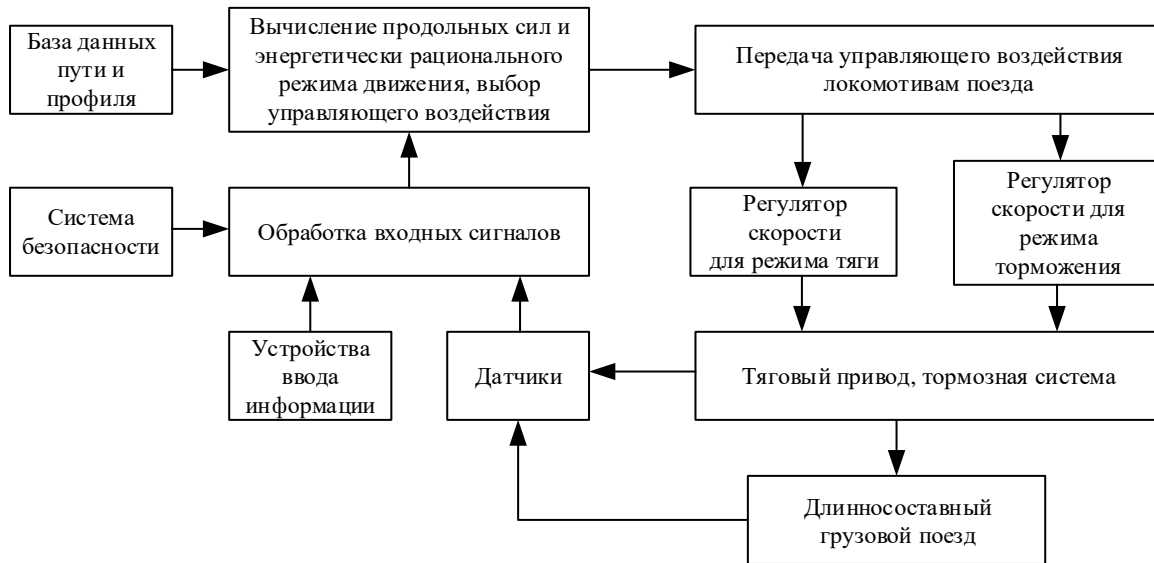
Впоследствии был разработан усовершенствованный вариант этой системы, позволяющий учитывать динамические процессы, протекающие в поезде [77]. Главное улучшение заключалось в том, что в зависимости от расположения экипажей поезда на плане и профиле пути новая система передавала управляющее воздействие на один или несколько локомотивов. Такое управление позволяло ограничить продольные силы, возникающие в междвагонных соединениях поезда, а, следовательно, снизить износ подвижного состава и вероятность возникновения аварийных ситуаций. Возникающие в поезде силы определялись системой на основе математической модели поезда, исходными данными для которой были параметры поезда, пути и величина текущей скорости. Параметры поезда (число вагонов, их масса и расположение) вводились в систему машинистом с помощью клавиатуры. Если рассчитанная системой величина продольной силы в одном из

межвагонных соединений превышала допустимое значение, система изменяла силу тяги (торможения) одного из локомотивов либо переводила его в режим выбега.

В новой системе управления применяются два вида математической модели поезда – дискретная и упрощённая. Дискретная модель учитывает динамические процессы, происходящие поезде, а в упрощённой модели поезд рассматривается в виде нити с рассредоточенной массой. Система управления использует одну из этих моделей. Для оценки фактических величин продольных сил, возникающих в поглощающих аппаратах локомотивов, на локомотивах могут быть установлены специальные датчики.

На отечественных железных дорогах в настоящее время также применяется система управления локомотивами, распределёнными по составу. Это ИСАВП-РТ – интеллектуальная система автоматизированного вождения грузовых поездов с распределённой тягой [34]. Она представляет собой унифицированную систему автоведения грузового поезда УСАВП-Г, дополненную аппаратурой, обеспечивающей взаимодействие локомотивов одного поезда по радиоканалу. Через радиоканал комплект системы ИСАВП-РТ, установленный на головном (ведущем) локомотиве поезда, передаёт управляющие команды комплектam данной системы, установленным на ведомых локомотивах.

В режиме тяги ИСАВП-РТ в зависимости от расположения экипажей на профиле пути может управлять локомотивами поезда синхронно (с передачей одной команды всем локомотивам поезда) либо асинхронно (с передачей разным локомотивам поезда разных команд). В режиме пневматического торможения система обеспечивает уменьшение продольных сил в поезде за счёт одновременной разрядки тормозной магистрали поезда со всех локомотивов. ИСАВП-РТ в режиме реального времени определяет наиболее рациональный режим движения, обеспечивая тем самым выполнение заданного графика движения при минимальном расходе электроэнергии. Структурная схема алгоритма работы системы ИСАВП-РТ показана на рисунке 1.8.



**Рисунок 1.8 – Структурная схема алгоритма работы системы автоведения ИСАВП-РТ**

Обработывая сигналы, поступающие от датчиков пути и скорости, система ИСАВП-РТ определяет текущую скорость и текущую координату локомотива. На основе сигнала светофора, параметров состава и данного участка пути (например, числа вагонов и максимально допустимой скорости) ИСАВП-РТ рассчитывает зависимости скорости и режима ведения поезда от координаты локомотива. На основе выбранного в данный момент режима ведения поезда (разгон, торможение, стабилизация скорости) система вычисляет параметры и выбирает структуру регулятора скорости, который определяет необходимую позицию управления. В зависимости от номера позиции система включает те или другие аппараты силовых цепей электровоза. Данная система применяется на электровозах серий ВЛ10, ВЛ11, 2ЭС6 и 2ЭС5К.

В новейших модификациях системы ИСАВП-РТ, установленных на ряде электровозов 2ЭС5К, предусмотрен режим «виртуальной сцепки» [10, 11, 78, 79]. В данном режиме система автоведения осуществляет управление двумя грузовыми поездами, следующими друг за другом на расстоянии, минимально допустимом по условиям безопасности движения [78]. Формирование команд по управлению локомотивами обоих поездов осуществляется комплектом системы ИСАВП-РТ, установленном на локомотиве переднего (ведущего) поезда. Передача

управляющих команд на систему ИСАВП-РТ ведомого локомотива происходит по радиоканалу. Через данный радиоканал система ИСАВП-РТ ведущего локомотива также получает информацию о состоянии ведомого локомотива. Использование системы «виртуальной сцепки» также позволяет повысить провозную способность железных дорог и в то же время исключает возникновение опасных растягивающих или сжимающих сил в поезде, которые могут возникать в случае несогласованного управления локомотивами поезда при системе распределённой тяги. Данная система не требует наличия локомотивной бригады на ведомом локомотиве. Разрабатываются варианты «виртуальной сцепки» для трёх и более грузовых поездов.

Таким образом, система распределённой тяги позволяет повысить провозную способность железных дорог, хотя и является более сложным режимом с точки зрения управления поездом. Рассмотренные системы автоматического управления локомотивами поезда с системой распределённой тяги позволяют при наличии только одной локомотивной бригады управлять с головного локомотива одним или несколькими локомотивами, распределёнными по длине поезда. Данные системы позволяют обеспечить как синхронное, так и асинхронное управление локомотивами в зависимости от параметров поезда и параметров его движения. В ряде систем для оценки величин возникающих в поезде продольных сил и протекающих переходных процессов применяется математическая модель поезда.

#### **1.4 Методы исследования продольных колебаний поезда**

Теоретическими и экспериментальными исследованиями продольных колебаний подвижного состава, в том числе с помощью динамических моделей поезда занимались А. А. Бакман, С. И. Баташов, Е. П. Блохин, М. Ф. Вериги, С. В. Вершинский, А. У. Галеев, П. Т. Гребенюк, В. Н. Данилов, С. В. Дувалян, Н. Е. Жуковский, В. Г. Иноземцев, В. А. Лазарян, Л. А. Манашкин,



Л. А. Мугинштейн, Б. Д. Никифоров, Л. Н. Никольский, Н. А. Панькин, В. Я. Першин, Ю. И. Першиц, О. Е. Пудовиков, В. П. Терещенко, А. И. Тимошук, А. М. Филимонов, В. Д. Хусидов, Р. Г. Черепашенец, Ю. М. Черкашин и другие отечественные учёные. Ими предложены различные модели поезда и методы исследования продольных колебаний в поезде.

Существует несколько моделей поезда, отражающих различные особенности поезда как исследуемого объекта. Так, в теории тяги поездов чаще всего используется точечная модель поезда, в которой поезд рассматривается как материальная точка с массой поезда  $m$ , совершающая движение под действием приложенных к ней сил тяги  $F$ , торможения  $B$  и сопротивления движению поезда  $W$ . Согласно [80], уравнение движения поезда в этом случае записывается в виде выражения (1.1):

$$m \frac{dv}{dt} = F - W - B, \quad (1.1)$$

где:  $v$  – скорость движения поезда;

$t$  – текущее время.

Данная модель не учитывает взаимодействие экипажей поезда друг с другом, в том числе их взаимные перемещения, и поэтому не подходит для исследований динамических процессов в поезде. В то же время с конца XIX века для исследований поезда как системы тел, взаимодействующих друг с другом, предложен ряд моделей [2, 3, 21, 81, 82]. Первая подобная модель поезда в России была предложена профессором Н. Е. Жуковским, положившим начало изучению продольных колебаний в поезде. Он предложил два варианта модели поезда. В первом варианте поезд рассматривался в виде цепочки твёрдых тел, соединённых безазорными упругими связями; во втором – в виде непрерывного упругого стержня с массой локомотива, сосредоточенной на конце (континуальная модель поезда). С помощью этих моделей Жуковский оценил максимальные значения продольных сил, возникающих в межвагонных связях поезда.

Исследования Жуковского были продолжены целым рядом отечественных учёных [2, 3, 8, 21, 81-87], с которых началось активное изучение динамики подвижного состава. Было предложено ещё несколько вариантов модели поезда. Так, В. А. Лазарян впервые рассматривал поезд как упруговязкий стержень, в котором возникает как упругое, так и вязкое сопротивление деформации [82]. Наличие вязкого сопротивления позволяло учитывать рассеивание энергии в переходных режимах, а значит, гашение продольных колебаний. В ряде других работ В. А. Лазаряна [88, 89] использовалась модель поезда в виде упругого стержня с грузами по концам. В отличие от Жуковского, принимавшего допущение, что сила тяги локомотива изменяется мгновенно, В. А. Лазарян учитывал нарастание силы тяги в течение определенного времени. С. В. Вершинский, изучая движение поезда по переломам профиля пути, также рассматривал поезд как гибкий нерастяжимый стержень с массами локомотивов по концам [2].

Недостатком данных моделей является то, что они предполагают одинаковую загрузку вагонов в поезде, а также не учитывают наличие зазоров в поезде, которые оказывают значительное влияние на переходные процессы. Наличие зазоров в межвагонных связях поезда было учтено в работах Ю. И. Першица и А. У. Галеева при решении задачи трогания с места предварительно сжатого поезда [85]. Однако выбор зазоров в межвагонных связях рассматривался только при первом нагружении; было принято допущение, что дальнейших деформаций межвагонных связей не происходит. Это не позволяло оценить продольные колебания в растянутой части поезда.

Н. А. Панькин оценивал влияние нелинейности характеристик межвагонных связей на переходные процессы в поезде [90, 91] и показал, что даже после выбора зазоров в межвагонных связях поезда в нём могут возникать волны ударных взаимодействий между экипажами, приводящие к возникновению значительных динамических сил. Им же были предложены характеристики межвагонных связей, уменьшающие вероятность возникновения ударных волн.

Одна из работ А. А. Бакман [84] была посвящена решению задачи трогания сжатого поезда на участках различного профиля при условии, что продольные силы в поезде не должны превышать допустимые значения. При этом рассматривалось только ручное неавтоматизированное управление поездом и ступенчатое регулирование силы тяги локомотива. В данном исследовании использовалась модель, представляющая поезд в виде цепочки экипажей, соединённых межвагонными связями без массы. Учитывались нелинейность характеристик межвагонных связей и наличие в них зазоров.

Оценка сил в поезде, движущемся по переломам профиля пути, была впервые проведена в работе Н. Е. Жуковского [92], а также в работах [3, 82, 93, 94], выполненных Е. П. Блохиным, Л. А. Манашкиным, В. А. Лазаряном. Было выявлено влияние параметров соседних элементов профиля на уровень этих сил. В работе [2] приведены выражения для оценки максимальных величин продольных сил, возникающих в поезде при проходе перелома профиля пути. Переходные процессы в поезде при одновременном действии возмущений от перелома профиля пути и управляющего воздействия были рассмотрены в [95]; с учётом этого, были уточнены рациональные алгоритмы управления грузовым поездом. В исследованиях [2, 96] оценивалась устойчивость экипажа поезда от схода с рельсов под действием сжимающих либо растягивающих квазистатических сил.

Л. А. Мугинштейн, В. М. Абрамов, М. С. Пясик и И. А. Ябко [97] рассматривали повышение безопасности движения грузовых поездов путем ограничения продольных сил, возникающих при торможении длинносоставного грузового поезда. Это достигалось путем определения режимной карты движения конкретного поезда по конкретному участку пути, для чего на основе параметров поезда, пути и профиля заранее определялась максимально допустимая скорость движения в каждой точке пути. Такой способ ограничивает только максимально допустимые величины продольных сил, возникающие при экстренном торможении поезда и не учитывает продольные силы, возникающие в режиме тяги.

В работе [98] автором настоящего исследования показана возможность использования модели поезда в составе программного обеспечения специализированного стенда для проверки работы системы автоведения поезда вне локомотива. На данном стенде математическая модель поезда как объекта управления используется для моделирования движения поезда по командам, поступающим от физической системы автоведения. Показана возможность использования как точечной модели поезда, так и модели, представляющей поезд в виде цепочки масс экипажей, соединённых межвагонными связями. Использование последней модели позволяет оценивать качество протекающих в поезде динамических процессов при автоматическом управлении поездом.

Основные особенности продольных колебаний, возникающих в поезде при переходных режимах движения достаточно точно отражает дискретная многомассовая модель поезда, используемая во многих отечественных и зарубежных исследованиях, в которых поезд рассматривается как динамическая система. В данной модели поезд представлен как цепочка тел, обладающих массой, и соединённых друг с другом безмассовыми упруго-диссипативными связями с зазором. Один из вариантов такой модели был предложен в Днепропетровском институте инженеров транспорта (ДИИТе) [3, 21]. Данная модель используется в настоящей работе и подробно рассматривается в подразделе 2.1.

Значительное число зарубежных работ [16, 99-102] также посвящено исследованиям в области продольной динамики грузовых поездов. В ряде таких работ исследовались переходные процессы, возникающие в грузовом поезде в процессе торможения пневматическими тормозами. В работе [100] рассмотрено влияние утечек сжатого воздуха из тормозной магистрали поезда на процесс торможения поезда, в том числе на продольные силы, возникающие в поезде при торможении. В данной работе использовалась модель поезда [99] в виде цепочки масс экипажей поезда, соединённых упругими и диссипативными связями, моделирующими сцепные приборы и поглощающие аппараты поезда. Эта модель дополнялась моделью пневматических тормозов поезда. Согласно [101],

интеграция модели поезда и модели его пневматических тормозов позволяет как оценивать продольные колебания поезда при пневматическом торможении, так и определять характеристики тормозной системы, при которых повышается качество динамических процессов в поезде.

В работе [102] проведено исследование влияния длины поезда на возникающие в нём продольные колебания в процессе пневматического торможения. В данной работе поезд также рассматривается как цепочка масс локомотивов и вагонов, при этом на каждый экипаж действуют силы сопротивления движению, пневматического торможения и силы, передаваемые через межвагонные связи от других экипажей, а на локомотив дополнительно действует сила тяги либо электрического торможения.

В исследовании [16] предложены меры, направленные на предотвращение обрыва автосцепок ведомого локомотива грузового поезда весом до 20000 т с системой распределённой тяги при пневматическом торможении. Теоретические исследования оценки поперечной устойчивости автосцепок проводились на математической модели секций ведомого локомотива и соседних с ними вагонов. При этом определено наиболее частое место обрыва автосцепок (между секциями ведомого локомотива), установлены величины нагрузок на ведомый локомотив и механизм поперечной устойчивости его секций; предложены меры по повышению поперечной устойчивости автосцепок ведомого локомотива.

В работе [103] рассмотрено моделирование движения грузовых поездов с тепловозной тягой на железнодорожных маршрутах Австралии с целью оценки энергозатрат на тягу поездов, а также электроэнергии, вырабатываемой локомотивами при электродинамическом торможении. С целью повышения точности расчётов в этом исследовании также использовалась дискретная многомассовая модель поезда.

Использование в процессе математического моделирования дискретной многомассовой модели поезда зачастую требует решения системы дифференциальных уравнений достаточно высоких порядков, что повышает

затраты времени на решение такой системы уравнений. Поэтому в [13] рассмотрена гибридная математическая модель поезда, позволяющая существенно сократить время вычислений. В данной модели для одних режимов движения поезд представлен в виде цепочки масс, соединённых упруго-вязкими междвагонными связями, имеющими зазоры; для других режимов движения – в виде гибкой нерастяжимой нити с различной удельной массой [104]. Согласно [13], эти модели использовались при выборе режима ведения грузового поезда, обеспечивающего ограничение продольных динамических сил на допустимом уровне при минимизации расхода энергоресурсов на тягу поезда.

Для исследования динамики подвижного состава, в том числе продольных колебаний подвижного состава, с 1980-х годов используются различные программные комплексы, позволяющие создавать модели поезда или отдельных его экипажей для исследований, а также проводить исследования на этих моделях. Примерами этих комплексов являются *ADAMS*, «Универсальный механизм», *TDEAS* и другие. Так, программный комплекс *ADAMS*, созданный в 1980-е годы, является одним из первых наборов программ для исследований в области динамики твёрдых тел. Вскоре к данному комплексу были разработаны модификации для исследований в области железнодорожного транспорта (*ADAMS-Rail*, *VI-Rail*).

В 1990-е годы в Германии для исследований в области динамики был разработан программный пакет *Medyna*. Одной из его особенностей является возможность использования как статической координатной системы, так и подвижной. Данный комплекс используется при решении различных задач в области динамики подвижного состава, например, задачу вписывания подвижного состава в кривые, исследование контакта колеса и рельса, оценка продольных сил, возникающих в поезде, и других. Согласно [105], программный пакет *Medyna* использовался при разработке высокоскоростного электропоезда ЭС-250 «Сокол» с целью оценки его динамических показателей.

Ряд программных продуктов был разработан непосредственно для исследований в области подвижного состава. Так, специалистами железных дорог

Великобритании был создан программный комплекс *Vampire*. Несмотря на ряд ограничений на моделирование (в частности, комплекс не позволяет исследовать клиновые гасители колебаний, используемый на отечественном подвижном составе), комплекс показывает высокую точность расчетов и в настоящее время используется в различных странах мира. Группой китайских учёных Даляньского транспортного университета разработан программный комплекс *Train Air Brake and Longitudinal Dynamics Simulation System (TABLDSS)* для моделирования продольных колебаний, возникающих в грузовом поезде, а также для моделирования работы пневматических тормозов такого поезда [99, 100].

Американскими специалистами компании *Sharma Associates, Inc. (SA)* по заказу Федерального управления железных дорог США разработан *Train energy and dynamics simulator (TEDS)* – программный комплекс для моделирования продольной динамики поезда, в том числе поезда с системой распределённой тяги. Комплекс позволяет задавать составность поезда, различные режимы движения, типы упряжных приборов, состояние пути, условия окружающей среды и так далее; моделировать работу поглощающих аппаратов, пневматических и электропневматических тормозов поезда [106]. В данном комплексе используется дискретная многомассовая модель поезда, согласно которой каждый экипаж движется под действием силы тяги (для локомотива), сил сопротивления движению, тормозной силы, а также сил, передаваемых через межвагонные связи от соседних экипажей. При этом для каждого экипажа производится решение системы дифференциальных уравнений второго порядка. Комплекс имеет библиотеку с набором ряда стандартных упряжных приборов, в том числе поглощающих аппаратов.

Отечественными учеными Брянского государственного технического университета под руководством профессора Д. Ю. Погорелова в 1980-х годах для исследований в области механики транспортных объектов был разработан программный комплекс «Универсальный механизм» (УМ) [107]. К данному комплексу также разработаны программные пакеты для разработки моделей пути

и подвижного состава. «Универсальный механизм» позволяет моделировать различные профили колёс и рельсов, неровности пути, параметры экипажей и межвагонных связей, оценивать изменение динамических показателей модели при изменении её параметров. Поезд в данном программном комплексе также можно представить в виде цепочки масс, соединённых межвагонными связями (дискретной многомассовой модели). Этот программный комплекс показывает высокую точность моделирования и используется в различных отечественных исследованиях в области динамики подвижного состава [108, 109]. В настоящее время данный комплекс продолжает активно совершенствоваться.

Исследования динамики подвижного состава можно проводить и в других программных продуктах. Так, программные продукты *MathLab*, *Simulink* и некоторые другие позволяют не только проводить расчёты на созданной модели объекта, но и определять её параметры, оптимальные по выбранным критериям, что является важным преимуществом таких программных продуктов.

Широкое развитие различных сред программирования позволяет также создавать модель объекта исследований без использования специальных программных пакетов – путём написания программы на выбранном языке программирования в выбранной программной среде. Примерами таких программных сред являются *Visual Studio*, *Delphi IDE*, *Borland C++ Builder*. Каждая из этих сред позволяет создавать приложения с графическим интерфейсом для ввода исходных данных в программу и вывода результатов. Среда *Visual Studio* позволяет использовать языки программирования *C++*, *Java*, *Visual Basic* и другие; среда *Delphi IDE* – языки программирования *Delphi* и *C++*; *Borland C++ Builder* – язык программирования *C++*. В настоящей работе исследования проводились методами математического моделирования на модели САУ скоростью грузового поезда, включающей в себя дискретную многомассовую модель поезда и реализованной в программной среде *Borland C++ Builder*.

Таким образом, известны несколько моделей поезда для исследований возникающих в нём продольных колебаний. При разработке САУ скоростью



грузового поезда целесообразно использовать модель, которая наиболее полно отражала бы особенности поезда, как системы твердых тел, связанных друг с другом упруго-вязкими межвагонными связями, имеющими зазоры. Этим требованиям в наибольшей степени удовлетворяет дискретная многомассовая модель поезда.

### **1.5 Постановка цели и задач исследования**

Из проведенного обзора систем управления тягового подвижного состава следует, что к настоящему времени благодаря широкому распространению микропроцессорных систем управления разработано значительное количество систем автоведения и автоматического управления скоростью. Ряд этих систем способны учитывать переходные процессы в поезде, а также управлять несколькими локомотивами, распределёнными по поезду. Современные САУ скоростью, как правило, входят в состав систем автоведения, входящих в состав микропроцессорной системы управления локомотивом.

Вследствие роста мощности локомотивов, веса и скорости движения грузовых поездов, применения поездов с системой распределённой тяги необходимо, с целью повышения безопасности движения поездов, а также пропускной и провозной способности железных дорог, дальнейшее совершенствование САУ скоростью грузовых поездов в направлении использования в составе системы управления средств, позволяющих оценивать продольные силы, действующие в поезде при его движении по участку пути под действием тяговых и тормозных средств, а также сил основного и дополнительного сопротивлений движению и выполнять адаптацию параметров системы автоматического управления, а также реализуемых алгоритмов управления в зависимости от результатов выполненной оценки. Целью данной работы является совершенствование структуры и алгоритмов системы автоматического управления

скоростью локомотива, позволяющей для повышения качества управления выполнять оценку состояния межвагонных связей поезда, а также учитывать массу поезда и число вагонов в нём.

Для достижения поставленной цели следует необходимость решения следующих задач:

1 разработка структуры системы автоматического управления скоростью локомотива грузового поезда, алгоритмы и параметры которой определяются результатами выполнения оценки состояния межвагонных связей поезда, массой поезда и числом его вагонов;

2 разработка алгоритмов работы функциональных устройств САУ скоростью;

3 разработка способа оценки состояния межвагонных связей поезда применительно к САУ скоростью на основании информации о действующих на поезд внешних силах, а также о среднем значении ускорения поезда;

4 выбор методики и решение задачи параметрического синтеза САУ скоростью;

5 оценка влияния величин параметров САУ на показатели качества управления;

6 уточнение математической модели пружинно-фрикционного поглощающего аппарата современного типа.

Решение вышеперечисленных задач рассмотрено в последующих разделах данной работы. При решении этих задач использовались методы теории тяги поездов, теории автоматического управления, имитационного моделирования, а также методы оптимизации.

## 1.6 Выводы по первому разделу

1 На основании анализа опубликованных работ следует, что ошибочное или нерациональное управление тяговыми и тормозными средствами локомотивов является фактором, создающим угрозу безопасности движения из-за возможного обрыва автосцепок вследствие возникновения значительных продольных динамических сил в поезде.

2 Повышению безопасности движения за счёт снижения влияния на процессы управления человеческого фактора способствует применение средств автоматизации управления. В ряде случаев, например, при использовании технологии «виртуальная сцепка», применение средств автоматизации является обязательным.

3 Целесообразно применение адаптивной системы автоматического управления скоростью, позволяющей учесть все особенности объекта управления и изменяющихся эксплуатационных факторов.

4 Использование многомассовой модели позволяет получить наиболее достоверные результаты при исследовании переходных режимов движения поезда.

## **2 МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТЬЮ ДВИЖЕНИЯ ЛОКОМОТИВА**

### **2.1 Функциональная схема системы автоматического управления скоростью грузового поезда**

Как отмечалось [10, 22, 33, 37], повышению экономической эффективности и железнодорожного транспорта и безопасности движения поездов способствует применение систем автоматического управления скоростью движения поездов, работающих как самостоятельное средство автоматизации управления, так и в составе системы управления более высокого уровня, например, системы автоведения. Наивысшего качества управления в технических системах достигают, располагая наибольшим объёмом информации о воздействиях и возмущениях, действующих на систему, а также о процессах, происходящих с ней под действием управляющих воздействий. Применительно к САУ скоростью грузового поезда повышению качества управления способствует такой способ управления тяговыми и тормозными средствами локомотива, при котором учитывается информация о параметрах поезда (длине, числе вагонов и их массе), а также о динамических процессах, возникающих в нём [55].

На рисунке 2.1 показана функциональная схема САУ скоростью локомотива грузового поезда, разработанной в ходе настоящего исследования и реализующей предложенный метод оценки продольных сил с целью оценки преобладающего состояния межвагонных связей поезда. Особенностью данной САУ является изменение силы тяги (торможения) локомотива с учётом величин продольных сил, действующих в поезде и оценочного состояния межвагонных связей поезда (растянутое или сжатое), методика оценки которых будет рассмотрена далее в подразделе 2.12.



машиниста  $3v$  – значение заданной скорости  $v_3^2$ . Данные величины поступают в устройство выбора минимального значения ИЛИ-*min1*, которое выбирает наименьшее значение заданной скорости  $v_3$  и передаёт его в промежуточное устройство ПУ1. Данные о параметрах грузового поезда (число вагонов, их тип, вес и другие) вводятся машинистом в систему через задатчик параметров поезда ЗПП. Из него данная информация поступает в модуль адаптации А и промежуточное устройство ПУ4. Данные об участке пути, по которому движется поезд (параметры элементов профиля, параметры кривых и другие) находятся в электронной карте ЭК, откуда также поступают в модуль адаптации А и промежуточное устройство ПУ4. Модуль адаптации А на основе параметров поезда и параметров пути и профиля определяет величины основных параметров САУ скоростью локомотивов поезда. Параметры САУ ведущего локомотива (доля ускорения  $x_{11}$ , постоянные времени  $T_{11}$  и  $T_{21}$ ; коэффициенты  $k_{\text{раст1}}$  и  $k_{\text{сж1}}$ ; коэффициенты регулятора скорости – пропорциональный  $k_{\text{рег1}}$ , и интегральный  $T_{\text{рег1}}$ ) поступают в промежуточные устройства ПУ2, ПУ5 и ПУ3. При наличии в поезде ведомого локомотива параметры его САУ ( $x_{12}$ ,  $T_{12}$ ,  $T_{22}$ ,  $k_{\text{раст2}}$ ,  $k_{\text{сж2}}$ ,  $k_{\text{рег2}}$ ,  $T_{\text{рег2}}$ ) через устройство связи, использующее, например, технологии радиоканала, поступают на ведомый локомотив поезда. На основе параметров пути и поезда, величины фактической измеренной скорости  $v_{\text{ф1}}^*$ , значений силы тяги (торможения) локомотивов поезда  $F''_{31}$  ( $B''_{31}$ ) и  $F''_{32}$  ( $B''_{32}$ ) промежуточное устройство ПУ4 определяет величины продольных сил, возникающих в поезде. При этом значение силы тяги (торможения) ведомого локомотива  $F''_{32}$  ( $B''_{32}$ ) поступает в устройство ПУ4 через устройство связи.

Массив величин продольных сил  $[S_p]$  из устройства ПУ4 передаётся в промежуточное устройство ПУ1 – устройство корректировки заданной скорости (заданного ускорения). Данное устройство на основе заданной скорости  $v_3$  формирует значения заданной скорости и заданного ускорения локомотивов поезда. Также ПУ1 на основе массива величин продольных сил определяет величину коэффициента устойчивости против схода с рельсов для каждого

экипажа поезда. Если величина коэффициента устойчивости какого-либо экипажа становится ниже значения, допустимого по условиям безопасности движения, ПУ1 изменяет величину заданного ускорения либо заданной скорости одного из локомотивов поезда. Значения заданных скорости и ускорения ведущего локомотива  $v_{31}''$  и  $a_{31}''$  поступают в промежуточное устройство ПУ2. Промежуточное устройство ПУ2 является задатчиком интенсивности. При изменении машинистом (системой автоведения) величины заданной скорости, которое как правило, происходит скачкообразно, ПУ2 обеспечивает плавное изменение во времени величины заданной скорости – от предыдущего заданного значения до нового, что улучшает характер протекания переходных процессов в поезде. Данное изменение происходит по определённом закону с учётом величины фактической измеренной скорости  $v_{\phi 1}^*$ , параметров системы управления, сформированных модулем адаптации; а также преобладающего состояния межвагонных связей поезда (растянутое либо сжатое), оценка которого выполняется в промежуточном устройстве ПУ5. Данное устройство оценивает состояние межвагонных связей на основе массива величин продольных сил  $[S_p]$ . Из устройства ПУ5 информация о состоянии поезда поступает в устройство ПУ2, которое с учётом состояния поезда выбирает определённую переходную функцию  $f(t)$ , интегрирование которой обеспечивает плавное изменение величины выходного сигнала ПУ2. С выхода ПУ2 сглаженное значение заданной скорости  $v_{31}$  поступает в устройство сравнения УС, которое вычисляет величину рассогласования  $\Delta v_1$ , равную разнице величины заданной скорости на выходе задатчика интенсивности  $v_{31}$  и величины фактической измеренной скорости  $v_{\phi 1}^*$ . Полученная величина рассогласования поступает в промежуточное устройство ПУ3 – пропорционально-интегральный регулятор скорости, который на основе данной величины, а также параметров закона управления ( $k_{пер1}$ ,  $T_{пер1}$ ) вычисляет величину требуемой силы тяги (торможения)  $F_{31}$  ( $B_{31}$ ), поступающую в устройство выбора минимального значения ИЛИ-*min2*. Устройство ограничений УО на основе величины фактической измеренной скорости  $v_{\phi 1}^*$  определяет максимально

допустимую величину силы тяги (торможения)  $F_{\text{огр1}}$  ( $B_{\text{огр1}}$ ), которая также поступает в устройство ИЛИ-*min2*. Из двух величин силы тяги (торможения) – заданной регулятором скорости и максимально допустимой устройством ИЛИ-*min2* выбирает наименьшую. Тем самым обеспечивается соблюдение необходимых ограничений тяговых (тормозных) характеристик локомотива. Значение силы тяги (торможения)  $F''_{\text{з1}}$  ( $B''_{\text{з1}}$ ) с выхода ИЛИ-*min2* передаётся в исполнительное устройство ИСУ, представляющее собой автоматизированный тяговый электропривод. На выходе исполнительного устройства формируется фактическая величина силы тяги (торможения)  $F_{\text{эл1}}$  ( $B_{\text{эл1}}$ ). Данная сила вместе с силами основного и дополнительно сопротивления движению ( $W_0$  и  $W_{\text{д}}$ ) воздействует на объект управления ОУ – грузовой поезд. Фактическая скорость движения локомотива поезда  $v_{\text{ф1}}$  поступает на вход измерительного тракта и измеряется датчиками скорости – измерительными устройствами ИУ, реализующими принцип частотно-импульсной модуляции. На выходе ИУ формируется значение фактической измеренной скорости  $v_{\text{ф1}}^*$ , которое поступает в различные устройства данной САУ скоростью, рассмотренные выше.

По сравнению с САУ скоростью, взятой в качестве прототипа [55, 84], в данной САУ не применяется эталонная модель поезда. Вместо её элементов используются модуль адаптации А и промежуточное устройство ПУ4. Как уже указано выше, в модуле адаптации А на основе параметров поезда, пути и профиля происходит определение параметров системы управления, а в промежуточном устройстве ПУ4 методом, рассмотренным в подразделе 2.12, осуществляется определение величин продольных сил для всех межвагонных связей поезда в каждый момент времени.

САУ скоростью содержит промежуточное устройство ПУ5, которое является устройством оценки состояния межвагонных связей поезда (растянутое либо сжатое). Оценка преобладающего состояния межвагонных связей поезда производится на основе массива продольных сил, полученного из устройства ПУ4. Информация о состоянии межвагонных связей из устройства ПУ5 поступает в



устройство ПУ2, где происходит выбор алгоритма изменения силы тяги (торможения) в зависимости от фактического состояния поезда. Это позволяет в ряде случаев сократить время переходного процесса и повысить среднюю скорость движения без ухудшения качества протекающих в поезде переходных процессов [110]. Подробнее работа устройств ПУ5 и ПУ2 описана в подразделах 2.3 и 2.4.

## **2.2 Способ изменения силы тяги (торможения) локомотива с учётом состояния межвагонных связей поезда**

Одна из существующих САУ скоростью [50], разработанная для локомотива грузового поезда, обеспечивает снижения продольных динамических сил в переходных режимах движения путём обеспечения плавного изменения скачкообразно изменяющегося сигнала, поступающего с выхода задатчика скорости, с помощью специального устройства – задатчика интенсивности (ЗИ). Данное устройство с целью уменьшения величин продольных сил, возникающих при растяжении (сжатии) поезда, осуществляет плавное изменение выходного значения заданной скорости в два этапа. На первом этапе значение заданной скорости возрастает (убывает) с минимальной интенсивностью. При этом происходит растяжение (сжатие) поезда с минимальным ускорением и постепенным выбором зазоров в межвагонных соединениях, что ограничивает возникающие в них продольные динамические силы. После завершения растяжения (сжатия) поезда начинается второй этап изменения выходного сигнала задатчика интенсивности. На этом этапе значение заданной скорости на выходе ЗИ возрастает (убывает) до заданного машинистом с нормальной интенсивностью, что соответствует разгону (торможению) поезда до заданной скорости с максимальным ускорением (замедлением).

Задатчик интенсивности данной САУ скоростью [50] базируется на звене, реализующем передаточную функцию апериодического звена второго порядка. Во время первой ступени разгона (торможения) его передаточная функция  $f_1(t)$  определяется следующим образом

$$f_1(t) = x_1 a_3^* \left[ 1 - \frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_1}\right) + \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_2}\right) \right], \quad (2.1)$$

где  $x_1$  – доля ускорения (замедления), реализуемого во время первой ступени разгона или торможения от заданного ускорения (замедления) локомотива;

$a_3^*$  – заданное ускорение (замедление) локомотива;

$T_1, T_2$  – постоянные времени задатчика интенсивности;

$t$  – текущее время.

Первая ступень разгона (торможения) реализуется в течение определённого времени трогания  $t_{тр}$ , которое требуется для растяжения поезда, находящегося в сжатом состоянии [50]

$$t_{тр} = \sqrt{\frac{2(N-1) \cdot \Delta_{0i}}{x_1 a_3^*}} + \sqrt{\frac{2 \cdot \sum_{i=1}^N \Delta_{api}}{x_1 a_3^*}}, \quad (2.2)$$

где  $N$  – число экипажей поезда;

$\Delta_{0i}$  – начальный зазор в  $i$ -й межвагонной связи (в расчётах его значение принято одинаковым для всех межвагонных связей);

$\sum_{i=1}^N \Delta_{api}$  – суммарное максимальное растяжение межвагонных связей.

Принимая допущение о постоянстве силы тяги при трогании поезда и о том, что продольные силы в межвагонных связях поезда распределяются по линейному закону, величину  $\sum_{i=1}^N \Delta_{api}$  можно оценить по формуле:

$$\sum_{i=1}^N \Delta_{api} = \sum_{i=1}^N \frac{(F_{maxп} / (N - 1)) \cdot i}{k_{hi}}, \quad (2.3)$$

где  $F_{maxп}$  – максимальное значение силы тяги локомотива при трогании поезда;

$k_{hi}$  – жёсткость поглощающего аппарата автосцепки поезда при нагружении.

Во время второго этапа разгона (торможения) ЗИ, в дополнение к (2.1), реализует аналогичную передаточную функцию  $f_2(t)$

$$f_2(t) = (1 - x_1)a_3^* \left[ 1 - \frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t - t_{\text{тр}}}{T_1}\right) + \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t - t_{\text{тр}}}{T_2}\right) \right]. \quad (2.4)$$

Поскольку на первом этапе разгона (торможения) ЗИ реализует только функцию  $f_1(t)$ , а на втором – функции  $f_1(t)$  и  $f_2(t)$ , то общая передаточная функция ЗИ  $f(t)$  описывается формулами (2.5 и 2.6) для первого и второго этапов соответственно

$$f(t) = f_1(t); \quad (2.5)$$

$$f(t) = f_1(t) + f_2(t). \quad (2.6)$$

Выходным сигналом ЗИ является величина, полученная в результате интегрирования промежуточной переменной  $f(t)$ .

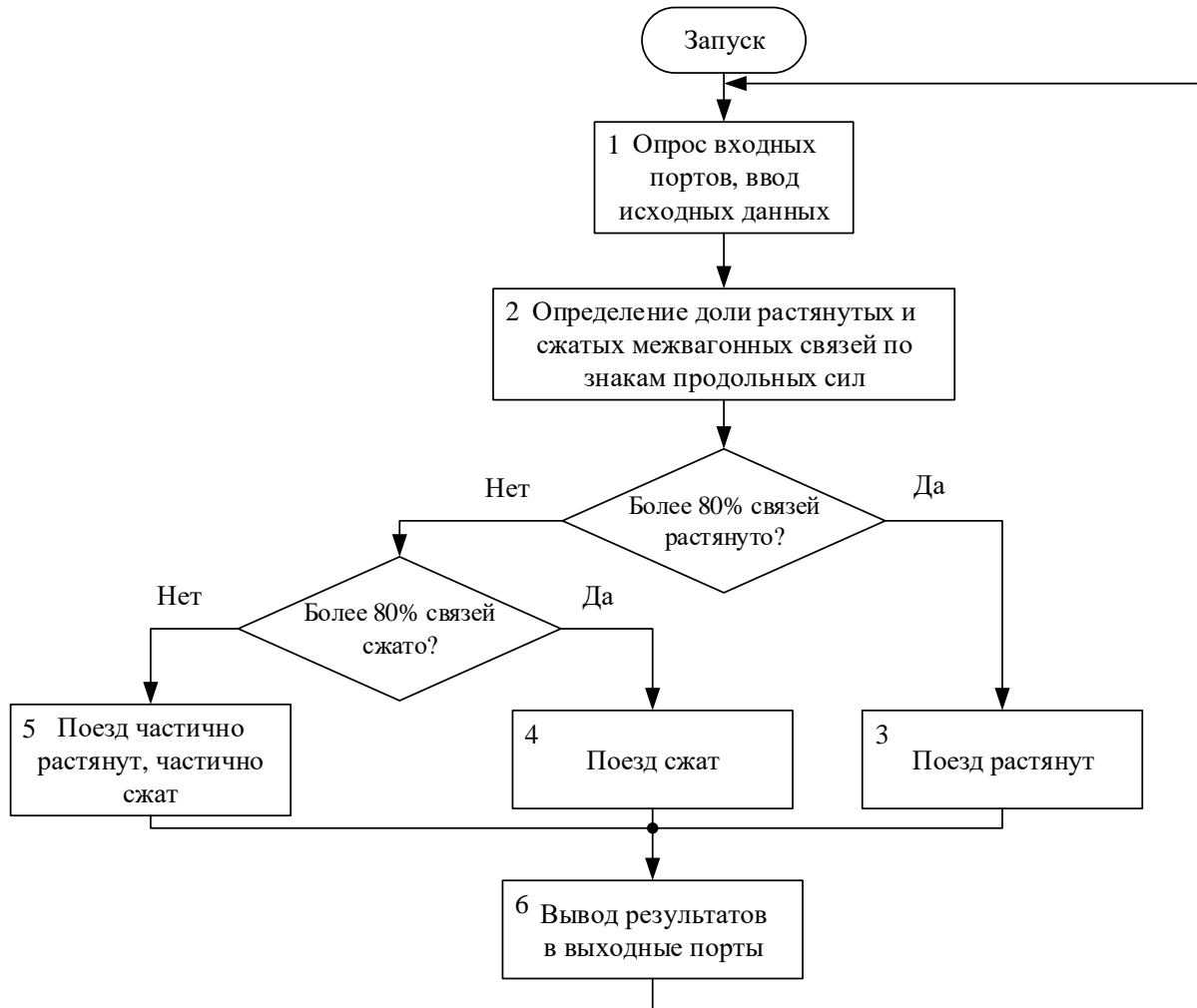
Степень растяжения (сжатия) поезда перед очередным разгоном (торможением) в пути следования может быть различной, поэтому рассмотренный двухэтапный способ изменения силы тяги (торможения) поезда, представляющий собой жёстко заданный алгоритм, требуется не всегда [111]. Как известно, при разгоне поезда с растянутыми междвагонными соединениями либо при торможении поезда, большая часть междвагонных соединений которого сжата, в нём почти не возникает продольных динамических сил из-за отсутствия зазоров в междвагонных связях. Разгон (торможение) такого поезда допустимо сразу осуществлять с максимальным ускорением (замедлением) [112]. Следовательно, в этом случае алгоритм управления может быть реализован в один этап с применением переходной функции (2.6). Переход от двухэтапного алгоритма управления к одноэтапному (там, где это допустимо по условиям переходных процессов в поезде) обеспечит сокращение времени разгона (торможения), что несколько повысит среднюю скорость движения и пропускную способность железной дороги. Сокращение времени разгона поезда также несколько повысит экономию топливно-энергетических ресурсов на тягу поездов.

Поэтому в разработанной САУ предусмотрен автоматический выбор алгоритма изменения силы тяги (торможения) поезда. В зависимости от заданного режима движения (разгон либо торможение) и состояния межвагонных связей поезда (растянутое либо сжатое) перед началом разгона (торможения) новая САУ обеспечивает изменение силы тяги (торможения) локомотива поезда в один или два этапа. Оценка состояния межвагонных связей поезда выполняется устройством ПУ5 усовершенствованной САУ, работа которого рассмотрена в подразделе 2.3. В зависимости от результатов оценки устройство ПУ2 – задатчик интенсивности САУ скоростью – осуществляет выбор передаточной функции и изменение величины заданной скорости на основе выбранной функции. Работа устройства ПУ2 рассмотрена в подразделе 2.4.

### **2.3 Устройство оценки состояния межвагонных связей поезда**

Промежуточное устройство ПУ5 является устройством оценки преобладающего состояния межвагонных связей поезда. Оно осуществляет оценку степени растяжения (сжатия) межвагонных связей на основе массива величин расчётных продольных сил, расчёт которых выполняется в устройстве ПУ4 для каждой межвагонной связи. Схема алгоритма работы устройства ПУ5 приведена на рисунке 2.2.

Для оценки состояния каждой межвагонной связи устройство ПУ5 оценивает знак расчётной продольной силы, определённой для данной межвагонной связи. Если величина расчётной продольной силы положительна, состояние межвагонной связи оценивается как растянутое; если отрицательна – как сжатое. Далее устройство ПУ5 определяет долю растянутых и долю сжатых межвагонных связей в поезде и на основе этих величин определяет величину  $C$ , характеризующую преобладающее состояние межвагонных связей поезда (растянутое, сжатое либо промежуточное).



**Рисунок 2.2 – Схема алгоритма работы устройства ПУ5 оценки состояния преобладающего состояния междвагонных связей поезда**

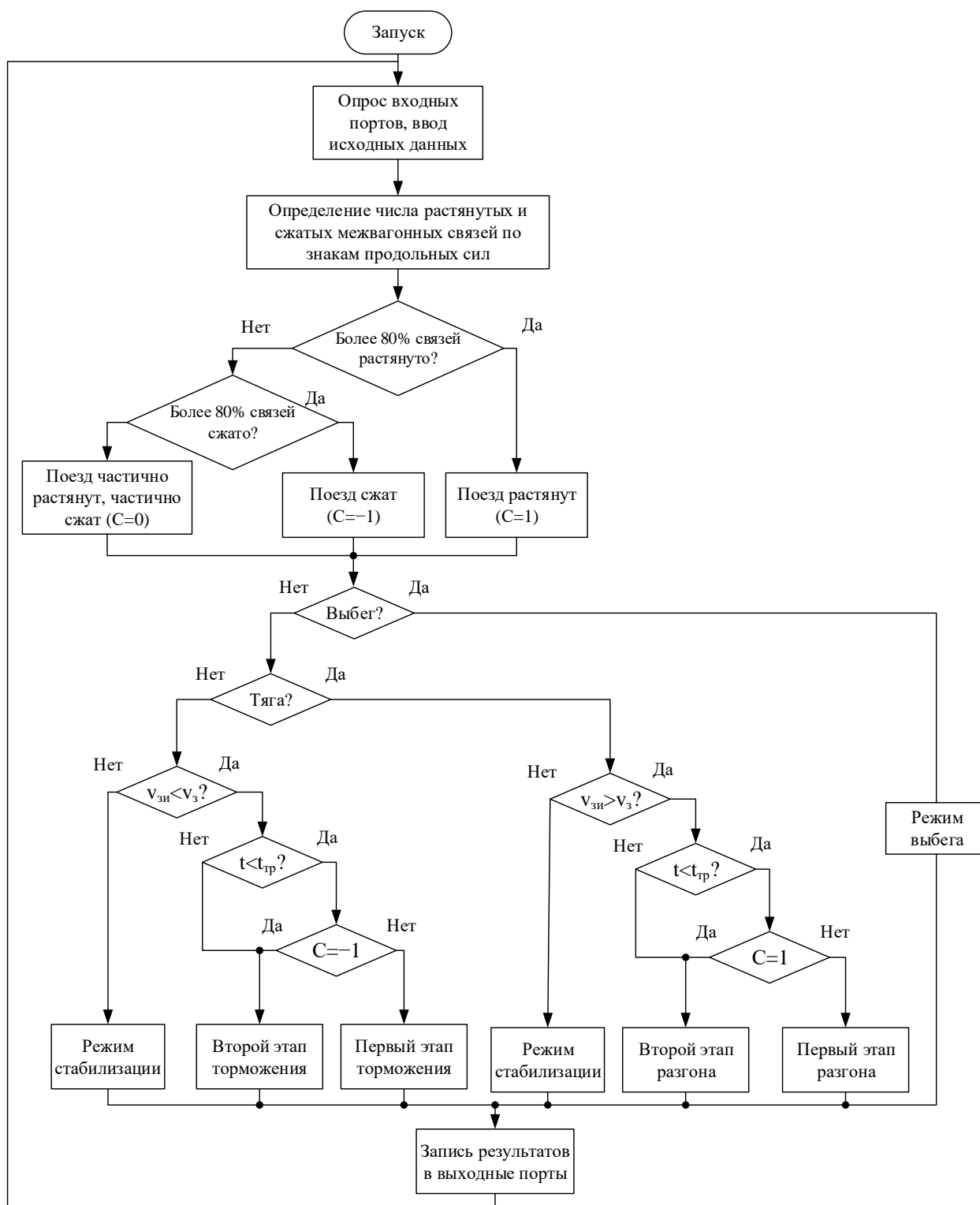
Определение величины  $C$  выполняется элементом, обладающим характеристикой трёхпозиционного реле с зоной нечувствительности

$$C = \begin{cases} 1, & \text{если } n_{\text{раст}} \geq k_{\text{раст}}; \\ -1, & \text{если } n_{\text{сж}} \geq k_{\text{сж}}; \\ 0, & \text{если } n_{\text{раст}} < k_{\text{раст}} \wedge n_{\text{сж}} < k_{\text{сж}}, \end{cases} \quad (2.7)$$

где  $n_{\text{раст}}, n_{\text{сж}}$  – доли растянутых и сжатых междвагонных связей соответственно от общего числа связей в поезде;

$k_{\text{раст}}, k_{\text{сж}}$  – пороговые значения долей растянутых и сжатых междвагонных связей соответственно.

Если доля растянутых междвагонных связей превышает определённое пороговое значение  $k_{\text{раст}}$ , преобладающее состояние междвагонных связей поезда оценивается устройством ПУ5 как растянутое ( $C = 1$ , рисунок 2.3).



$v_з$  – значение заданной скорости;  $v_{зи}$  – сглаженное значение заданной скорости;  
 $t$  – текущее время;  $t_{тр}$  – время трогания поезда;  $C$  – преобладающее состояние междвагонных связей

**Рисунок 2.3 – Схема общего алгоритма работы устройства ПУ5 оценки состояния поезда и устройства ПУ2 – задатчика интенсивности**

Если доля растянутых межвагонных связей меньше порогового значения  $k_{\text{раст}}$  (поезд не растянут), устройство ПУ5 сравнивает долю сжатых межвагонных связей  $n_{\text{сж}}$  с пороговым значением  $k_{\text{сж}}$ . Если доля сжатых межвагонных связей  $n_{\text{сж}}$  превышает пороговое значение  $k_{\text{сж}}$ , состояние поезда оценивается устройством ПУ5 как сжатое ( $C = -1$ ). И наоборот, если доля сжатых межвагонных связей также не превышает порогового значения  $k_{\text{сж}}$ , состояние поезда оценивается как частично растянутое, частично сжатое ( $C = 0$ , рисунок 2.3).

Информация о состоянии поезда из устройства ПУ5 передаётся в устройство ПУ2, которое использует эту информацию в процессе сглаживания скачкообразно изменяющегося значения заданной скорости.

Пороговые доли растянутых и сжатых межвагонных связей  $k_{\text{раст}}$  и  $k_{\text{сж}}$ , при превышении которых преобладающее состояние межвагонных связей поезда считается растянутым (сжатым), для пробных расчётов были приняты равными 80 %. В дальнейшем эта величина определялась путем решения задачи параметрического синтеза САУ.

Общий алгоритм оценки состояния межвагонных связей поезда и выбора способа изменения силы тяги (торможения) данной САУ показан на рисунке 2.3. Этот алгоритм реализован в промежуточных устройствах ПУ5 и ПУ2, алгоритмы работы которых подробно рассмотрены в подразделах 2.3 и 2.4. Описание этого алгоритма также дано в [110, 111].

## **2.4 Задатчик интенсивности системы автоматического управления скоростью**

Задатчик интенсивности САУ, обозначенный в её функциональной схеме как промежуточное устройство ПУ2, служит для плавного изменения во времени величины заданной скорости после её скачкообразного изменения машинистом

или системой автоведения. Характер плавного изменения заданной скорости на выходе устройства ПУ2 определяется характером изменения заданной скорости, наличием либо отсутствием команд перехода на выбег, а также состоянием межвагонных связей поезда, оценка которого осуществляется устройством ПУ5. В качестве прототипа данного устройства использовано сглаживающее устройство САУ скоростью грузового поезда, выполняющее ряд аналогичных функций [50].

Схема алгоритма работы устройства ПУ2 усовершенствованной САУ показана на рисунке 2.4; схемы алгоритмов работы отдельных модулей устройства ПУ2 – на рисунках 2.5-2.10.

В модуле 1 алгоритма работы устройства ПУ2 (рисунок 2.4) выполняется опрос значений сигналов, поступающих из других устройств САУ, в модуле 2 – определение усреднённого значения фактического ускорения локомотива и выбор режима работы САУ (тяга или торможение).

Определение фактического ускорения локомотива происходит на основе информации о фактической измеренной скорости локомотива. Для этого на каждом периоде измерения скорости длительностью  $T_{и}$  осуществляется вычисление производной  $a'_{\phi}$  от фактической измеренной скорости  $v_{\phiи}$ . Определение производной происходит на основе информации о значениях фактической измеренной скорости на текущем и трёх предыдущих периодах измерения скорости, соответствующих моментам времени  $t$ ;  $t - T_{и}$ ;  $t - 2T_{и}$ ;  $t - 3T_{и}$ .

Поэтому на первых от начала движения периодах измерения скорости величина производной  $a'_{\phi}$  от фактической измеренной скорости  $v_{\phiи}$  вычисляется по формуле

$$a'_{\phi} = \frac{v(t) - v_{\phiи}(t - T_{и})}{T_{и}}. \quad (2.8)$$



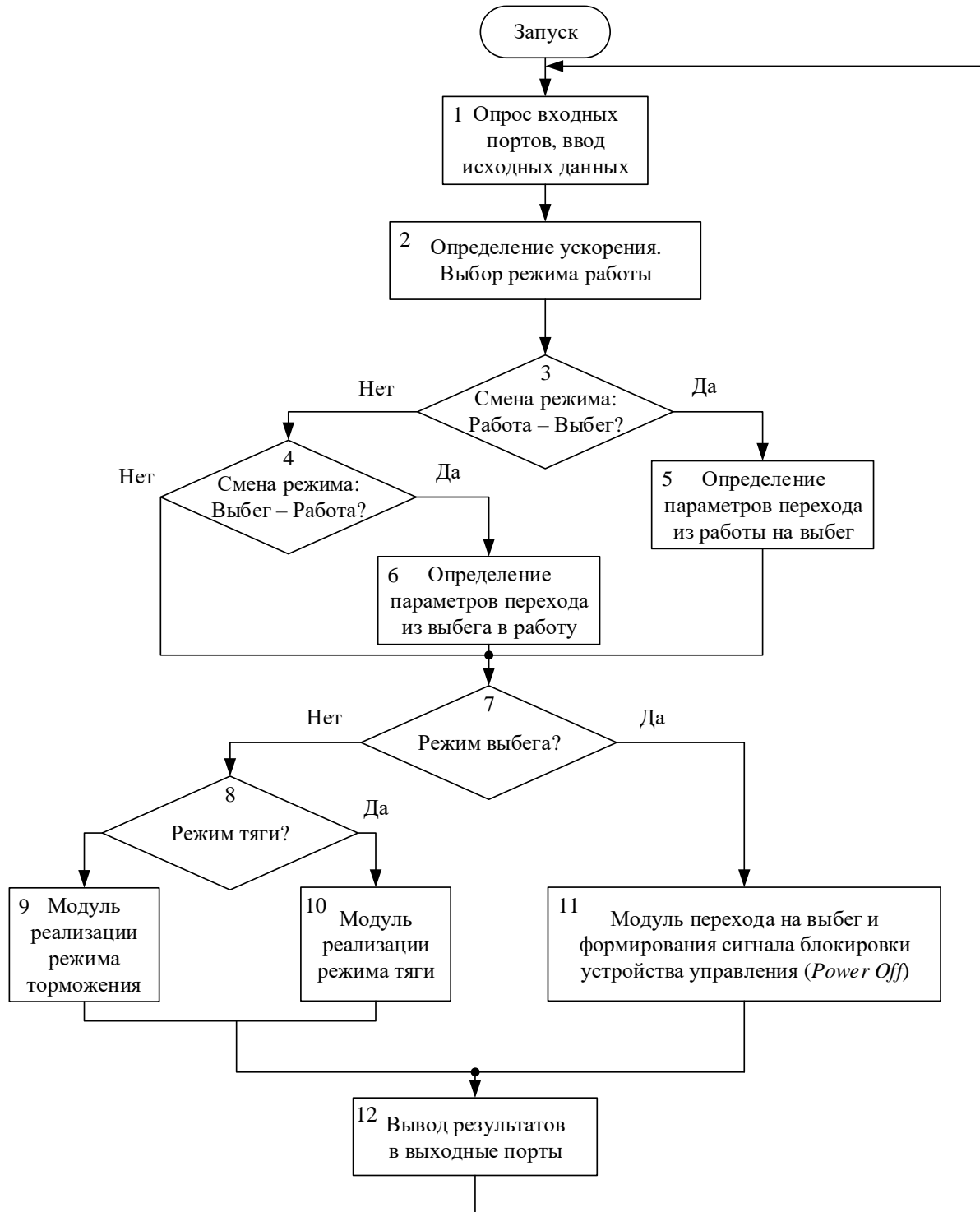


Рисунок 2.4 – Схема алгоритма работы датчика интенсивности САУ (устройства ПУ2)

На последующих периодах измерения скорости величина производной  $a'_{\phi}$  от фактической измеренной скорости  $v_{\phiи}$  вычисляется на основе информации о четырёх последних значениях фактической измеренной скорости

$$a'_{\phi} = \frac{-v_{\phiи}(t) + 8v_{\phiи}(t - T_{и}) - 8v_{\phiи}(t - 3T_{и}) + v_{\phiи}(t - 4T_{и})}{12T_{и}}. \quad (2.9)$$

Длительность одного периода измерения скорости принята равной  $T_{и} = 0,1$  с. Поэтому значение фактической измеренной скорости  $v_{\phiи}$  обновляется с шагом 0,1 с и определяется как среднее значение фактической скорости движения за период измерения. При выполнении моделирования работы САУ значение фактической скорости, поступающее на вход тракта измерения скорости, обновляется на каждом шаге интегрирования, длительность которого принята равной 0,005 с.

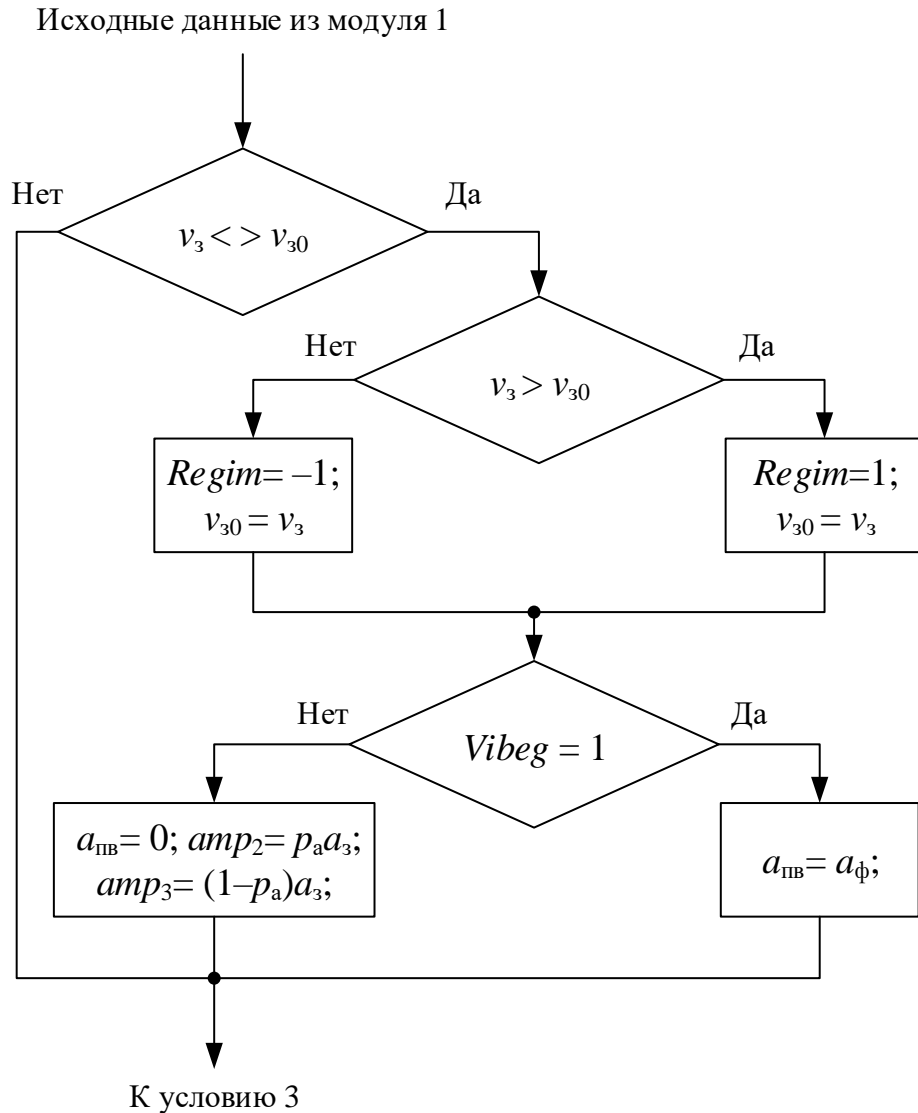
Чтобы исключить влияние на измерение скорости продольных колебаний экипажей поезда, на основе производной от фактической скорости определяется усреднённое значение фактического ускорения движения локомотива  $a_{\phi}$  за время  $\Delta t_a$

$$a_{\phi} = \frac{1}{\Delta t_a} \int_t^{t+\Delta t_a} a'_{\phi} dt. \quad (2.10)$$

Величина промежутка времени  $\Delta t_a$  на основании пробных расчётов принята равной 3 с. Вычисление усредненного значения фактического ускорения происходит в конце каждого периода измерения скорости (с шагом 0,1 с).

В модуле 2 также выполняется выбор режима работы САУ (тяга или торможение) в зависимости от характера изменения машинистом либо системой автоведения величины заданной скорости. Алгоритм выбора режима работы САУ показан на рисунке 2.5.

Модуль выбора режима работы САУ функционирует следующим образом. Если величина заданной скорости в текущий момент времени  $v_з$  равна величине заданной скорости в предыдущий момент времени  $v_{з0}$ , в модуле 2 не выполняется каких-либо действий и управление передаётся блоку условия 3. Если величина заданной скорости увеличилась, выбирается режим разгона (значение переменной *Regim* становится равным 1), а если величина заданной скорости уменьшилась – режим торможения (значение переменной *Regim* становится равным –1).



**Рисунок 2.5 – Схема алгоритма работы модуля 2 выбора режима работы устройства ПУ2**

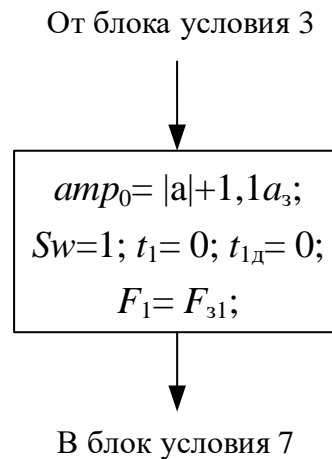
В случае изменения величины заданной скорости проверяется также наличие команды перехода на выбег. Если этой команды не поступает (переменная  $Vibeg = 0$ ), происходит определение значений внутренних переменных  $amp_2$  и  $amp_3$ , которые далее используются в модуле 10 реализации режима тяги и модуле 9 реализации режима торможения. В противном случае (если переменная  $Vibeg = 1$ ), происходит определение значения внутренней переменной  $a_{пв}$ , величина которой равна величине фактического ускорения в момент начала перехода на выбег.

Работу модуля 2 можно описать системой уравнений

Если  $v_3 \neq v_{30}$ :

$$\begin{cases} (Regim = 1) \wedge (Regim = 1), \text{ если } (v_3 < v_{30}) \wedge (v_3 > v_{30}); \\ \quad \quad \quad v_{30} = v_3; \\ (a_{пв} = a_{\phi}) \wedge (a_{пв} = 0; amp_2 = p_a a_3; amp_3 = (1 - p_a) a_3), \\ \quad \quad \quad \text{если } (Vibeg = 1) \wedge (Vibeg = 0). \end{cases} \quad (2.11)$$

Далее устройство ПУ2 двумя условиями (3 и 4) проверяет наличие команды перехода из режима тяги (торможения) в режим выбега, и наоборот. Если предыдущее значение переменной *Vibeg* равно 0, а текущее значение переменной *Vibeg* стало равно 1 (поступила команда перехода на выбег и условие 3 выполняется), управление переходит к модулю 5 определения параметров перехода из работы на выбег. Алгоритм работы этого модуля представлен на рисунке 2.6.



**Рисунок 2.6 – Схема алгоритма работы модуля 5 определения параметров перехода из работы на выбег устройства ПУ2**

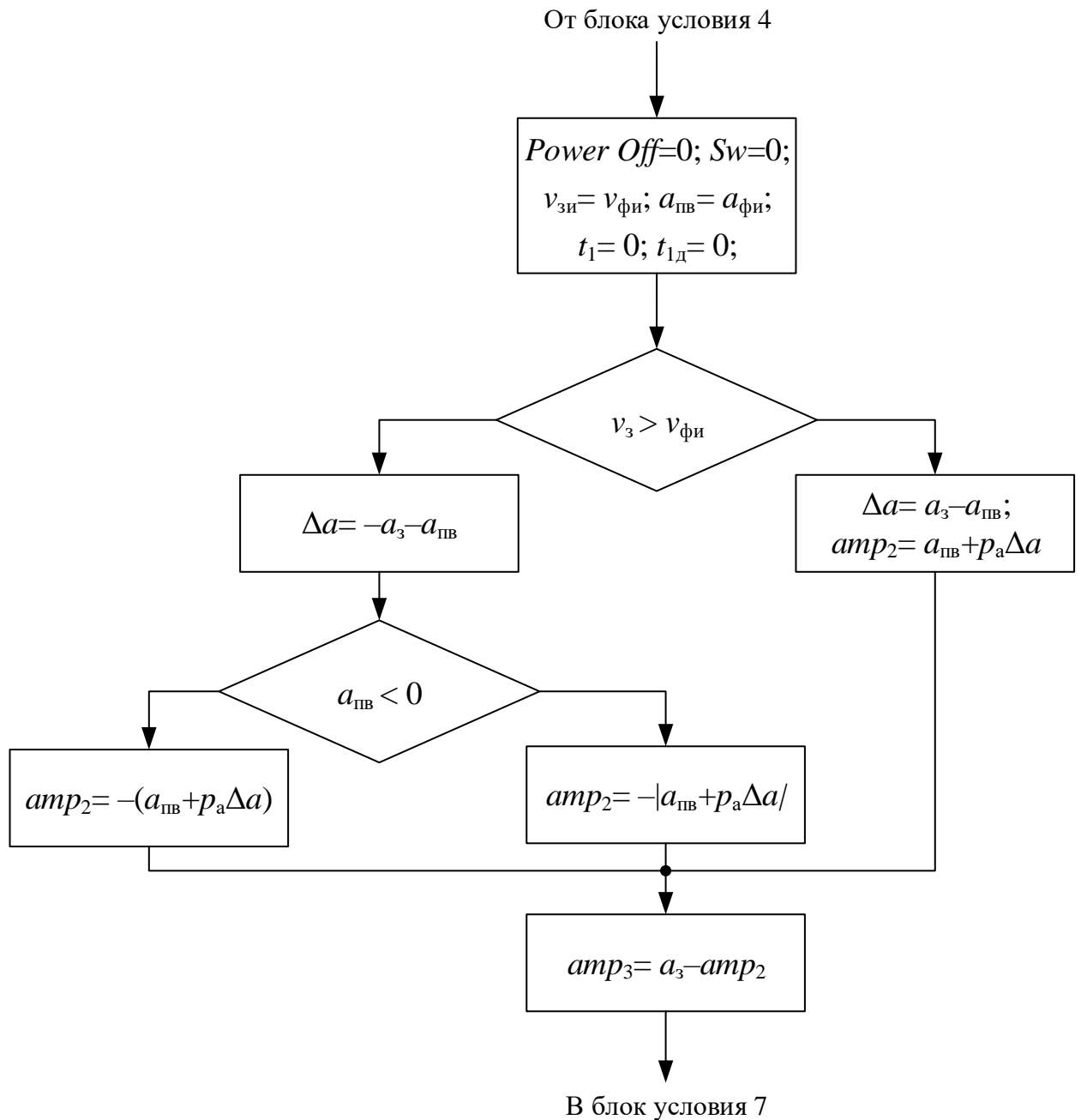
В модуле 5 однократно определяются значения параметров САУ, необходимых для перехода на выбег. При этом определяется значение внутренней переменной  $amp_0$ , которая используется в модуле 11 перехода на выбег; обнуляются значения переменных  $t_1$  и  $t_{1д}$  – счётчиков времени устройства ПУ2; определяется значение силы тяги локомотива  $F_1$  в момент начала перехода на выбег. Работу модуля 5 описывает система условий

$$\begin{aligned} (amp_0 = |a| + 1,1a_3; Sw = 1; t_1 = 0; t_{1д} = 0; F_1 = F_{31}); \\ \text{если } (Vibeg(t) = 1) \wedge (Vibeg(t - \Delta t) = 0). \end{aligned} \quad (2.12)$$

Если перехода из тяги (торможения) на выбег не произошло, управление переходит к блоку условия 4. В нём проверяется наличие команды перехода из режима выбега в режим тяги (торможения). Если это произошло и условие 4 выполняется (предыдущее значение переменной *Vibeg* равно 1, а текущее значение переменной *Vibeg* изменилось на 0), управление переходит к модулю 6 определения параметров перехода из выбега в работу. Алгоритм работы этого модуля показан на рисунке 2.7.

В данном модуле однократно определяются значения параметров САУ, необходимых для перехода из режима выбега в режим тяги (торможения). При этом значение переменной *PowerOff* становится равным 0, поэтому устройство управления включается в работу. Определяются значения внутренних переменных  $amp_2$  и  $amp_3$ , которые используются в модулях реализации режимов тяги 10 и торможения 9, обнуляются значения счётчиков времени  $t_1$  и  $t_{1д}$ . Значение заданной скорости на выходе устройства ПУ2  $v_{зи}$  приравнивается к значению фактической измеренной скорости  $v_{фи}$ . Работу блока условия 4 и модуля 6 описывает система уравнений (2.13)

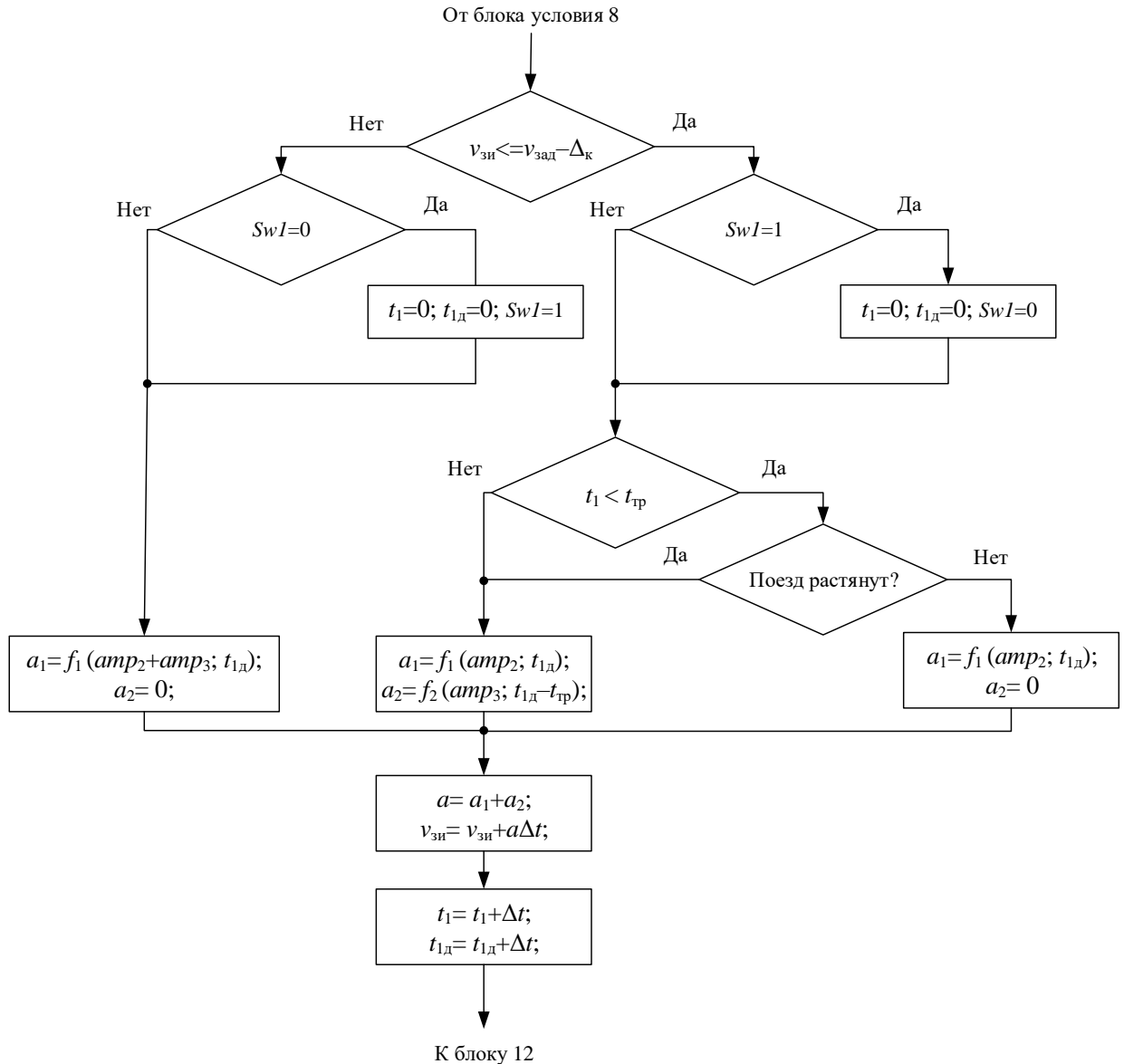
$$\begin{cases} \text{если } (Vibeg(t) = 0) \wedge (Vibeg(t - \Delta t) = 1): \\ \left\{ \begin{array}{l} PowerOff = 0; Sw = 0; v_{зи} = v_{фи}; a_{пв} = a_{фи}; t_1 = 0; t_{1д} = 0; \\ (\Delta a = a_3 - a_{пв}; amp_2 = a_{пв} + p_a \Delta a), \text{ если } (v_3 > v_\phi), \\ \text{иначе } \Delta a = -a_3 - a_{пв}; \\ amp_2 = -(a_{пв} + p_a \Delta a) \vee (|a_{пв} = a_{пв} + p_a a_{пв}|), \\ \text{если } (a_{пв} < 0) \vee (a_{пв} \geq 0); \\ amp_3 = a_3 - amp_2. \end{array} \right. \end{cases} \quad (2.13)$$



**Рисунок 2.7 – Схема алгоритма работы модуля 6 определения параметров перехода из выбега в работу устройства ПУ2**

В том случае, когда перехода из тяги (торможения) на выбег и обратно не происходит, условия 3 и 4 не выполняются. Соответственно, действия в модулях 5 и 6 не выполняются и управление сразу переходит к блоку условия 7, где проверяется наличие команды перехода на выбег. Если условие блока 7 выполняется, т. е. переменная  $Vibeg = 0$  (локомотив находится в режиме тяги или

торможения), в блоке условия 8 проверяется значение переменной *Regim*. Когда условие 8 выполняется, т. е., переменная *Regim* = 1 (локомотив находится в режиме тяги), управление передаётся модулю 10 реализации режима тяги. Алгоритм работы модуля 10 показан на рисунке 2.8.



**Рисунок 2.8 – Схема алгоритма работы модуля 10 реализации режима тяги устройства ПУ1**

Сначала в данном модуле сравниваются значение скорости с выхода устройства ПУ2  $v_{3н}$  и значение заданной скорости  $v_3$  (с учётом поправочного коэффициента  $\Delta_k$ ). Если значение заданной скорости с выхода устройства ПУ2 меньше значения заданной скорости  $v_3$ , осуществляется переход в режим разгона. При этом происходит обнуление значений счётчиков времени  $t_1$  и  $t_{1д}$ , после чего

переменная  $Sw1$  становится равной 1, обеспечивая однократное обнуление счётчиков времени.

Далее сравнивается значение счётчика времени  $t_1$  (время с момента начала разгона) и значение времени растяжения (сжатия) поезда  $t_{тр}$ . Если время  $t_1$  меньше времени  $t_{тр}$ , то проверяется состояние поезда. Если поезд не находится в растянутом состоянии, то выбирается функция  $a_1 = f_1(amp_2, t_{1д})$ , обеспечивающая плавное увеличение силы тяги для растяжения поезда с минимальным ускорением. При этом значение функции  $a_2 = 0$ . Если поезд уже находится в растянутом состоянии либо время  $t_1$  больше времени  $t_{тр}$ , то выбираются функции  $a_1 = f_1(amp_2, t_{1д})$  и  $a_2 = f_1(amp_3, t_1 - t_{тр})$ , обеспечивающие дальнейший разгон поезда с заданным ускорением.

Если значение заданной скорости  $v_{зи}$  больше значения заданной скорости  $v_3$ , осуществляется переход к режиму стабилизации скорости. В момент перехода к стабилизации значения счётчиков времени  $t_1$  и  $t_{1д}$  также обнуляются, после чего переменная  $Sw1$  становится равной 0, обеспечивая однократное обнуление счётчиков времени. При этом выбирается функция  $a_1 = f_2(amp_2 + amp_3, t_1)$ , обеспечивающая плавное уменьшение силы тяги при переходе к стабилизации скорости. При этом значение функции  $a_2 = 0$ .

После вычисления значений функций  $a_1$  и  $a_2$  в модуле 10 происходит вычисление их суммы – переменной  $a$ . Её значение показывает интенсивность изменения заданной скорости  $v_{зи}$  на выходе устройства ПУ2. Поэтому на основе величины переменной  $a$  определяется величина выходного сигнала ПУ2  $v_{зи}$ . Далее происходит определение значений счётчиков времени  $t_1$  и  $t_{1д}$ , необходимых для расчёта значений функций  $a_1$  и  $a_2$ .



Работу модуля реализации режима тяги описывает система уравнений

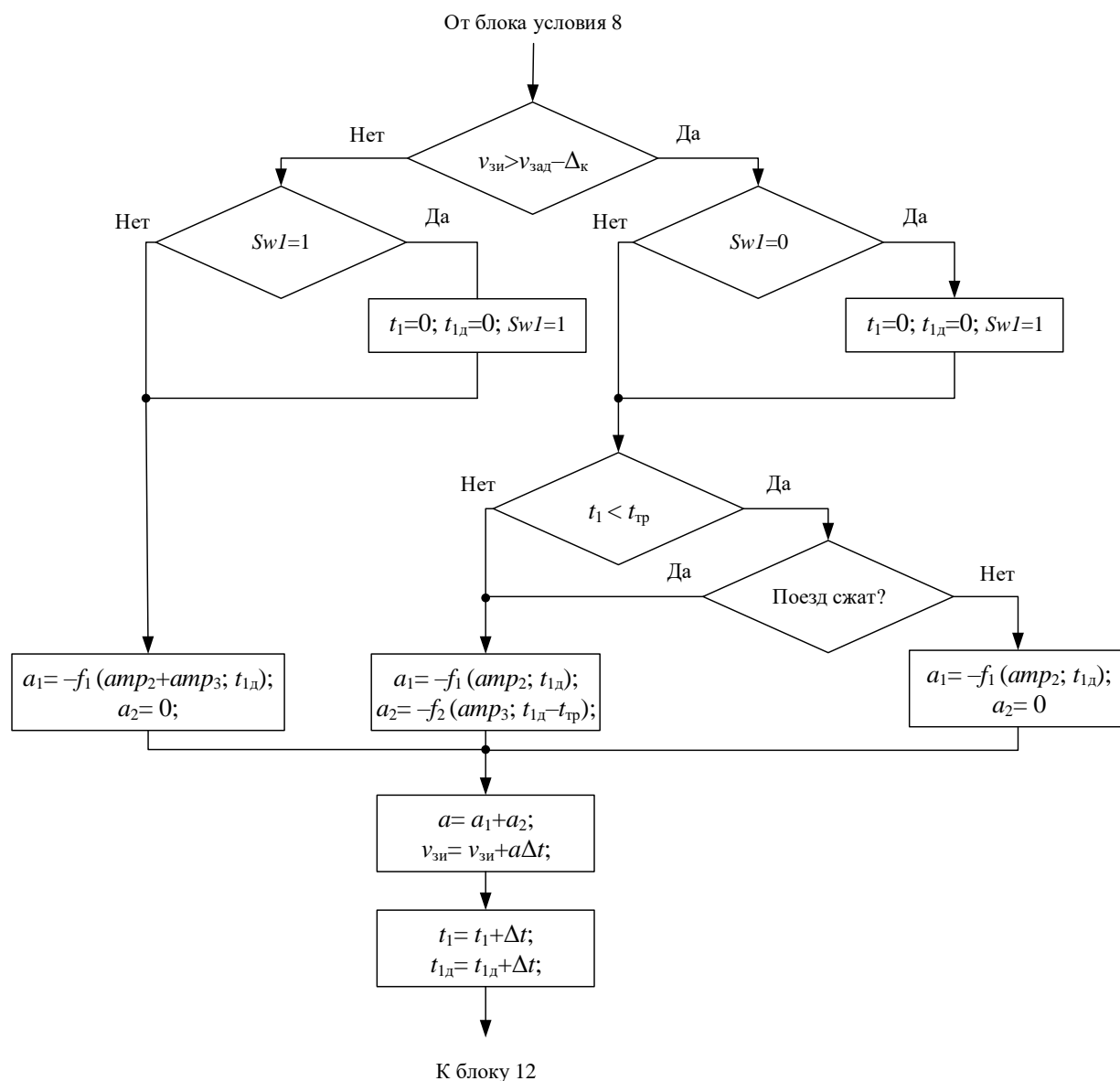
если  $(Vibeg(t) = 0) \wedge (Regim = 1)$ :

$$\left\{ \begin{array}{l} f_1(a, t) = a \left[ 1 - \frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_1}\right) + \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_2}\right) \right]; \\ f_2(a, t) = a \left[ \frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_1}\right) - \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_2}\right) \right]; \\ \text{Если } (v_{зи} \leq v_3 - \Delta_K): \\ t_1 = 0; t_{1д} = 0; Sw1 = 0, \text{ если } Sw1 = 1; \\ a_1 = f_2(amp_2 + amp_3, t_1); a_2 = 0; \\ \text{Иначе:} \\ t_1 = 0; t_{1д} = 0; Sw1 = 1, \text{ если } Sw1 = 0; \\ a_1 = f_1(amp_2, t_{1д}); \\ a_2 = f_1(amp_3, t_1 - t_{тр}), \text{ если } (t_1 \geq t_{тр}) \vee (C = 1) \\ \text{иначе } a_2 = 0. \end{array} \right. \quad (2.14)$$

В режиме торможения (при невыполнении условия  $Regim = 1$ ) управление передаётся модулю 9 реализации режима торможения. Алгоритм работы данного модуля приведён на рисунке 2.9. Данный модуль функционирует согласно следующей системе уравнений

если  $(Vibeg(t) = 0) \wedge (Regim = -1)$ :

$$\left\{ \begin{array}{l} f_1(a, t) = a \left[ 1 - \frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_1}\right) + \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_2}\right) \right]; \\ f_2(a, t) = a \left[ \frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_1}\right) - \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_2}\right) \right]; \\ \text{Если } (v_{зи} > v_3 - \Delta_K): \\ t_1 = 0; t_{1д} = 0; Sw1 = 0, \text{ если } Sw1 = 1; \\ a_1 = -f_2(amp_2 + amp_3, t_1); a_2 = 0; \\ \text{Иначе:} \\ t_1 = 0; t_{1д} = 0; Sw1 = 1, \text{ если } Sw1 = 0; \\ a_1 = -f_1(amp_2, t_{1д}); \\ a_2 = -f_1(amp_3, t_1 - t_{тр}), \text{ если } (t_1 \geq t_{тр}) \vee (C = -1); \\ \text{иначе } a_2 = 0. \end{array} \right. \quad (2.15)$$



**Рисунок 2.9 – Схема алгоритма работы модуля 9 реализации режима торможения устройства ПУ2**

Модуль реализации режима торможения функционирует аналогично модулю реализации режима тяги, обеспечивая изменение тормозной силы поезда в зависимости от его состояния, а также от соотношения величины счётчика времени  $t_1$  и величины времени растяжения (сжатия)  $t_{тр}$ . После торможения до заданной скорости модуль торможения аналогично обеспечивает переход к стабилизации скорости на заданном уровне. Если же переменная  $Vibeg = 1$  (поезд находится в режиме выбега), условие 7 не выполняется и управление передаётся в модуль 11 перехода на выбег. Алгоритм работы данного модуля показан на рисунке 2.10.

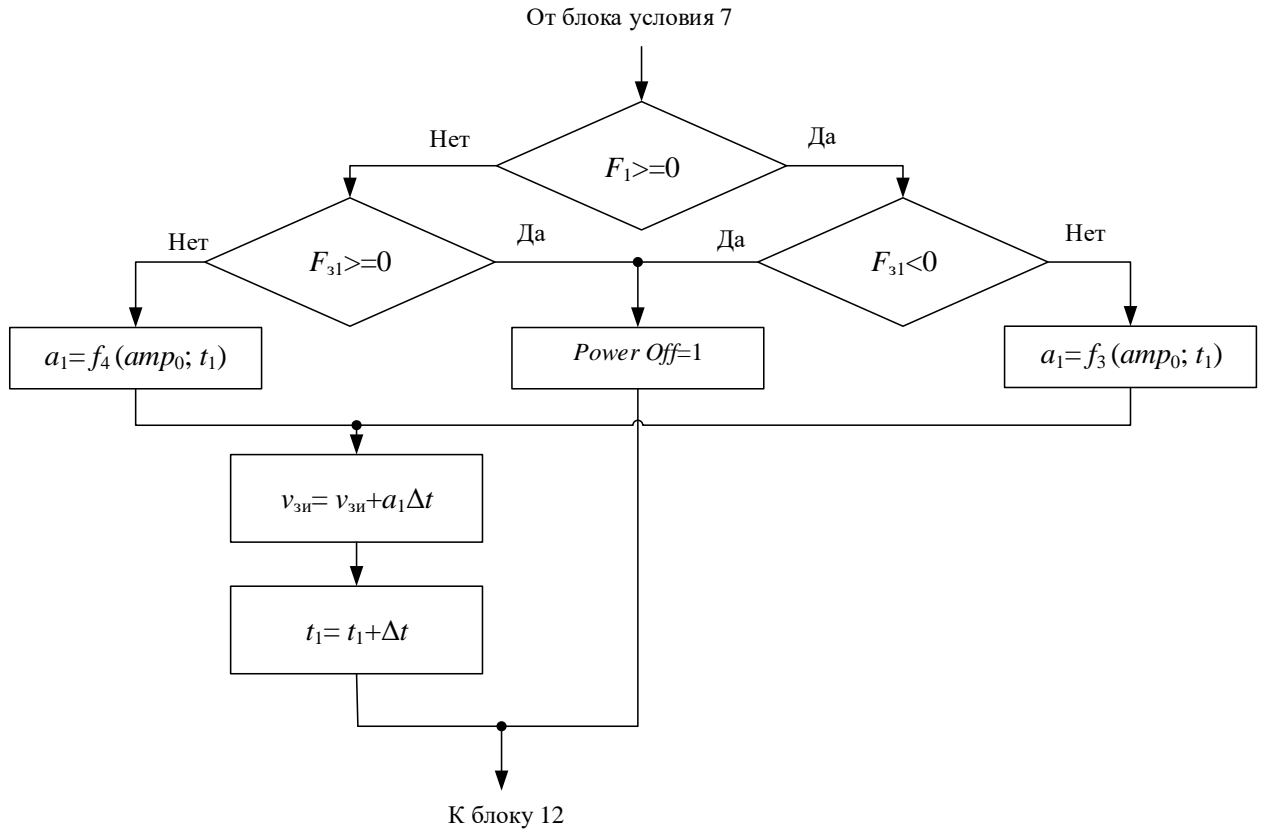


Рисунок 2.10 – Схема алгоритма работы модуля 11 перехода на выбег устройства ПУ2

Модуль перехода на выбег при поступлении команды перехода на выбег обеспечивает плавное уменьшение силы тяги (торможения) до нуля, а после этого обнуления – выключение устройства управления с помощью сигнала *PowerOff*. Сначала в модуле 11 оценивается величина силы тяги локомотива  $F_1$  в момент начала перехода на выбег. Если величина  $F_1$  положительна и текущее значение заданной силы тяги также положительно, выбирается функция  $a_1 = f_3(amp_0, t_1)$ , обеспечивающая уменьшение силы тяги до нуля. Если же величина  $F_1$  отрицательна и текущее значение заданной силы тяги также отрицательно, выбирается функция  $a_1 = f_4(amp_0, t_1)$ , которая определяет интенсивность изменения выходного сигнала  $v_{31}$  и обеспечивает повышение силы тяги до нуля. На основе величины функции  $a_1$  определяется величина выходного сигнала ПУ2  $v_{31}$ . Также в модуле 11 происходит подсчёт значения счётчика времени  $t_1$ , необходимого для расчёта значений функции  $a_1$ .

В случае, когда происходит переход заданной силы тяги через нулевое значение, знаки величин  $F_1$  и  $F_{31}$  перестают совпадать. В этом случае переменная  $PowerOff$  принимает значение 1, что обеспечивает вывод из работы устройства управления после обнуления силы тяги (торможения). Работу модуля перехода на выбег описывает система уравнений

если ( $Vibeg(t) = 1$ ):

$$\left\{ \begin{array}{l} f_3(t) = amp_0 \left[ \frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_1}\right) - \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_2}\right) \right] - 1,15a_3; \\ f_4(t) = amp_0 \left[ \frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_2}\right) - \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp\left(-\frac{t}{T_1}\right) \right] + 1,15a_3; \\ \text{Если } (F_1 \geq 0): \\ a_1 = f_3(t) \vee (PowerOff = 1), \text{ если } (F_{31} \geq 0) \vee (F_{31} < 0); \\ \text{Иначе:} \\ a_1 = f_4(t) \vee (PowerOff = 1), \text{ если } (F_{31} < 0) \vee (F_{31} \geq 0). \end{array} \right. \quad (2.16)$$

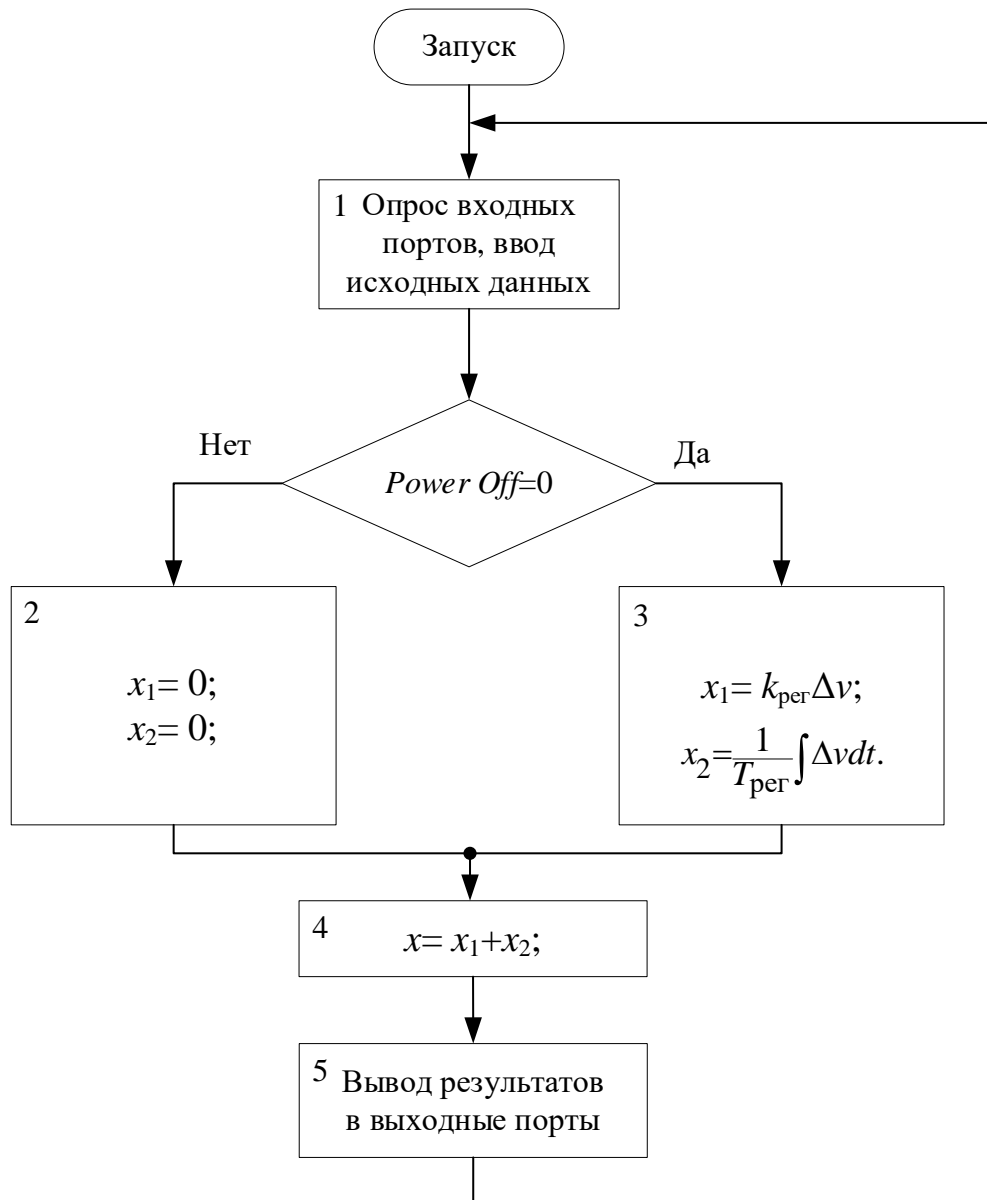
Из модулей 9-11 устройства ПУ2 управление передаётся в блок 12, обеспечивающий вывод полученных результатов в другие устройства САУ. Далее алгоритм работы устройства ПУ2 повторяется.

Принципиальные отличия устройства ПУ2 от устройства-прототипа заключаются в наличии в модулях реализации тяги и торможения алгоритмов выбора той или иной переходной функции изменения выходного сигнала ПУ2 в зависимости от преобладающего состояния межвагонных связей поезда перед началом разгона (торможения). Это позволяет автоматически выбирать алгоритм изменения силы тяги (торможения) локомотива – с предварительным растяжением (сжатием) поезда или без него, что в ряде случаев позволяет сократить время переходного процесса без ухудшения качества его протекания. Кроме того, в устройстве ПУ2 разработанной САУ переход на выбег и формирование сигнала блокировки  $PowerOff$  устройства управления УУ функционально реализованы в одном модуле вместо трёх. Такое объединение позволило упростить алгоритм работы модуля перехода на выбег без ухудшения его функционала.

## 2.5 Устройство управления системы автоматического управления скоростью

Устройство управления УУ данной САУ представляет собой пропорционально-интегральный регулятор (ПИ-регулятор) скорости. Использование ПИ-регулятора обеспечивает нулевую статическую ошибку по положению выходной координаты. При работе САУ регулятор скорости на основании величины рассогласования скоростей  $\Delta v$  определяет заданное значение силы тяги (торможения)  $F_{з1}(B_{з1})$ . После перехода в режим выбега по сигналу *PowerOff*, поступающему из устройства ПУ2, регулятор скорости выводится из работы и заданное значение силы тяги (торможения) обнуляется.

Регулятор скорости (устройство управления УУ) данной САУ функционирует согласно алгоритму, схема которого приведена на рисунке 2.11. В блоке 1 устройство осуществляет опрос значений входных сигналов (рассогласования заданной и фактической измеренной скоростей  $\Delta v$ , сигнала *PowerOff*, параметров закона управления  $k_{рег}$  и  $T_{рег}$ ). Далее выполняется проверка состояния сигнала *PowerOff*. Если сигнал *PowerOff*=0, то УУ находится в режиме работы и в блоке 2 на основании рассогласования скоростей  $\Delta v$  вычисляет значения переменных  $x_1$  и  $x_2$  (пропорциональная и интегральная составляющие заданного значения силы тяги (торможения)). Для определения этих величин используются параметры регулятора скорости – пропорциональный  $k_{рег}$  и интегральный  $T_{рег}$  коэффициенты. Значения этих коэффициентов поступают в УУ из модуля адаптации А. Если же сигнал *PowerOff*=1, что соответствует режиму выбега, то УУ выводится из работы и в блоке 3 значения переменных  $x_1$  и  $x_2$  обнуляются.



**Рисунок 2.11 – Схема алгоритма работы устройства управления (регулятора скорости) САУ**

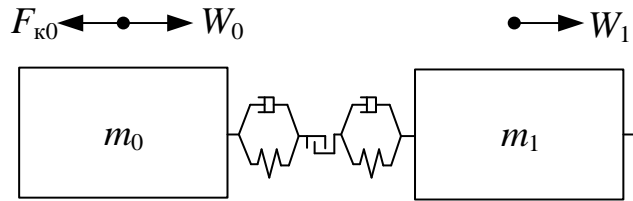
В блоке 5 устройства управления значения переменных  $x_1$  и  $x_2$  суммируются. Полученное заданное значение силы тяги (торможения)  $F_{31}(B_{31})$  является выходным сигналом УУ и передаётся в элемент ИЛИ-*min2* данной САУ.

## 2.6 Дискретная многомассовая математическая модель поезда

При движении поезда в результате взаимодействия его экипажей друг с другом в нём возникают продольные колебания, приводящие к возникновению в межвагонных связях поезда продольных сил. Величины этих сил в значительной степени зависят от параметров и особенностей работы САУ скоростью локомотива поезда. Так, нерациональный выбор параметров данной системы в ряде случаев может привести к возникновению в поезде продольных сил недопустимой величины. Поэтому при разработке САУ скоростью грузового поезда необходимо оценивать влияние работы САУ на продольные колебания, протекающие в поезде. Это можно сделать, используя в математической модели разрабатываемой САУ скоростью модель объекта управления – грузового поезда, позволяющую исследовать возникающие в нём продольные колебания. В настоящее время существуют несколько моделей поезда, рассмотренных в разделе 1 и отражающих различные особенности поезда как объекта управления. Широкое распространение в отечественных и зарубежных исследованиях продольных колебаний поезда получила дискретная многомассовая модель поезда, поскольку она наиболее точно отражает особенности поезда как системы взаимосвязанных тел, соединённых межвагонными связями, и позволяет достаточно точно оценивать продольные колебания в поезде.

В настоящем исследовании использована дискретная многомассовая модель поезда, разработанная учёными Днепропетровского института инженеров транспорта (ДИИТа) [3, 21]. В данной модели поезд рассматривается как цепочка экипажей – локомотивов и вагонов, связанных друг с другом упруго-вязкими межвагонными соединениями (рисунок 2.17). Каждый экипаж поезда считается абсолютно твёрдым телом с определённой массой, а каждое межвагонное соединение (межвагонная связь) – упруго-вязким телом без массы. Каждая межвагонная связь реального поезда представляет собой две автосцепки,

оборудованные поглощающими аппаратами. В автосцепках и поглощающих аппаратах имеются зазоры, влияющие на неодновременность распространения продольных возмущений в поезде. Данная модель поезда позволяет учитывать эти зазоры.



**Рисунок 2.12 – Дискретная многомассовая модель поезда**

В рассматриваемой модели поезда на каждый экипаж действуют силы, возникающие в данном экипаже (сила тяги для локомотива, сила сопротивления движению, тормозная сила), а также продольные силы, передаваемые на данный экипаж через межвагонные соединения соседними экипажами. Перемещаясь, экипажи поезда совершают продольные колебания относительно друг друга. Движение каждого экипажа можно описать следующей системой уравнений (2.17)

$$\begin{cases} \dot{v}_j = \frac{S_{j+1} - S_j + F_j}{m_j}, j = \overline{0, n-1}; S_n = 0; \\ \dot{q}_j = v_{j-1} - v_j, j = \overline{1, n-1}; \\ v_0 = -\dot{q}_0, \end{cases} \quad (2.17)$$

где  $\dot{v}_j$  – ускорение центра масс  $j$ -го экипажа;

$S_j$  – продольная сила, возникающая в  $j$ -й межвагонной связи;

$F_j$  – равнодействующая силы тяги, тормозной силы и силы сопротивления движению для  $j$ -го экипажа;

$m_j$  – масса  $j$ -го экипажа;

$n$  – количество экипажей поезда;

$\dot{q}_j$  – производная от деформации  $j$ -й межвагонной связи, равная разности скоростей центров масс соседних экипажей друг относительно друга;

$v_j$  – скорость центра масс  $j$ -го экипажа;



$x_i$  – координата центра масс  $j$ -го экипажа.

Согласно [69], величину деформации  $j$ -й межвагонной связи можно определить, зная координаты центров масс и длины соседних экипажей

$$q_j = x_j - x_{j-1} - \frac{l_j - l_{j-1}}{2}, j = \overline{0, n-1}, \quad (2.18)$$

где  $l_j$  – длина  $j$ -го экипажа.

Для определения величины продольных сил, возникающих в межвагонных связях, математическую модель поезда дополняют математическими моделями межвагонных связей – силовыми характеристиками этих связей. Используя такие характеристики, на основе величин деформаций межвагонных связей определяют величины продольных сил, возникающих в этих связях – зависимости величины продольной силы от деформации межвагонной связи. Силовые характеристики межвагонных связей во многом определяют характер возникающих в поезде продольных сил. Эти характеристики зависят от характеристик поглощающих аппаратов, величин зазоров в автосцепках и поглощающих аппаратах.

Помимо математических моделей межвагонных связей, модель поезда в данном исследовании дополняется описаниями параметров пути и профиля, выражениями для определения величин сил сопротивления движению поезда, а также моделью разрабатываемой САУ скоростью грузового поезда и выражениями для оценки показателей качества управления грузовым поездом.

Для математического моделирования движения поезда необходимо решение системы дифференциальных уравнений. Для этого используется многошаговый метод прогноза и коррекции, представляющий собой сочетание методов четвёртого порядка: явного Адамса – Башфорта и неявного Адамса – Моултона. Сначала по методу Адамса – Башфорта вычисляется значение прогноза, затем значение прогноза используется в формуле Адамса – Моултона [113]. Выбор данного метода обусловлен тем, что в математическом описании поезда используются нелинейные уравнения, а также элементы с жёсткими неоднозначными характеристиками. Погрешности интегрирования данных формул взаимно компенсируют друг друга,

что повышает точность расчётов [113]. Для запуска данного метода интегрирования использован метод Рунге – Кутты четвёртого порядка точности.

## 2.7 Оценка величин продольных сил в поезде. Выбор математической модели межвагонной связи

Математическая модель межвагонной связи представляет собой математическое описание силовой характеристики данной связи. Эта характеристика во многом зависит от характеристик, а, следовательно, от типа поглощающих аппаратов соседних экипажей. В настоящее время на грузовых вагонах РФ и СНГ широко применяются пружинно-фрикционные поглощающие аппараты, поэтому рассмотрены модели межвагонных связей, оборудованных пружинно-фрикционными аппаратами.

Так, известна математическая модель межвагонного соединения [3, 21], оборудованного поглощающими аппаратами типа Ш-2-В. Величина продольной силы  $S_j$ , возникающей в таком межвагонном соединении, определяется выражением (2.19)

$$S_j = S_{\phi j}(q_{\phi j}) \operatorname{sign} q_j, \quad (2.19)$$

где  $S_{\phi j}$  – продольная сила, возникающая в поглощающих аппаратах межвагонного соединения;

$q_{\phi j}$  – величина фактической деформации поглощающих аппаратов и кузовов экипажей.

Величина  $q_{\phi i}$  определяется условиями (2.20)

$$q_{\phi j} = \begin{cases} q_j, & \text{если } q_j \geq \delta_{0j}; \\ 0, & \text{если } 0 \leq q_j < \delta_{0j}; \\ -q_j, & \text{если } q_j < 0; \end{cases} \quad (2.20)$$

где  $q_j$  – смещение центров масс соседних экипажей относительно друг друга без учёта направления этого смещения. При отсутствии зазора в междвагонной связи максимальная величина  $q_j$  равна сумме величин максимальных ходов поглощающих аппаратов;

$\delta_{0j}$  – зазор в автосцепках  $j$ -го междвагонного соединения.

Величину возникающей в поглощающих аппаратах продольной силы  $S_{\phi j}$ , рассчитывают для  $j$ -й междвагонной связи, используя систему уравнений [1]

$$S_{\phi j} = \begin{cases} \min\{S_{Hj}; S_{Kj}\}, & \text{если } (q_{\phi j} < \Delta_j) \wedge (q_{\phi j}(t) \geq q_{\phi j}(t-h)); \\ \max\{S_{Pj}; S_{Kj}\}, & \text{если } (q_{\phi j} < \Delta_j) \wedge (q_{\phi j}(t) < q_{\phi j}(t-h)); \\ S_{Kj}, & \text{если } (q_{\phi j} \geq \Delta_j); \end{cases} \quad (2.21)$$

$$\begin{cases} S_{Hj} = S_{0j} + k_{Hj} q_{\phi j}; \\ S_{Pj} = (1 - \eta_j) k_{Hj} q_{\phi j}; \\ S_{Kj} = S_j + k_{Kj} (q_{\phi j}(t) - q_{\phi j}(t-h)) + \beta_j \dot{q}_j \text{sign } q_j; \\ S_j = S_{Hj}(t-h) \vee S_{Pj}(t-h), & \text{если } S_{\phi j}(t-h) = S_{Hj}(t-h) \vee S_{Pj}(t-h); \\ \text{иначе } S_j = S_{\phi j}(t-h) - \beta_j \dot{q}_j(t-h) \text{sign } q_j(t-h), \end{cases} \quad (2.22)$$

где  $S_{Hj}$  и  $S_{Pj}$  – силы, возникающие на ветвях нагружения и разгружения силовых характеристик поглощающих аппаратов;

$S_{Kj}$  – сила, возникающая при переходе от режима нагружения к режиму разгружения поглощающих аппаратов (и наоборот);

$\Delta_j$  – максимальный ход поглощающих аппаратов – величина деформации аппаратов, при которой оба поглощающих аппарата закрываются;

$t$  – время моделирования;

$h$  – величина шага интегрирования;

$S_{0j}$  – величина начальной затяжки поглощающего аппарата;

$k_{nj}$  и  $k_{pj}$  – жесткость аппаратов на ветвях нагружения и разгружения соответственно;

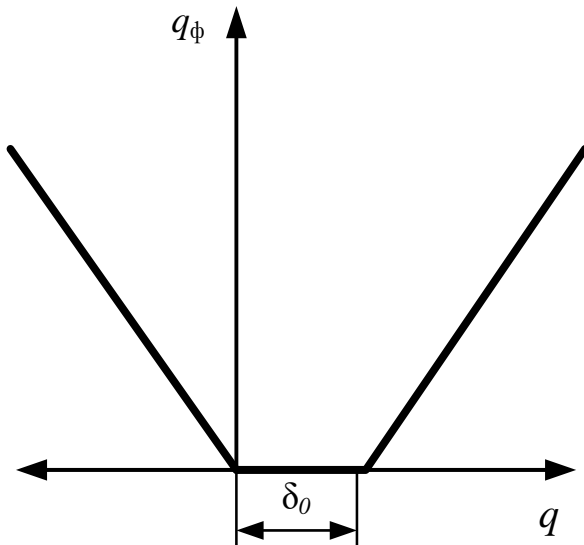
$k_{kj}$  – жёсткость кузова экипажа;

$\beta_j$  – коэффициент вязкого сопротивления, возникающего при деформации кузовов экипажей;

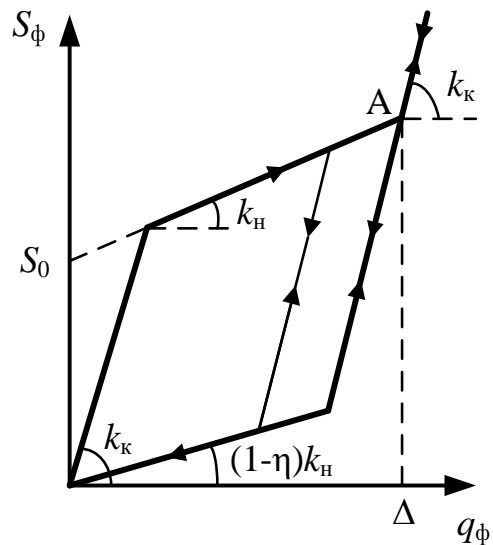
$\eta_j$  – коэффициент рассеивания энергии при трении, возникающем в процессе работы поглощающих аппаратов.

На рисунке 2.13 приведён общий вид силовых характеристик поглощающих аппаратов типа Ш-2-В. Расчётная силовая характеристика двух последовательно включённых поглощающих аппаратов этого межвагонного соединения, построенная без учёта зазоров в нём, приведена на рисунке 2.14.

а)

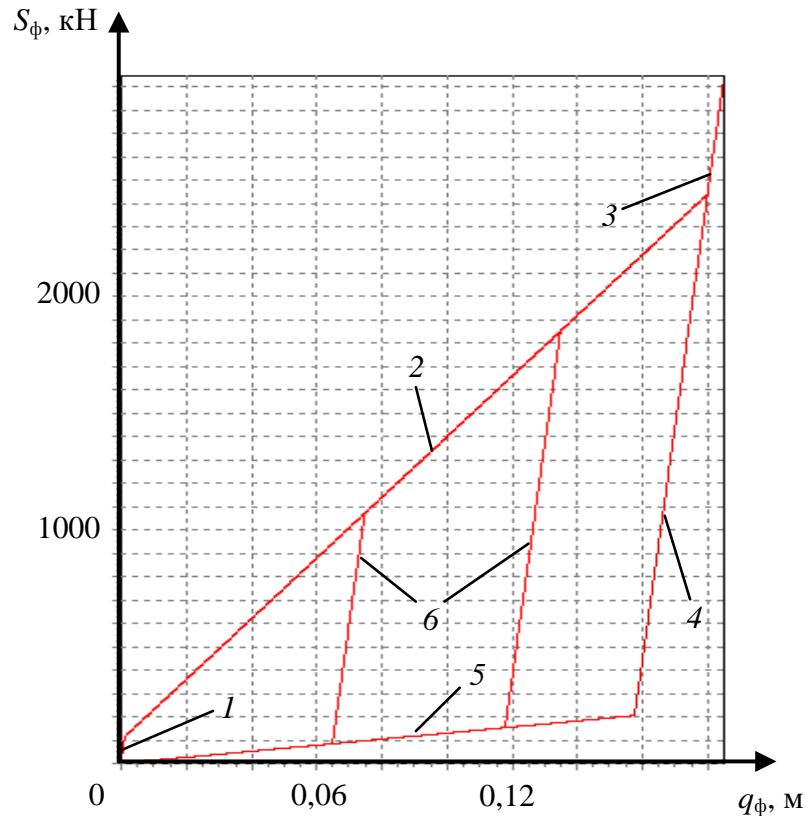


б)



а – график зависимости деформации поглощающих аппаратов от деформации межвагонной связи; б – график зависимости продольной силы от деформации поглощающих аппаратов

**Рисунок 2.13 – Общий вид характеристик поглощающих аппаратов Ш-2-В**



*1 – линия деформации кузовов в начале ветви нагружения; 2 – линия деформации аппаратов на ветви нагружения; 3 – линия деформации кузовов после выбора хода поглощающих аппаратов; 4, 6 – линии деформации кузовов при переходе от нагружения к разгрузению; 5 – линия деформации аппаратов на ветви разгрузения*

**Рисунок 2.14 – Расчётная силовая характеристика двух последовательно включённых поглощающих аппаратов Ш-2-В**

Рассмотрена работа поглощающих аппаратов типа Ш-2-В под действием продольных растягивающих сил при нагружении и разгрузении (рисунок 2.14). Принято, что деформация поглощающих аппаратов при растяжении положительна, а начальная деформация связи равна нулю, при этом в автосцепках имеется зазор. По мере растяжения межвагонной связи расстояние между центрами масс соседних экипажей увеличивается и происходит выбор зазора. После полного выбора зазора начинается нагружение поглощающих аппаратов, при этом в межвагонном соединении возникает продольная растягивающая сила. Из-за наличия начальной затяжки поглощающих аппаратов, равной 100 кН, в начале ветви нагружения силовой характеристики происходит деформация кузовов экипажей (рисунок 2.14, линия 1). Жёсткость кузовов достаточно велика, поэтому даже при небольших

деформациях продольная сила резко возрастает. В определённый момент величина продольной силы становится больше величины начальной затяжки поглощающих аппаратов, при этом возникает их деформация. Жёсткость поглощающих аппаратов меньше жёсткости кузовов, поэтому крутизна силовой характеристики снижается (рисунок 2.14, линия 2). В процессе нагружения жёсткость поглощающих аппаратов постоянна. Когда деформация поглощающих аппаратов станет равной суммарному максимальному ходу поглощающих аппаратов (180 мм), поглощающие аппараты закрываются. При дальнейшем нагружении деформируются только кузова экипажей и крутизна силовой характеристики аппаратов снова возрастает (рисунок 2.14, линия 3).

При разгрузке поглощающих аппаратов сначала разгружаются кузова экипажей, поэтому силовая характеристика имеет крутопадающий вид: при незначительном уменьшении величины деформации значительно уменьшается величина продольной силы (рисунок 2.14, линия 4). Когда величина продольной силы составит 200 кН, начинается разгрузка поглощающих аппаратов, чему соответствует участок силовой характеристики со значительно меньшей крутизной (рисунок 2.14, линия 5). Согласно данному участку силовой характеристики, разгрузка поглощающих аппаратов также происходит с постоянной жесткостью и сопровождается уменьшением величины деформации аппаратов и величины продольной силы до нуля. Переход от режима нагружения к режиму разгрузки (и обратно) при неполном выборе хода поглощающих аппаратов в данной модели происходит с учётом жёсткости кузовов экипажей (рисунок 2.14, линия 6).

Данная расчётная модель межвагонной связи учитывает наличие зазора в межвагонной связи, наличие деформации поглощающих аппаратов и кузовов экипажей. Кроме того, эта модель учитывает наличие вязкого сопротивления деформированию экипажей, вызывающего гашение продольных сил в межвагонных связях поезда. В модели рассмотрены поглощающие аппараты, жёсткости которых при нагружении и разгрузке не изменяются. Поэтому такая модель не учитывает особенности конструкции ряда современных пружинно-

фрикционных поглощающих аппаратов (например, ПМК-110А). Из-за наличия в этих аппаратах дополнительных фрикционных элементов [114] – подвижных фрикционных пластин – как нагружение, так и разгружение таких аппаратов происходит в два этапа. При определенной величине деформации жёсткость такого аппарата изменяется, поэтому ветви нагружения и разгружения его силовой характеристики имеют два участка различной крутизны [115].

Известна модель межвагонной связи, которая учитывает особенности силовых характеристик поглощающих аппаратов такой конструкции [116]. Расчёт величины продольной силы в межвагонной связи и величины деформации поглощающих аппаратов в этой модели осуществляется с помощью выражений, аналогичных выражениям (2.16) и (2.20).

В данной модели для режима нагружения межвагонной связи (при положительной скорости изменения её деформации) величина продольной силы в поглощающих аппаратах определяется из выражений (2.23)

$$R_j = \begin{cases} Y_B + \frac{Y_C - Y_B}{x_C} \cdot x, & \text{если } x \leq x_C; \\ Y_C + \frac{Y_D - Y_C}{x_D - x_C} (x - x_C), & \text{если } (x > x_C) \wedge (x \leq x_D); \\ Y_B + k_k(x - x_D), & \text{если } x > x_D. \end{cases} \quad (2.23)$$

Аналогично, при разгрузении (т. е., при отрицательной скорости изменения деформации межвагонной связи) величина продольной силы в поглощающих аппаратах определяется из выражений (2.24)

$$R_j = \begin{cases} Y_G + \frac{Y_F - Y_G}{x_F} \cdot x, & \text{если } x \leq x_F; \\ Y_F + \frac{Y_E - Y_F}{x_D - x_F} (x - x_F), & \text{если } (x > x_F) \wedge (x \leq x_D); \\ Y_D + k_k(x - x_D), & \text{если } x > x_D, \end{cases} \quad (2.24)$$

где  $R_j$  – величина продольной силы в поглощающих аппаратах межвагонной связи;

$Y_B$  – величина начальной затяжки поглощающих аппаратов при нагружении;

$Y_C$  – значение продольной силы при нагружении, при котором происходит изменение жёсткости поглощающего аппарата;

$x_C$  – величина деформации поглощающих аппаратов при нагружении, соответствующая силе  $Y_C$ ,  $x_C=50$  мм;

$Y_D$  – значение продольной силы, при котором поглощающие аппараты закрываются;

$x_D$  – величина деформации поглощающих аппаратов при которой происходит их закрытие,  $x_D=220$  мм;

$Y_G$  – величина начальной затяжки поглощающих аппаратов при разгрузении,  $Y_G=50$  кН;

$Y_F$  – значение продольной силы при разгрузении, при котором происходит изменение жёсткости поглощающего аппарата;

$x_F$  – величина деформации аппаратов в режиме разгружения, соответствующая силе  $Y_F$ ,  $x_F=210$  мм.

На рисунке 2.15 приведён общий вид силовой характеристики поглощающих аппаратов типа ПМК-110. Расчётная силовая характеристика математической модели двух последовательно включённых поглощающих аппаратов ПМК-110, полностью совпадающая с теоретической, приведена на рисунке 2.16.

Данная расчётная модель межвагонной связи учитывает особенности кусочно-линейной силовой характеристики современных пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов. Однако в данной модели переход от режима нагружения к режиму разгружения (и наоборот) осуществляется без учёта жёсткости кузовов экипажей, что оказывает влияние на моделирование переходных процессов, происходящих в поезде. Так, переход от режима разгружения к режиму нагружения без учёта жёсткости кузовов (рисунок 2.16, линии б) даже при незначительном изменении деформации вызовет мгновенное изменение величины продольной силы от значения, соответствующего ветви разгружения (линии 5а, 5б) до значения, соответствующего ветви нагружения (линии 2а, 2б).



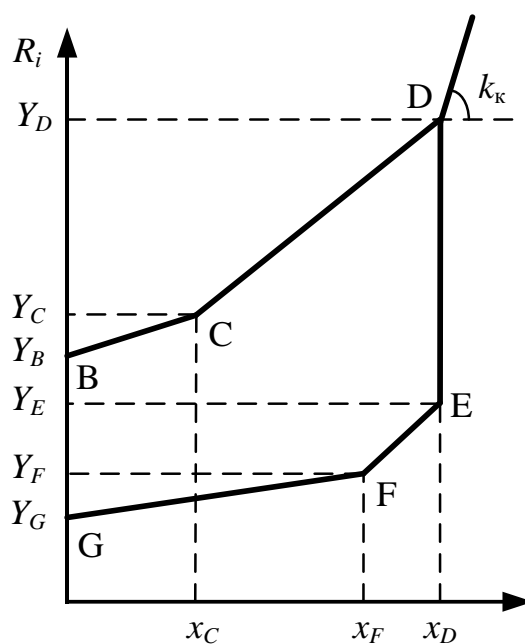
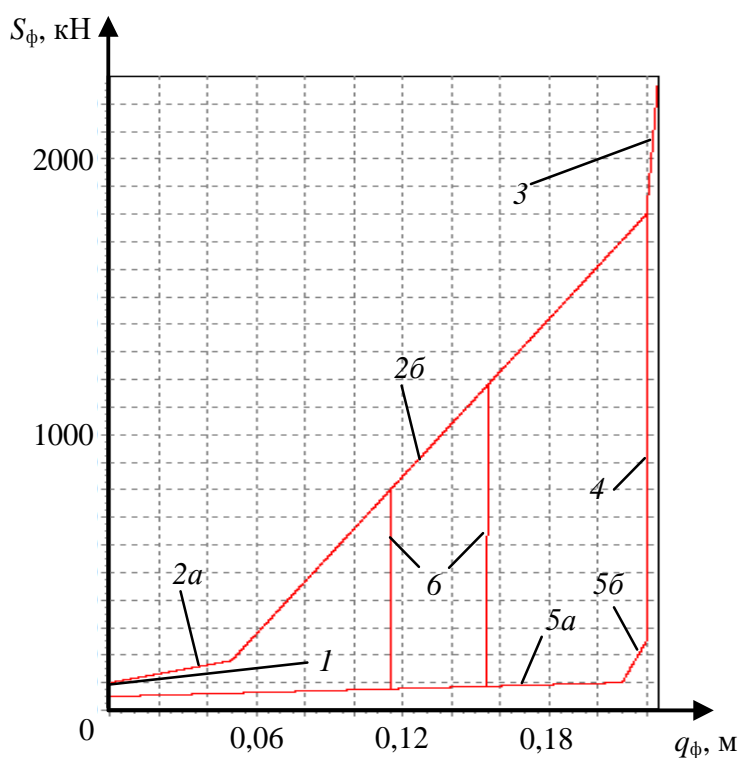


Рисунок 2.15 – Общий вид силовой характеристики модели поглощающего аппарата ПМК-110



1 – линия деформации кузовов в начале ветви нагружения; 2а, 2б – линии деформации аппаратов на ветви нагружения; 3 – линия деформации кузовов после выбора хода поглощающих аппаратов; 4, 6 – линии перехода от нагружения к разгрузению; 5а, 5б – линии деформации аппаратов на ветви разгрузения

Рисунок 2.16 – Расчётная силовая характеристика двух последовательно включённых поглощающих аппаратов ПМК-110

Таким образом, при исследовании продольно-динамических процессов в поезде, оборудованном упруго-фрикционными поглощающими аппаратами, при моделировании межвагонных связей целесообразно использовать модель поглощающего аппарата, которая учитывает как жёсткость кузовов экипажей поезда в переходных процессах, так и особенности характеристик поглощающих аппаратов [115-116]. Для создания такой модели использована модель поглощающего аппарата, рассмотренная в [1] и дополненная с учётом особенностей конструкции современных поглощающих аппаратов.

Величины продольной силы и деформации поглощающих аппаратов в данной модели также определяются из выражений, аналогичных выражениям (2.19) и (2.20). Выражения (2.21) и (2.22) изменяются с учётом изменения жёсткости аппаратов при нагружении и разгрузении. Поэтому величина продольной силы в поглощающих аппаратах определяется из выражений (2.25) и (2.26)

$$S_{\phi j} = \begin{cases} \min\{S_{Hj}; S_{Kj}\}, \text{ если } (q_{\phi j} < \Delta_j) \wedge (q_{\phi j}(t) \geq q_{\phi j}(t-h)); \\ \max\{S_{pj}; S_{Kj}\}, \text{ если } (q_{\phi j} < \Delta_j) \wedge (q_{\phi j}(t) < q_{\phi j}(t-h)); \\ S_{Kj}, \text{ если } (q_{\phi j} \geq \Delta_j); \end{cases} \quad (2.25)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{Hj} = S_{01j} + k_{H1j} q_{\phi j}, \text{ если } (q_{\phi j} < \Delta_{1j}); \\ S_{Hj} = S_{01j} + k_{H1j} \Delta_{1j} + k_{H2j} q_{\phi j} (q_{\phi j} - \Delta_{1j}), \text{ если } (q_{\phi j} \geq \Delta_{1j}) \wedge (q_{\phi j} < \Delta_j); \\ S_{pj} = S_{02j} + k_{p1j} q_{\phi j}, \text{ если } (q_{\phi j} < \Delta_{2j}); \\ S_{pj} = S_{02j} + k_{p1j} \Delta_{2j} + k_{p2j} q_{\phi j} (q_{\phi j} - \Delta_{2j}), \text{ если } (q_{\phi j} \geq \Delta_{2j}) \wedge (q_{\phi j} < \Delta_j); \\ S_{Kj} = S_j + k_{Kj} (q_{\phi j}(t) - q_{\phi j}(t-h)) + \beta_j \dot{q}_j \text{sign } q_j; \\ S_j = S_{Hj}(t-h) \vee S_{pj}(t-h), \text{ если } S_{\phi j}(t-h) = S_{Hj}(t-h) \vee S_{pj}(t-h); \\ \text{иначе } S_j = S_{\phi j}(t-h) - \beta_j \dot{q}_j(t-h) \text{sign } q_j(t-h), \end{array} \right. \quad (2.26)$$

где  $\Delta_{1j}$  – величина деформации поглощающих аппаратов, при которой жёсткость поглощающего аппарата изменяется на этапе нагружения;

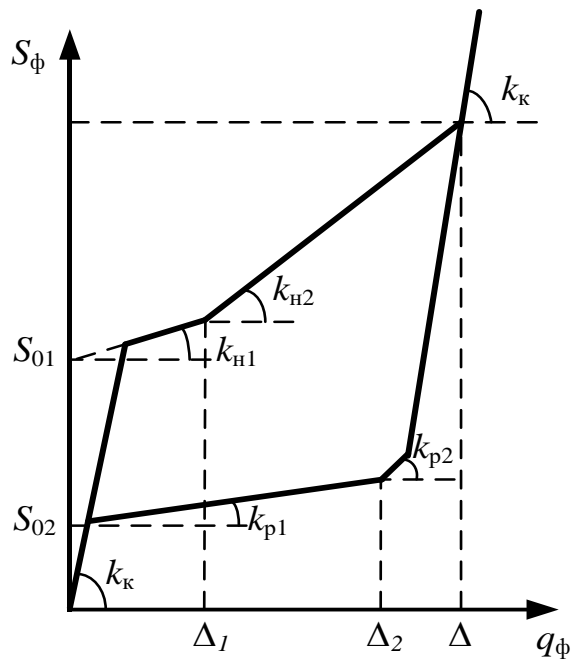
$\Delta_{2j}$  – величина деформации поглощающих аппаратов, при которой жёсткость поглощающего аппарата изменяется на этапе разгрузки;

$k_{н1j}$  и  $k_{н2j}$  – жёсткости поглощающих аппаратов при нагружении ( $k_{н1j}$  – до изменения жёсткости;  $k_{н2j}$  – после изменения);

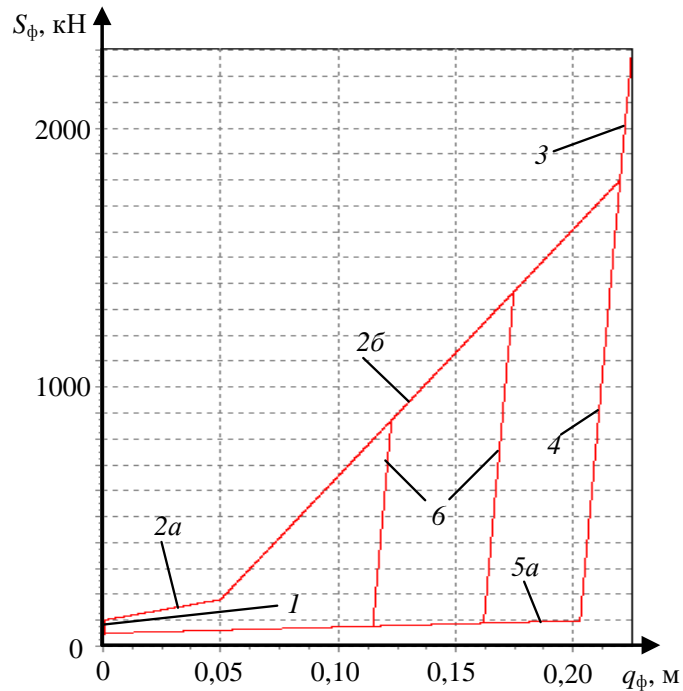
$k_{п1j}$  и  $k_{п2j}$  – жёсткости поглощающих аппаратов при разгрузении;

$S_{01j}$  и  $S_{02j}$  – величины начальной затяжки поглощающих аппаратов при нагружении и разгрузении соответственно.

На рисунке 2.17 приведён общий вид силовой характеристики усовершенствованной математической модели поглощающего аппарата типа ПМК-110А. Расчётная силовая характеристика математической модели двух последовательно включённых поглощающих аппаратов типа ПМК-110А приведена на рисунке 2.18, а значения параметров этой модели, использованные в расчётах, приведены в таблице 2.1.



**Рисунок 2.17 – Общий вид силовой характеристики усовершенствованной модели поглощающего аппарата ПМК-110**



*1 – линия деформации кузовов в начале ветви нагружения; 2а, 2б – линии деформации аппаратов на ветви нагружения; 3 – линия деформации кузовов после выбора хода поглощающих аппаратов; 4, 6 – линии деформации кузовов при переходе от нагружения к разгрузению; 5а – линия деформации аппаратов на ветви разгрузения*

**Рисунок 2.18 – Расчётная силовая характеристика усовершенствованной модели двух последовательно включённых поглощающих аппаратов ПМК-110**

**Таблица 2.1 – Основные параметры усовершенствованной модели двух последовательно включённых поглощающих аппаратов типа ПМК-110**

| Параметр         | Значение |
|------------------|----------|
| $k_{н1j}$ , кН/м | 1600     |
| $k_{н2j}$ , кН/м | 9530     |
| $k_{п1j}$ , кН/м | 240      |
| $k_{п2j}$ , кН/м | 15000    |
| $S_{01}$ , кН    | 100      |
| $S_{02}$ , кН    | 50       |
| $\Delta_1$ , м   | 0,05     |
| $\Delta_2$ , м   | 0,21     |
| $\Delta$ , м     | 0,22     |
| $\beta$ , МНс/м  | 0,3      |

Из расчётной силовой характеристики усовершенствованной модели поглощающего аппарата следует, что эта модель, в отличие от рассмотренных выше, учитывает как влияние жесткостей кузовов экипажей в переходных режимах работы поглощающего аппарата, так и особенности силовой характеристики современных поглощающих аппаратов. В ходе пробных расчётов данная модель показывает удовлетворительные результаты. Сравнительный анализ результатов расчёта величин продольных сил для поездов с различными моделями межвагонных связей показывает, что в поезде с усовершенствованными моделями поглощающих аппаратов продольные колебания затухают быстрее, а величины продольных сил несколько уменьшаются. Поэтому полученную математическую модель межвагонной связи с усовершенствованными моделями поглощающих аппаратов целесообразно использовать в дальнейших исследованиях продольной динамики поезда.

Значительное влияние на переходные процессы в поезде оказывают зазоры в автосцепках и поглощающих аппаратах поезда. Поэтому каждая межвагонная связь рассматривается как соединение с зазором. Номинальный зазор при изготовлении составляет 50 мм. В то же время в эксплуатации его величина является индивидуальной для каждой межвагонной связи и может изменяться от 30 до 110 мм [3, 21]. На основе пробных расчётов и опыта ранее выполненных исследований для дальнейших расчётов средняя величина зазора в автосцепках принята равной 65 мм для каждой межвагонной связи. Согласно принятым допущениям, в дальнейших расчётах при трогании поезда с места рассматривалось трогание полностью сжатого поезда, у которого величина зазора в каждой межвагонной связи равна средней величине зазора.

## 2.8 Методика учёта сил основного сопротивления движению поезда

Сила сопротивления движению поезда – это внешняя приложенная к ободу колёс эквивалентная сила, для преодоления которой требуется такая же работа, как и на преодоление всех действительных сил, препятствующих движению поезда [80]. Сила сопротивления движению, как правило, всегда направлена в сторону, противоположную направлению скорости движения поезда. В то же время в режиме движения поезда по крутому спуску направление силы сопротивления движению совпадает с направлением скорости движения поезда и оказывает значительное влияние на процесс автоматического управления скоростью.

Величина силы сопротивления движению экипажа поезда изменяется нелинейно и зависит от параметров данного экипажа и скорости его движения, а также от параметров пути, по которому в данный момент движется экипаж. Различают силы основного и дополнительного сопротивления движению. Сила основного сопротивления движению действует на экипажи поезда постоянно и возникает из-за трения в буксовых подшипниках, трения колёс о рельсы и других составляющих. Сила дополнительного сопротивления движению действует на экипажи поезда в определённых режимах (движение по уклону, движение в кривой, движение в тоннелях и в ряде других случаев).

Поскольку силы сопротивления зависят от массы экипажей, при расчётах сначала определяют удельные силы сопротивления движению – силы, приходящиеся на единицу массы экипажа. Основное удельное сопротивление движению  $w_0$  определяется по эмпирическим формулам в зависимости от типа экипажа (локомотив или вагон), скорости его движения, а для локомотивов – и в зависимости от режима движения (тяга/торможение или выбег). В дальнейших расчётах для локомотива и  $j$ -го грузового вагона его определяют по формулам (2.27 и 2.28) соответственно, приведённым в [117]

$$w'_0 = a_1 + b_1 v_{л} + c_1 v_{л}^2; \quad (2.27)$$

$$w''_{0j} = a_2 + \frac{b_2 + c_2 v_j + d_2 v_j^2}{q_j}, \quad (2.28)$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  – коэффициенты, зависящие от типа подвижного состава, режима движения (для локомотива) и типа пути. В данном исследовании рассматривалось движение по бесстыковому пути электровоза (в режимах тяги и выбега) и четырёхосных грузовых вагонов, оборудованных подшипниками качения;

$v_l$  и  $v_j$  – скорости движения локомотива и  $j$ -го вагона соответственно;

$q_j$  – нагрузка на ось  $j$ -го вагона, зависящая от массы вагона и числа его осей.

Дополнительное удельное сопротивление движению  $w$  также определяется по формулам, приведённым в [117-118]. В качестве дополнительного сопротивления движению экипажей рассматривается сопротивление движению на уклонах, методика определения которого рассмотрена в разделе 2.9.

В дальнейших расчётах полное сопротивление движению  $j$ -го экипажа  $W_j$  определяется по формуле (2.29) на основе величин массы экипажа  $m_j$  и величин удельного сопротивления движению (основного удельного сопротивления движению  $w_{0j}$  и удельного сопротивления от уклона  $w_{ij}$ )

$$W_j = m_j (w_{0j} + w_{ij}). \quad (2.29)$$

Поскольку при движении поезда скорости экипажей и параметры пути непрерывно изменяются, расчёт всех составляющих сопротивления движению в дискретной многомассовой модели поезда целесообразно осуществлять для всех экипажей в каждый момент времени. Используя величины полного сопротивления движению каждого экипажа, а также возникающие в нём силы тяги и торможения (при их наличии), можно определить равнодействующую сил тяги, торможения и сопротивления движению  $F_j$ , действующую на данный экипаж (2.17).

## 2.9 Методика учёта сил дополнительного сопротивления движению поезда при движении по уклону

Движение экипажей поезда происходит как по горизонтальным участкам пути, так и по подъёмам и спускам различной крутизны, что вызывает появление силы дополнительного сопротивления движению от уклона. Переход с одного элемента профиля на другой для различных экипажей поезда происходит неодновременно, в результате чего силы дополнительного сопротивления движению от уклона, действующие на разные экипажи поезда, могут существенно отличаться. Кроме того, величина уклона при переходе экипажа с одного элемента профиля на другой не изменяется скачкообразно. При разработке САУ скоростью грузовым поездом необходимо учитывать эти особенности. Используя дискретную многомассовую модель поезда, силу дополнительного сопротивления движению от уклона целесообразно определять для каждого экипажа в каждый момент времени. Согласно Правилам тяговых расчётов для поездной работы [117], величину удельного сопротивления движению от уклона  $w_{ij}$  можно определить по формуле

$$w_{ij} = i, \quad (2.30)$$

где  $i$  – величина уклона под  $j$ -м экипажем, ‰.

Величина уклона под экипажем является постоянной при движении экипажа по какому-либо элементу профиля. Поскольку соседние элементы профиля сопрягают друг с другом переходными кривыми определенного радиуса (в вертикальной плоскости), при переходе экипажа с одного участка профиля на другой величина уклона под экипажем будет плавно изменяться от значения, соответствующего предыдущему элементу профиля до значения, соответствующего следующему элементу профиля (рисунок 2.19).



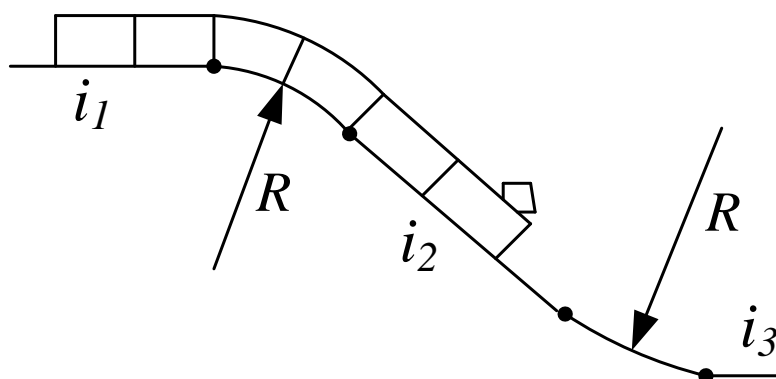


Рисунок 2.19 – Движение экипажей поезда по переломам профиля пути

Поэтому определение величины уклона под данным экипажем в дальнейшем осуществлялось по следующей методике. На основе массива значений длин элементов профиля и соответствующих им величин уклонов для каждого сопряжения соседних элементов профиля осуществлялось определение угла и длины дуги переходной кривой при её заданном радиусе  $R$  (во всех расчётах значение  $R$  согласно [48] принято равным 15000 м). Затем определялись координаты начала и конца каждой переходной кривой. Если экипаж находился между концом предыдущей и началом следующей переходной кривой (на элементе профиля), величина уклона под экипажем приравнивалась к величине уклона данного элемента. Если экипаж находился на сопряжении элементов профиля (между началом и концом переходной кривой), величина уклона под экипажем вычислялась на основе величин уклонов соседних элементов, а также пути экипажа, пройденного по переходной кривой.

## 2.10 Математическая модель тягового электропривода

Исполнительным устройством САУ скоростью локомотива является автоматизированный тяговый электропривод, который на основании заданного значения силы тяги (торможения) создает необходимый тяговый (тормозной)

момент на валах тяговых двигателей. Тяговый привод состоит из устройства управления, тягового преобразователя и тяговых двигателей.

Как было указано в разделе 1, в настоящее время широко распространён подвижной состав с плавным бесконтактным регулированием напряжения на тяговых двигателях (как коллекторных, так и асинхронных), что позволяет реализовать практически любое значение силы тяги (торможения) в установленных ограничениях. Для моделирования работы тягового электропривода такого подвижного состава необходимо знать ограничения, наложенные на тяговые (тормозные) характеристики данного подвижного состава. В дальнейших расчётах в качестве этих ограничений выбраны ограничения тяговых и тормозных характеристик двухсекционного электровоза переменного тока 2ЭС5К «Ермак», оборудованного плавным регулированием напряжения на коллекторных тяговых двигателях. Графики зависимости максимальной силы тяги (торможения) от скорости движения электровоза приведены на рисунке 2.20, а также в [117].

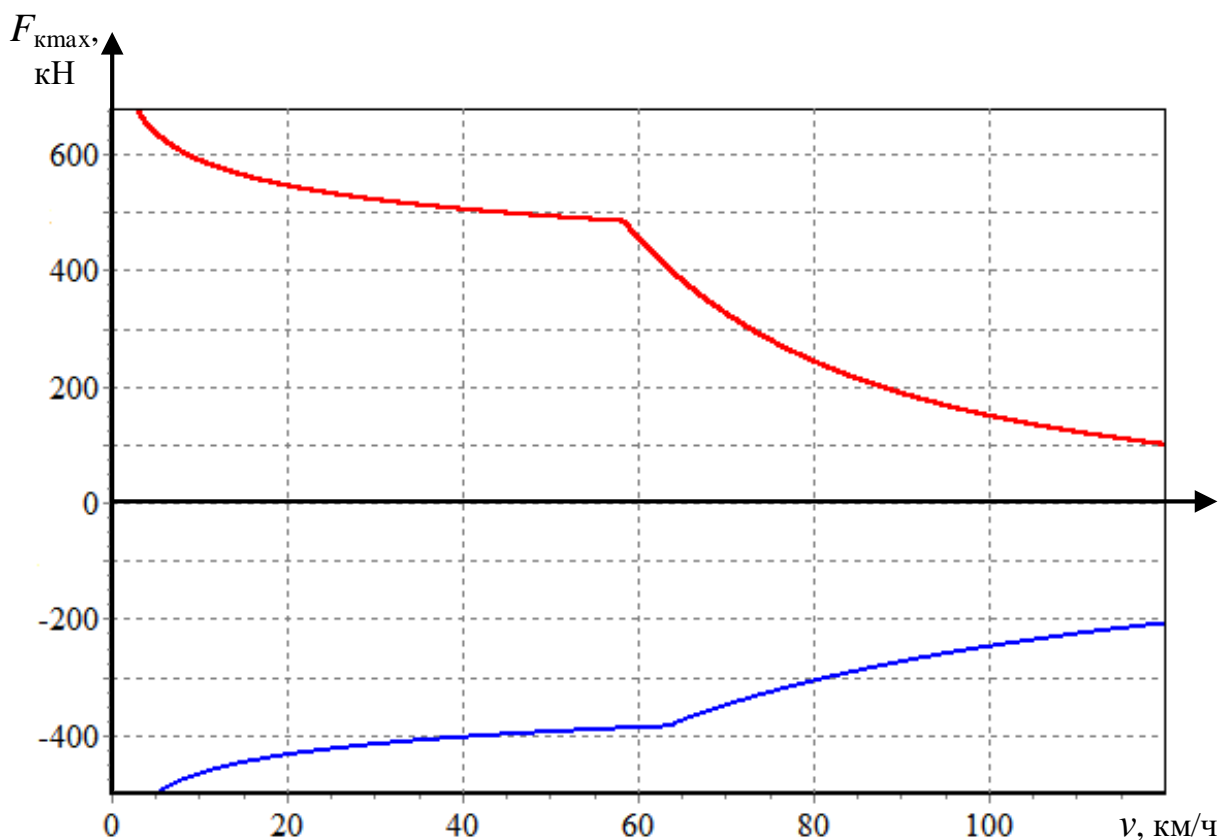


Рисунок 2.20 – Графики зависимости максимальной силы тяги (торможения) от скорости движения электровоза

Данные ограничения представляют собой зависимости максимально допустимых значений силы тяги (торможения) от скорости движения. В САУ скоростью данные зависимости реализует устройство ограничений: на основе значения фактической скорости движения локомотива и выбранного режима движения оно определяет максимально возможное значение силы тяги (торможения).

Из-за особенностей грузового поезда как объекта управления тяговый электропривод можно представить в виде элемента с передаточной функцией апериодического звена 1 порядка [48, 50]. Это объясняется тем, что величина постоянной времени тягового электропривода и его системы управления определяется быстротой протекания процессов в электрических цепях и составляет доли секунды, следовательно, она на несколько порядков меньше величины постоянной времени грузового поезда, которая может достигать нескольких сотен секунд. Связь фактического значения силы тяги (торможения) на выходе автоматизированного электропривода и заданного значения силы тяги (торможения) на его входе в этом случае можно описать следующим выражением

$$F_{\text{эл}}(B_{\text{эл}}) = T_{\text{тэп}} \frac{dF_{\text{эл}}(dB_{\text{эл}})}{dt} + F_{\text{зад}}(B_{\text{зад}}), \quad (2.31)$$

где  $F_{\text{эл}}(B_{\text{эл}})$  – фактическое значение силы тяги (торможения);

$T_{\text{тэп}}$  – постоянная времени тягового электропривода. Согласно [28], в дальнейших расчётах её значение принято равным 0,3 с;

$F_{\text{зад}}(B_{\text{зад}})$  – заданное значение силы тяги (торможения).

## 2.11 Методика оценки продольных сил, используемая в системе автоматического управления скоростью грузового поезда

В подразделах 2.6 и 2.7 был рассмотрен метод оценки величин продольных сил в грузовом поезде, основанный на использовании дискретной многомассовой модели поезда, дополненной математическими описаниями межвагонных связей. Данный метод, использовавшийся и в ряде других исследований [50], позволяет достаточно точно оценить величины продольных сил, в том числе в переходных режимах движения, но требует значительных затрат вычислительных ресурсов. Это связано с тем, что при использовании данного метода осуществляется значительное количество вычислений, в том числе решение системы дифференциальных уравнений второго порядка, число которых равно числу экипажей поезда [119]. Ресурсоёмкость данного метода особенно ощущается при проведении многократных расчётов, например, при решении задачи параметрического синтеза САУ скоростью.

Возможен менее ресурсоёмкий метод оценки величин квазистатических продольных сил, возникающих в межвагонных связях поезда [120]. В отличие от вышерассмотренного метода, он не требует использования дискретной модели поезда и математических описаний межвагонных связей. Известно, что для установившегося режима движения поезда деформация межвагонной связи, а, следовательно, и величина возникающей в ней квазистатической продольной силы зависит от разницы ускоряющих либо замедляющих сил, действующих на экипажи, соединённые данной связью. Следовательно, величину продольной силы для каждой межвагонной связи можно определить, зная ускорение поезда в данный момент времени, массу каждого экипажа и силу сопротивления его движению, а также силу тяги локомотива [2, 120]. Например, в режиме тяги продольная сила, возникающая в автосцепке между локомотивом и первым вагоном равна разнице силы тяги локомотива, силы сопротивления его движению и доли силы тяги

локомотива, затраченной на ускорение локомотива. Величина продольной силы в межвагонной связи за  $j$ -м вагоном поезда будет равна величине продольной силы в межвагонной связи перед  $j$ -м вагоном поезда за вычетом силы сопротивления движению этого вагона и ускоряющей силы, действующей на данный вагон. Последняя будет равна произведению массы вагона на среднее ускорение поезда в данный момент времени [2].

На рисунке 2.21 показан грузовой поезд, состоящий из  $n$  экипажей, в том числе двух локомотивов, находящихся в начале и середине поезда. Поезд состоит из двух локомотивов с номерами 0 и  $k$  и  $n$  экипажей с номерами от 0 до  $n - 1$ . Поезд имеет  $n - 1$  межвагонных связей с номерами от 1 до  $n - 1$ .

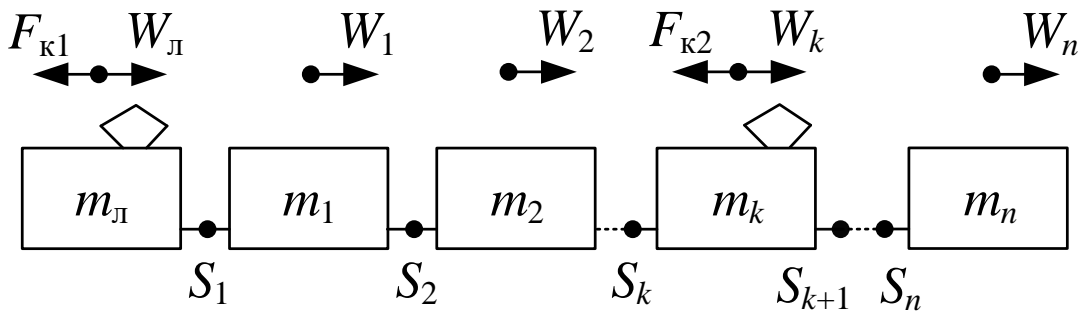


Рисунок 2.21 – Схема сил, действующих на экипажи поезда

Система уравнений для сил, действующих в режиме тяги на каждый экипаж данного поезда, имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} m_0 \frac{dv}{dt} = F_{\text{к1}} - W_0 - S_1; \\ m_1 \frac{dv}{dt} = S_1 - W_1 - S_2; \\ \dots \\ m_k \frac{dv}{dt} = F_{\text{к2}} + S_k - W_k - S_{k+1}; \\ \dots \\ m_{n-1} \frac{dv}{dt} = S_{n-1} - W_{n-1}, \end{array} \right. \quad (2.32)$$

где  $m_0, m_1, m_2, \dots, m_n$  – соответственно, масса локомотива, масса первого вагона, масса второго вагона, масса последнего вагона, кг;

$dv/dt = a_{cp}$  – средняя величина ускорения экипажей поезда, м/с<sup>2</sup>;

$F_{к1}, F_{к2}$  – силы тяги первого и второго локомотивов поезда, Н;

$\Sigma W_{л}, \Sigma W_1, \Sigma W_2, \dots, \Sigma W_n$  – сумма расчётных значений сил основного и дополнительного сопротивления движению соответственно, локомотива, первого вагона, второго вагона, второго локомотива, последнего вагона, Н. Данные силы определяются по известным соотношениям с учётом информации о скорости движения, а также положения локомотива на элементах профиля и плана пути с учётом текущей координаты;

$S_1, S_2, S_3, \dots, S_{n-1}$  – продольные силы, соответственно, в первом, втором, третьем, последнем межвагонных соединениях поезда, Н;

$S_k, S_{k+1}$  – продольные силы в межвагонных соединениях до и после второго локомотива, Н.

В данном методе аналогично осуществляется определение расчётных значений сил основного и дополнительного сопротивления движению каждого экипажа в каждый момент времени. Расчёт данных сил осуществляется по методике, аналогичной методике расчёта при использовании дискретной модели поезда. Но, поскольку в предложенном методе не определяются мгновенные значения скоростей экипажей, при расчете сил сопротивления движению используют значение скорости движения локомотива. Определив величину суммы всех сил сопротивления движению, величину силы тяги локомотива, а также вес локомотива и состава, можно найти величину среднего ускорения экипажей поезда

$$a_{cp} = \frac{F_k + \Sigma W_j}{P + \Sigma Q_i}, \quad (2.33)$$

где  $a_{cp}$  – средняя величина ускорения поезда, м/с<sup>2</sup>;

$F_k$  – сила тяги локомотива, Н;

$\Sigma W_j$  – сумма сил основного и дополнительного сопротивления движению всех экипажей поезда, Н;

$P$  – масса локомотива поезда, кг;

$\sum Q_j$  – масса состава, кг.

Зная величину среднего ускорения, можно определить расчётные величины продольных сил для каждого междвагонного соединения поезда. Так, в режиме тяги величины продольных сил в междвагонных соединениях поезда, состоящего из  $n - 1$  вагонов и двух локомотивов, находящихся в начале и середине поезда, можно найти из выражений (2.34), полученных из выражений (2.32)

$$\left\{ \begin{array}{l} S_1 = F_{к1} - W_0 - m_0 \frac{dv}{dt}; \\ S_2 = S_1 - W_1 - m_1 \frac{dv}{dt}; \\ \dots \\ S_{k+1} = F_{к2} + S_k - W_k - m_k \frac{dv}{dt}; \\ \dots \\ S_{n-1} = S_{n-2} - W_{n-2} - m_{n-2} \frac{dv}{dt}. \end{array} \right. \quad (2.34)$$

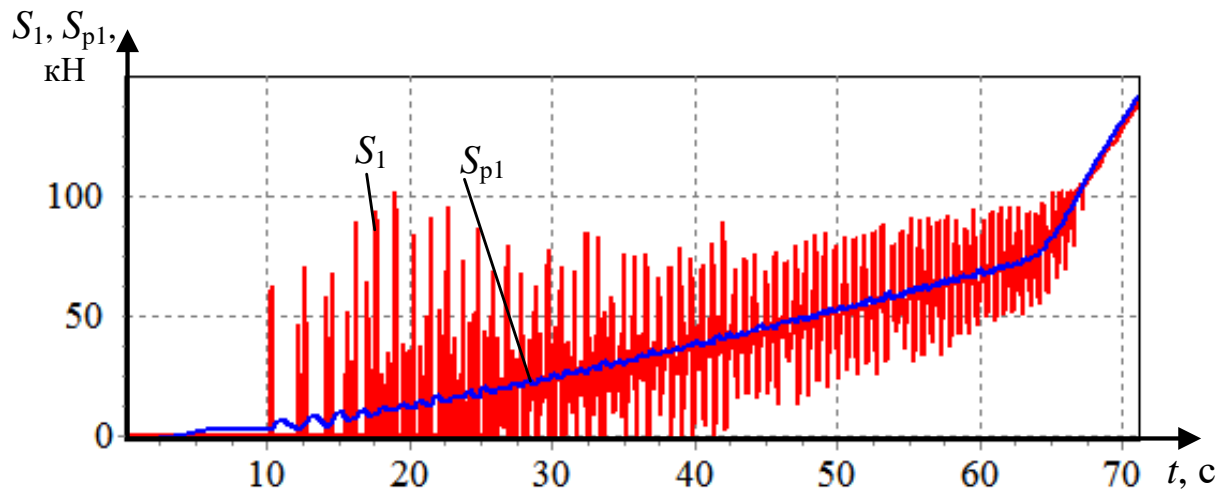
В режиме электрического торможения величины продольных сил определяют из аналогичной системы уравнений, путём подстановки в неё значений сил торможения локомотивов поезда вместо значений сил тяги.

Предложенный способ позволяет достаточно точно оценить величины продольных сил в установившемся режиме движения. Так, он может быть использован при оценке преобладающего состояния междвагонных связей поезда (растянутое либо сжатое). В то же время данный способ из-за принятых допущений не позволяет точно оценить величины продольных сил в переходных режимах движения поезда, сопровождающихся колебательными процессами.

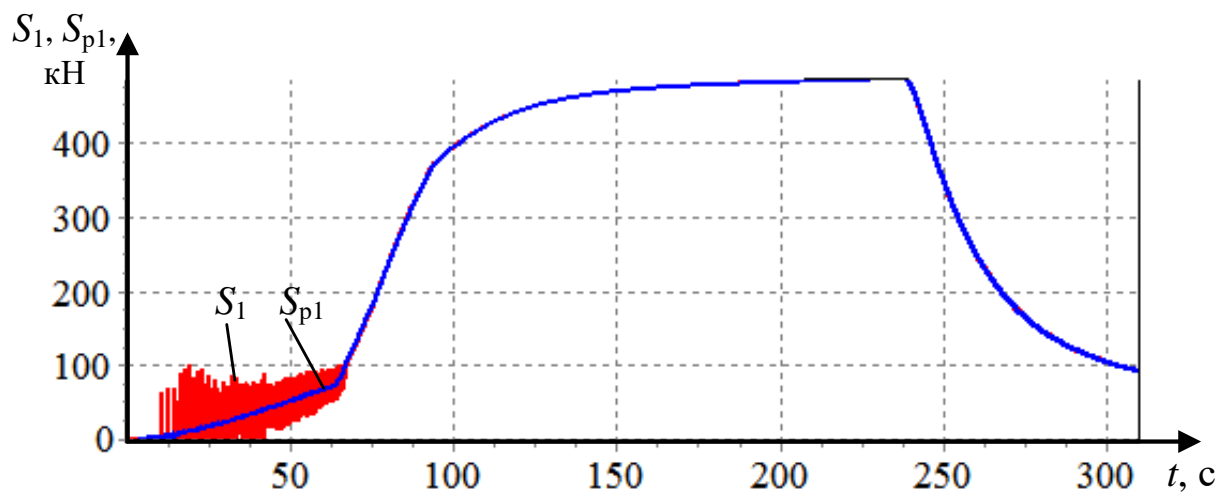
Выполнено сравнение результатов оценки продольных сил в грузовом поезде, полученных двумя способами – с использованием дискретной многомассовой модели поезда и вышерассмотренным способом, не требующим использования данной модели. Для этого рассмотрено движение предварительно сжатого грузового поезда в режиме трогания с места. Грузовой поезд массой 6582 т состоит из электровоза массой 192 т и 71 гружёного вагона массой 90 т каждый. На рисунке 2.22 (а, б) представлены графики зависимости величины продольной силы

в первом межвагонном соединении поезда от времени  $S_1(t)$  и  $S_{p1}(t)$ . График зависимости  $S_1(t)$  получен с использованием дискретной многомассовой модели поезда; график зависимости  $S_{p1}(t)$  – с использованием вышерассмотренного способа оценки величин продольных сил без использования модели поезда.

а)



б)



а – графики зависимостей величин продольных сил от времени при трогании поезда,  
б – графики зависимостей величин продольных сил от времени при трогании поезда и его движении по выбранному участку пути

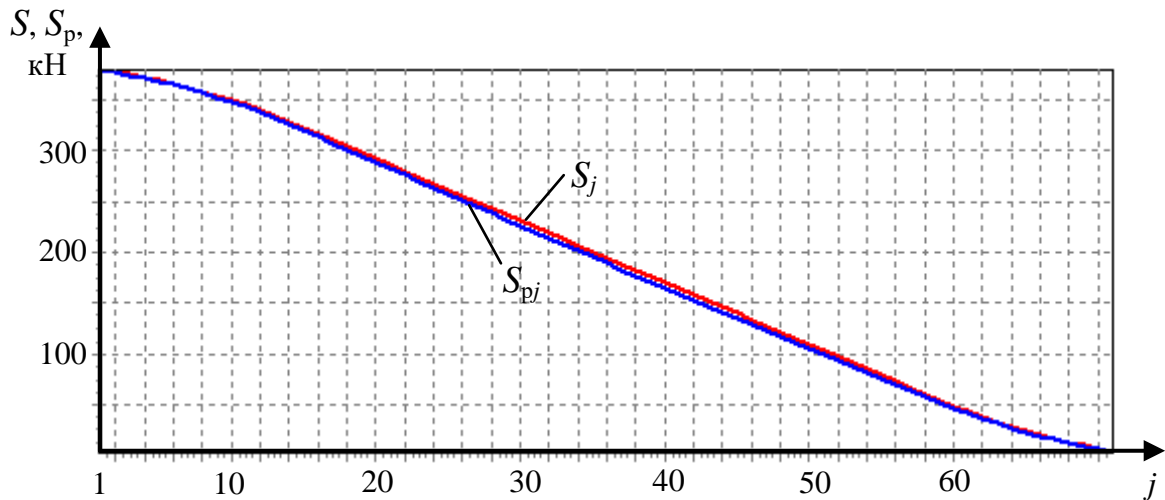
**Рисунок 2.22 – График зависимости величины продольной силы в первом межвагонном соединении, рассчитанной двумя способами, от времени**

При трогании поезда с места сила тяги локомотива плавно увеличивается. Как видно из рисунка 2.22, при этом возрастает скорость движения локомотива и вагоны сжатого поезда поочередно трогаются с места, что сопровождается



колебаниями величины продольной силы  $S_1$  в первом межвагонном соединении с амплитудой до 150 кН (рисунок 2.22, б). Амплитуда и частота этих колебаний уменьшаются по мере трогания экипажей поезда и к моменту времени 68 с затухают. После этого при дальнейшем разгоне поезда сила тяги локомотива, и, следовательно, продольная сила  $S_1$  плавно увеличиваются. Анализ графика  $S_{p1}(t)$ , полученного согласно предложенной методике оценки продольных сил, показывает, что расчётная продольная сила  $S_{p1}$  является несколько усреднённым значением фактической продольной силы  $S_1$ . После завершения процесса трогания поезда значения этой продольной силы, полученные различными способами расчёта, практически совпадают.

Выполнено сравнение эпюр распределения продольных сил в данном поезде, полученных двумя рассмотренными способами, в квазистатическом режиме движения поезда. Для этого рассмотрены эпюры распределения продольных сил в межвагонных связях при разгоне поезда в момент времени 85 с. На рисунке 2.23 представлены эпюры  $S(j)$  и  $S_p(j)$ , показывающие распределение величин продольных сил, рассчитанных двумя способами, в межвагонных связях поезда. Из анализа рисунка 2.23 следует, что сила тяги локомотива поезда составляет 380 кН, а все межвагонные связи поезда растянуты. Сравнение двух эпюр показывает, что в установившемся режиме движения величины продольных сил, полученные как с применением дискретной модели поезда, так и согласно предложенному методу оценки продольных сил, практически совпадают [121]. Средняя разница величин продольных сил, рассчитанных двумя способами, в квазиустановившемся режиме движения поезда, не превышает 1 – 3 %.



**Рисунок 2.23 – Эпюры продольных сил в грузовом поезде, полученные двумя различными способами оценки величин продольных сил**

Поэтому предложенный метод расчёта величин продольных сил, не требующий использования дискретной многомассовой модели поезда, целесообразно использовать в САУ скоростью грузового поезда с целью оценки состояния межвагонных связей поезда – растянутое либо сжатое.

## **2.12 Оценка эффективности работы системы автоматического управления скоростью**

С учётом применения в САУ скоростью алгоритмов управления для режимов разгона и торможения, адаптивных к состоянию межвагонных связей поезда, а также на основании выполнения пробных расчётов, выяснено, что оценку эффективности работы САУ целесообразно выполнять в следующих режимах движения грузового поезда:

- 1) режим I – трогание с места, разгон до скорости 40 км/ч с переходом к стабилизации скорости и последующим разгоном до скорости 80 км/ч также с переходом к стабилизации скорости. Движение осуществляется по площадке;
- 2) режим II – аналогичен режиму I, но при в режиме стабилизации скорости на уровне 40 км/ч движение осуществляется по спуску;

3) режим III – движение поезда в режиме выбега по площадке с последующим переходом на спуск и торможением поезда на спуске до заданной скорости, выполняемым в один этап;

4) режим IV – движение поезда в режиме выбега по площадке и подъёму с последующим переходом на площадку и торможением поезда до заданной скорости на площадке, выполняемым в два этапа.

В каждом режиме были исследованы два варианта алгоритма управления: первый (I), при котором изменение силы тяги или торможения осуществляется всегда в два этапа вне зависимости от состояния поезда (неадаптивный алгоритм), и второй (II), с адаптацией способа управления силами тяги или торможения к оценочному состоянию межвагонных связей (адаптивный алгоритм).

Моделирование работы САУ скоростью локомотива грузового поезда осуществлялось с использованием среды программирования *Borland C++ Builder* и языка программирования *C++*. Для этого в данной среде программирования была написана программа, описывающая модель САУ скоростью, включающую в себя модель поезда как объекта управления.

Оценка эффективности работы САУ выполнялась методом имитационного моделирования с использованием модели САУ скоростью грузового поезда на примере поезда массой 6582 т, состоящего из электровоза массой 192 т и 71 гружёного вагона массой 90 т каждый.

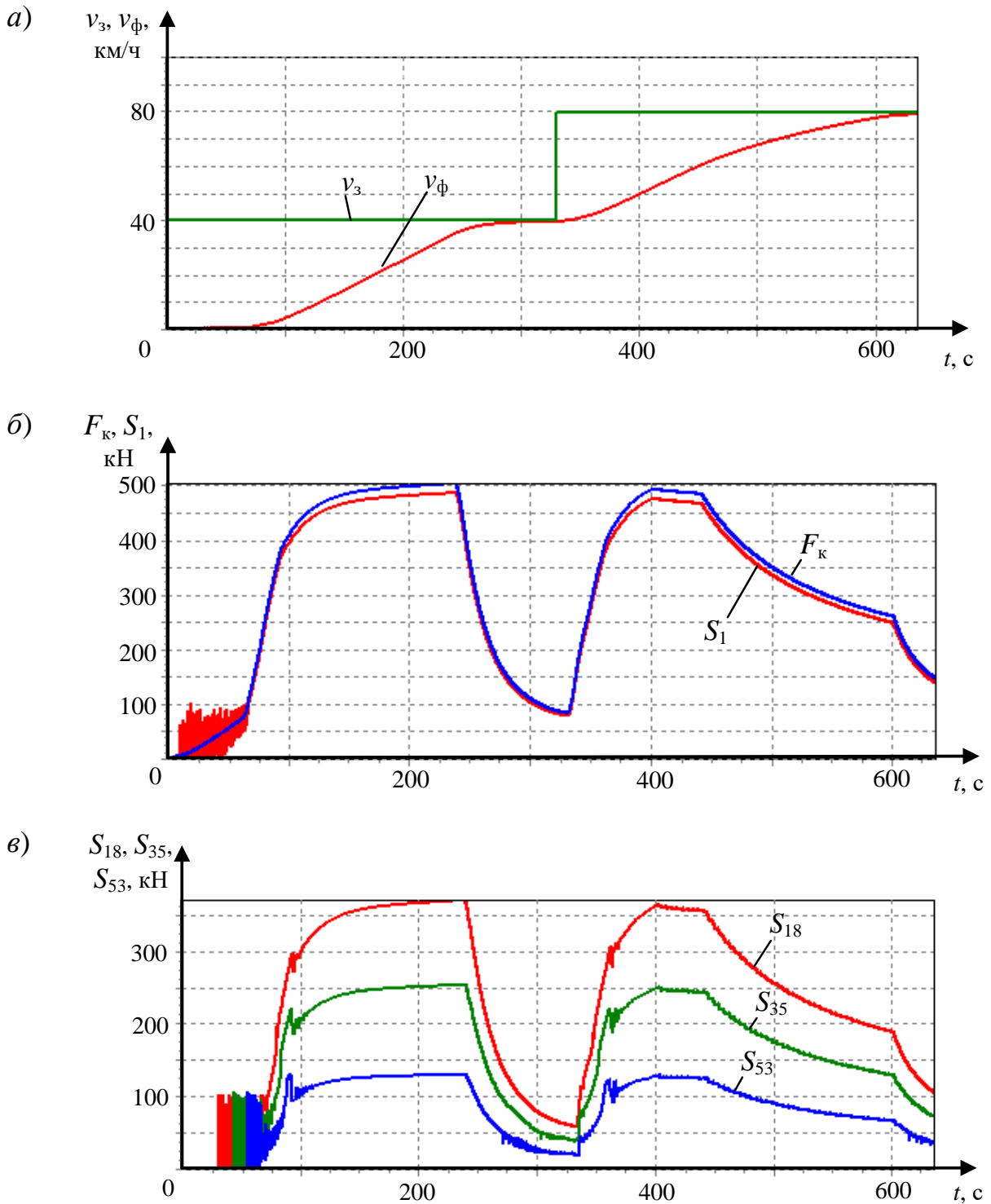
Рассмотрено движение предварительно сжатого грузового поезда в режиме I (трогание с места, разгон до скорости 40 км/ч с переходом к стабилизации скорости и последующим разгоном до скорости 80 км/ч также с переходом к стабилизации скорости) при использовании в САУ алгоритма управления, адаптивного к оценочному состоянию межвагонных связей. В этом случае движение поезда осуществляется только по площадке.

Результаты моделирования приведены на рисунках 2.24 и 2.25. Графики зависимостей фактической и заданной скоростей движения поезда от времени  $v_{\phi}(t)$  и  $v_3(t)$  показаны на рисунке 2.24, а. График зависимости силы тяги локомотива от

времени  $F_k(t)$  показан на рисунке 2.24, б; графики зависимости величины продольной силы в 1-й, 35-й и 53-й автосцепках поезда от времени  $S_1(t)$ ,  $S_{35}(t)$  и  $S_{53}(t)$  – на рисунке 2.24, в. Автосцепки с данными номерами расположены в серединах первой, второй и последней трети поезда, графики изменения продольных сил в них в достаточной мере иллюстрируют переходные процессы в поезде. Эюра распределения продольных сил в поезде к моменту времени 320 с приведена на рисунке 2.25, а, эюра распределения максимальных величин продольных динамических сил в поезде при переходном процессе – на рисунке 2.25, б.

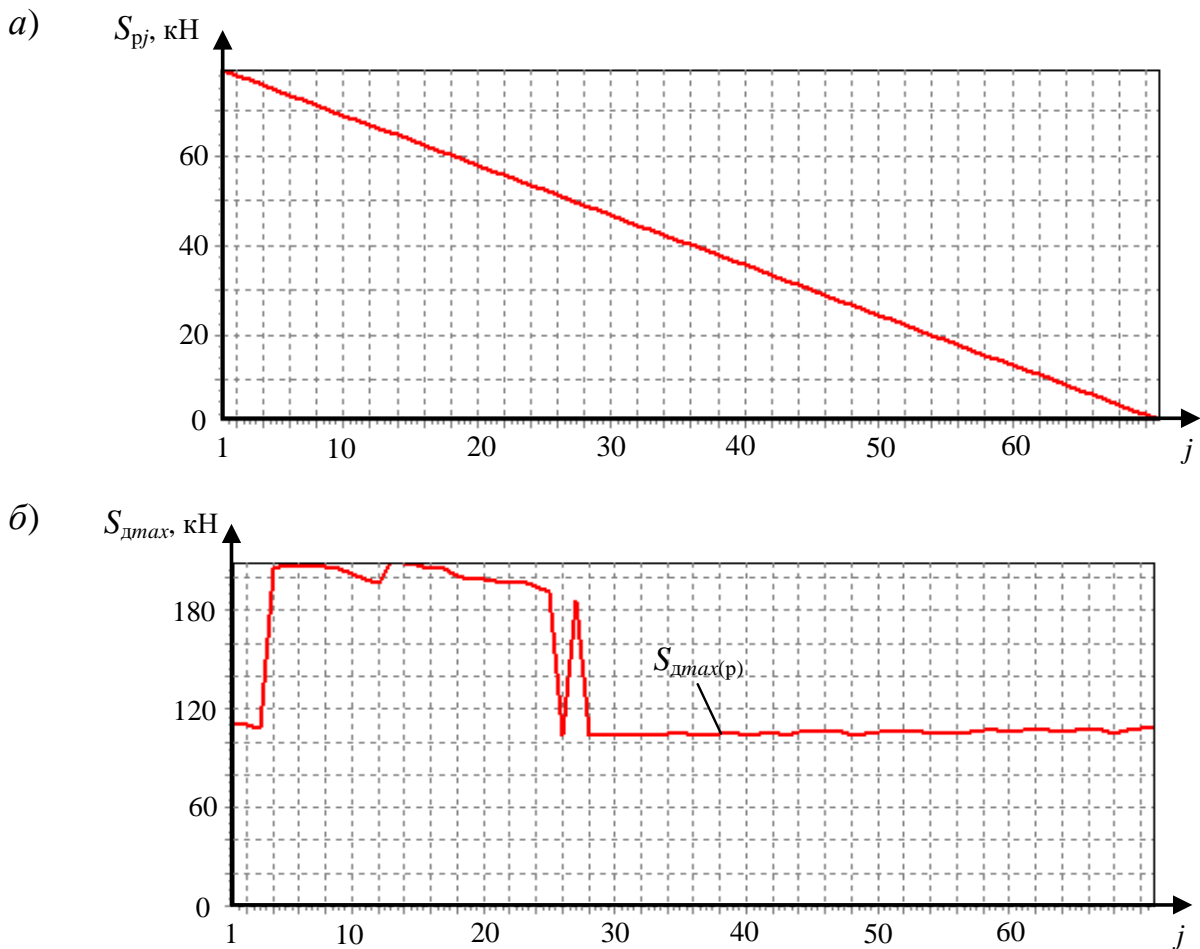
Анализ полученных результатов показывает, что САУ скоростью осуществляет трогание поезда с места, используя алгоритм разгона поезда в два этапа. Сначала происходит разгон поезда до скорости 40 км/ч с последующим переходом к стабилизации скорости. В процессе разгона поезда сила тяги локомотива сначала плавно возрастает до максимального значения, а затем плавно снижается до значения 80 кН при переходе к стабилизации скорости (рисунок 2.24, б). Постепенный выбор зазоров в межвагонных связях при трогании поезда с места сопровождается колебаниями продольных сил; при этом максимальное значение продольной силы в 1-й автосцепке поезда составляет 102 кН, а в 35-й – 110 кН. Эти колебания затухают после завершения растяжения поезда и выбора зазоров. При переходе к стабилизации скорости величины продольных сил остаются положительными, что свидетельствует о растянутом состоянии поезда.

При движении поезда САУ постоянно осуществляет оценку величин продольных сил и состояния поезда. Перед разгоном до скорости 80 км/ч (момент времени 320 с) межвагонные соединения поезда находятся в растянутом состоянии (рисунок 2.25, а). САУ оценивает состояние поезда как растянутое и при изменении значения заданной скорости с 40 км/ч на 80 км/ч осуществляет повторный разгон поезда сразу с максимальным ускорением. При этом в нём практически не возникает продольных колебаний (рисунок 2.24, в), что объясняется растянутым состоянием поезда и отсутствием зазоров в автосцепках.



*а – графики зависимостей фактической и заданной скоростей движения от времени; б – графики зависимостей силы тяги локомотива и продольной силы в 1-й автосцепке поезда от времени; в – графики зависимостей величины продольной силы в 18-й, 35-й и 53-й автосцепках поезда от времени*

**Рисунок 2.24 – Результаты моделирования движения поезда в режиме I при использовании САУ с адаптивным алгоритмом управления**



*а – эпюра распределения продольных сил в поезде к моменту времени 320 с; б – эпюра распределения максимальных величин продольных динамических сил в поезде при переходном процессе*

**Рисунок 2.25 – Результаты моделирования движения поезда в режиме I при использовании САУ с адаптивным алгоритмом управления**

В процессе дальнейшего разгона сила тяги электровоза также плавно снижается, что объясняется выходом на ограничение по мощности (440 с), а также переходом к режиму стабилизации скорости (600 с).

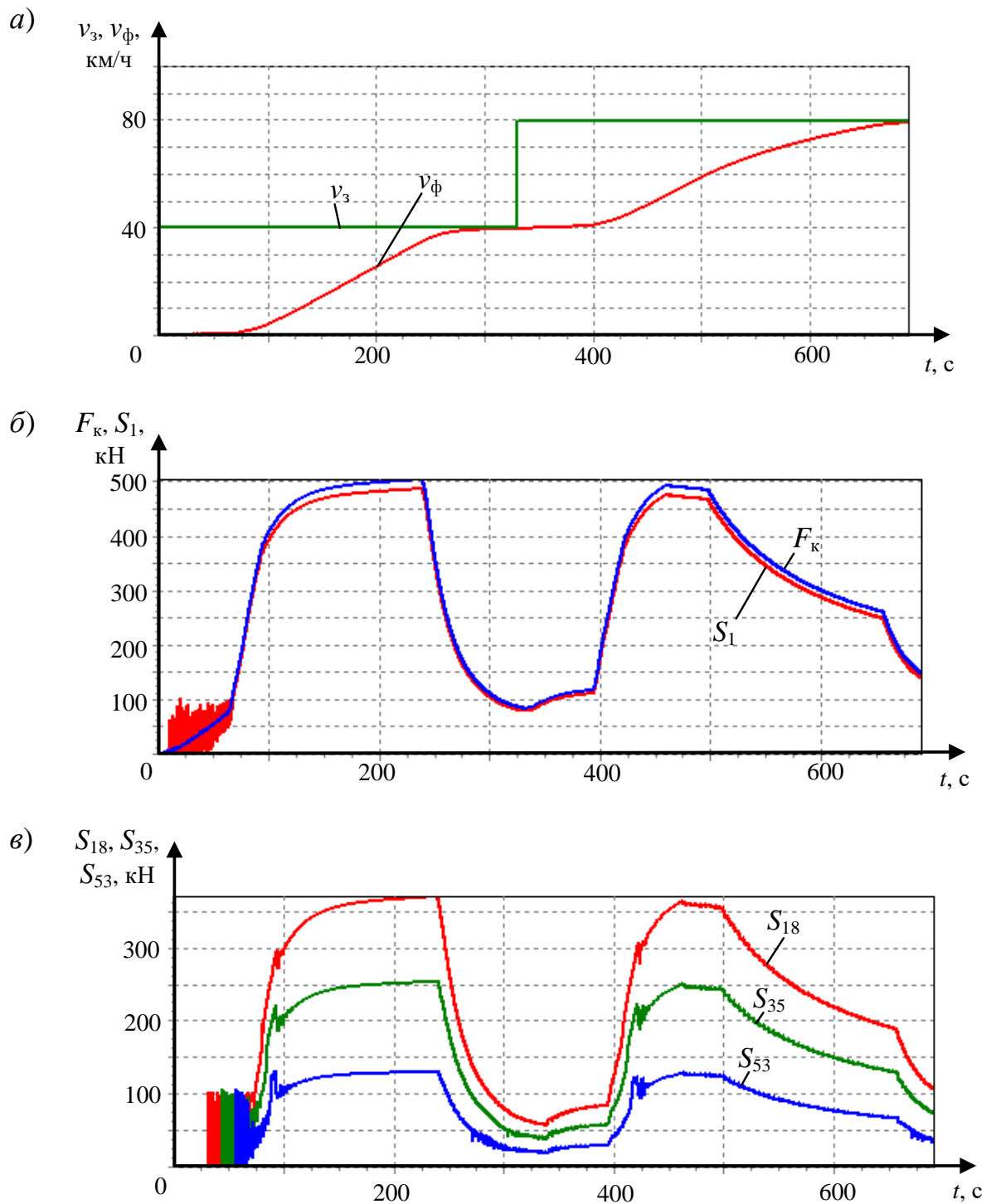
В таблице 2.2 приведены значения показателей качества САУ в выбранном режиме движения: время переходного процесса  $t_p$ , сумма усталостных повреждений автосцепок поезда за время переходного процесса  $a$ , (методика определения данной величины рассмотрена далее, в разделе 3.2), максимальная величина продольной динамической сжимающей силы  $S_{dmax}$  за время переходного процесса, а также номер автосцепки  $N_{Smax}$ , в которой возникает максимальная динамическая сжимающая сила.

**Таблица 2.2 – Величины показателей качества для САУ с различными вариантами алгоритма управления, полученные в режиме движения I**

| Показатели качества<br>САУ | Вариант алгоритма САУ    |                           |
|----------------------------|--------------------------|---------------------------|
|                            | II (адаптивный алгоритм) | I (неадаптивный алгоритм) |
| $t_p, c$                   | 636                      | 691                       |
| $a$                        | $3,64 \cdot 10^{-7}$     | $3,64 \cdot 10^{-7}$      |
| $S_{dmax}, кН$             | 109,3                    | 109,3                     |
| $N_{Smax}$                 | 71                       | 71                        |

Для сравнения, на рисунках 2.26 и 2.27 приведены графики, иллюстрирующие работу САУ с I вариантом алгоритма управления – неадаптивным алгоритмом, независимо от состояния межвагонных связей поезда реализующим изменение силы тяги (торможения) в два этапа, что в ряде случаев приводит к затягиванию переходных процессов. Значения показателей качества, полученные в выбранном режиме движения для САУ с I вариантом алгоритма управления, также приведены в таблице 2.2. Анализ данных этой таблицы показывает, что использование САУ с адаптивным алгоритмом управления приводит к сокращению времени переходного процесса на 8 % (с 691 с до 636 с) без ухудшения других показателей качества.

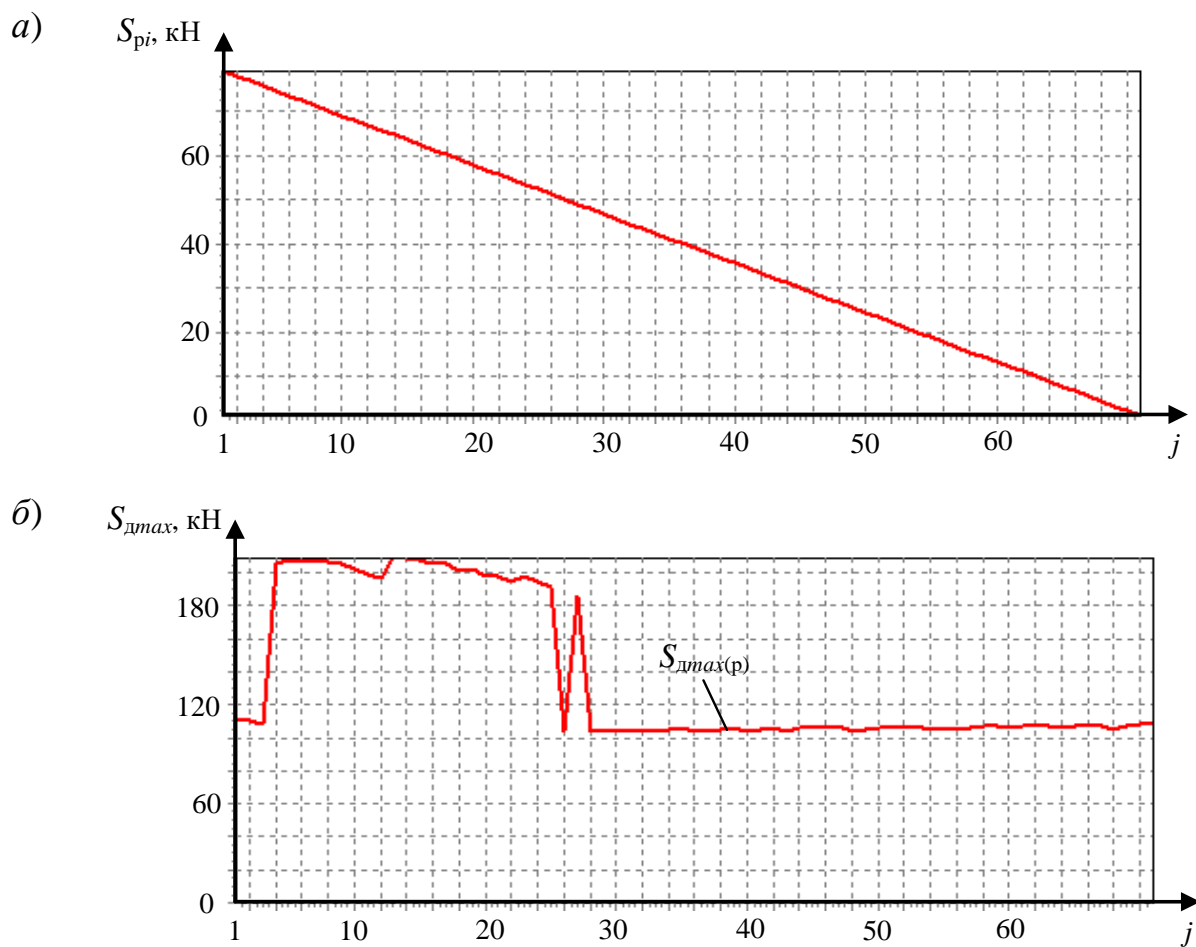
Далее рассмотрена работа САУ в режиме II. В этом режиме грузовой поезд сначала движется по площадке, а в режиме стабилизации скорости на уровне 40 км/ч – по спуску крутизной 2,7 ‰. Поэтому поезд перед началом разгона до скорости 80 км/ч находится в сжатом состоянии и САУ скоростью с адаптивным алгоритмом управления, оценив состояние межвагонных связей поезда, осуществляет разгон поезда в два этапа. Результаты моделирования движения поезда в этом режиме приведены на рисунках 2.28 и 2.29, аналогичных рисункам 2.24 и 2.25.



*а – графики зависимостей фактической и заданной скоростей движения от времени; б – графики зависимостей силы тяги локомотива и продольной силы в 1-й автосцепке поезда от времени; в – графики зависимостей величины продольной силы в 18-й, 35-й и 53-й автосцепках поезда от времени*

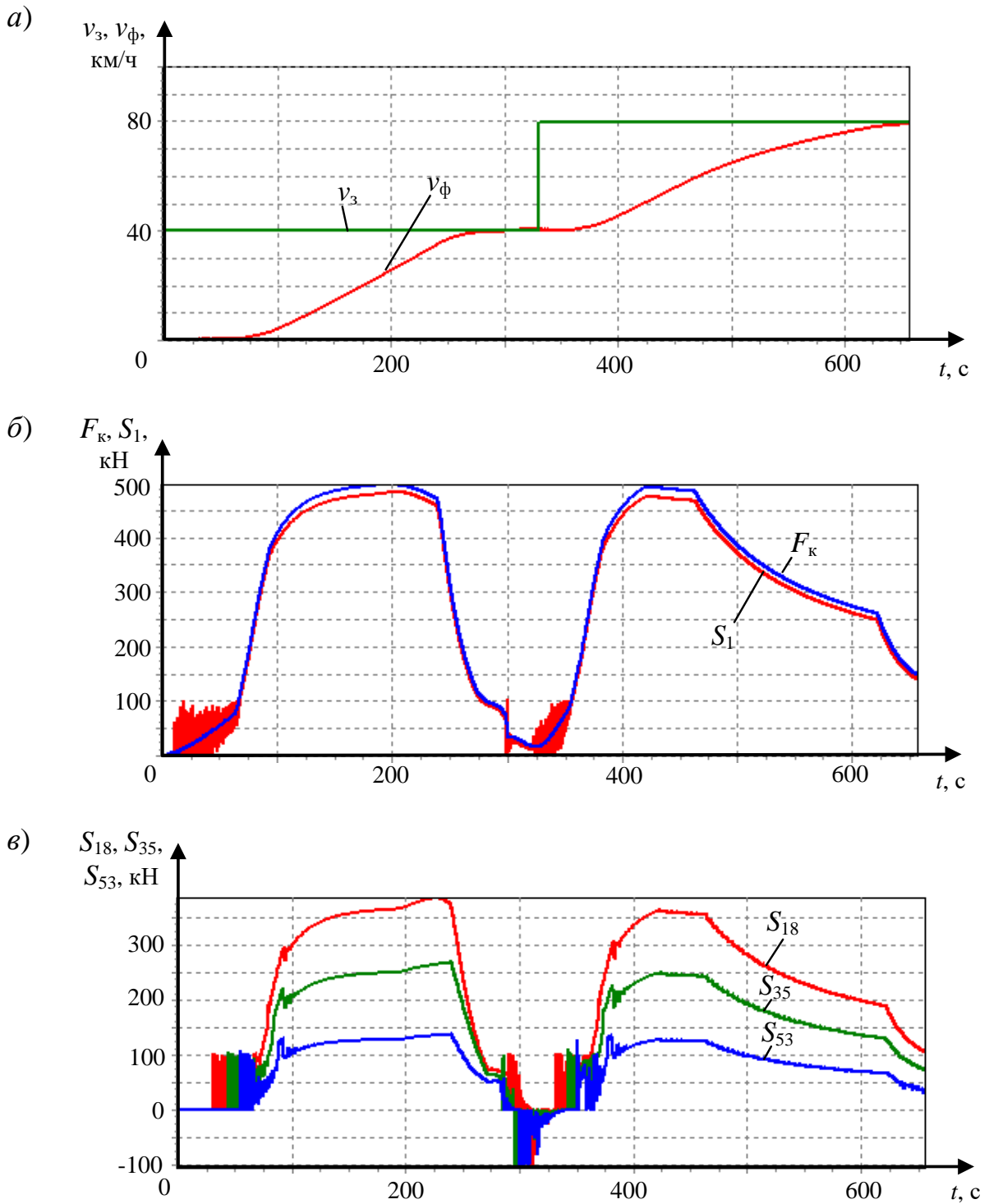
**Рисунок 2.26 – Результаты моделирования движения поезда в режиме I при использовании САУ с неадаптивным алгоритмом управления**





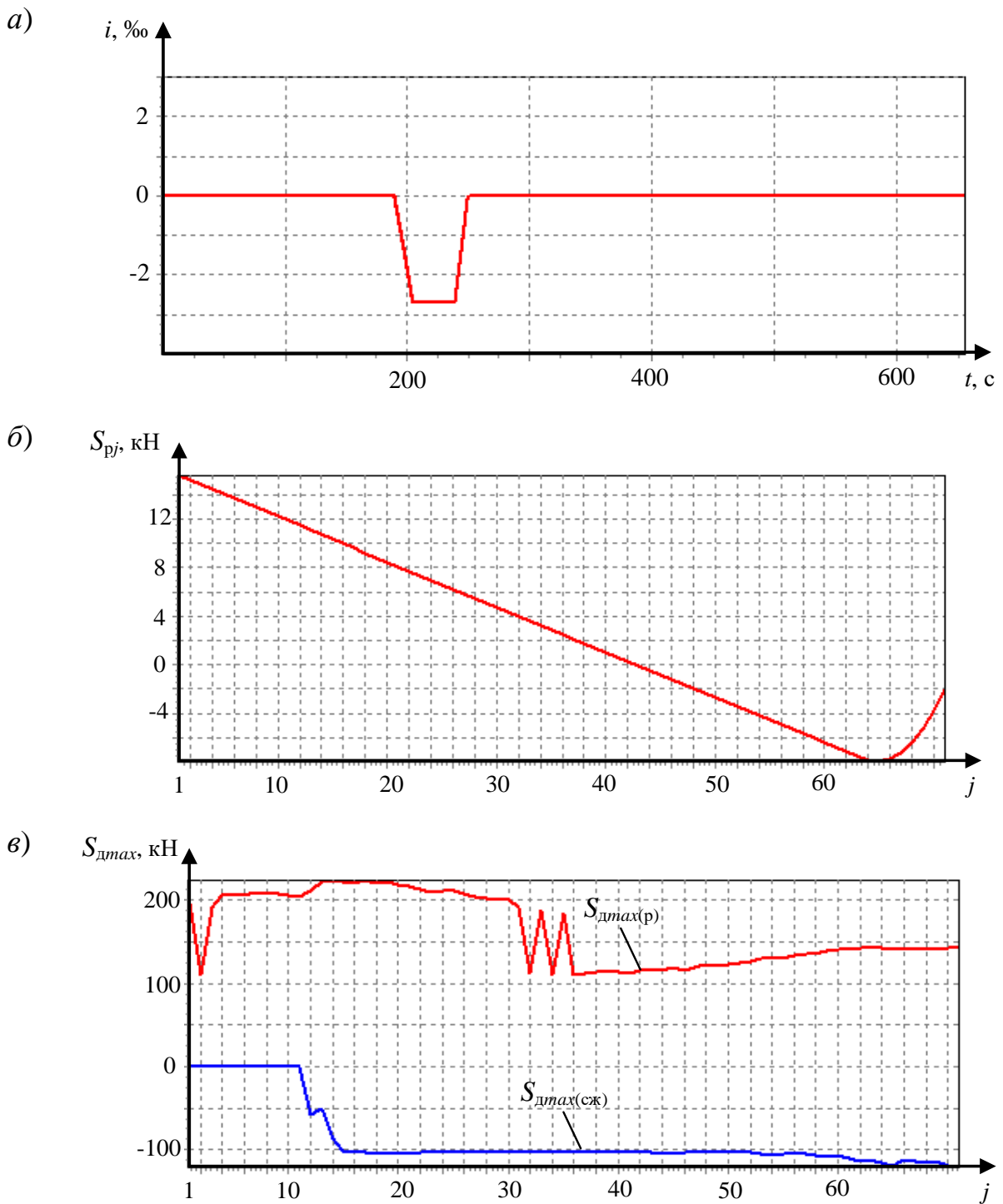
*a – эпюра распределения продольных сил в поезде к моменту времени 320 с; б – эпюра распределения максимальных величин продольных динамических сил в поезде при переходном процессе*

**Рисунок 2.27 – Результаты моделирования движения поезда в режиме I при использовании САУ с адаптивным алгоритмом управления**



*а – графики зависимостей фактической и заданной скоростей движения от времени; б – графики зависимостей силы тяги локомотива и продольной силы в 1-й автосцепке поезда от времени; в – графики зависимостей величины продольной силы в 18-й, 35-й и 53-й автосцепках поезда от времени*

**Рисунок 2.28 – Результаты моделирования движения поезда в режиме II при использовании САУ с адаптивным алгоритмом управления**



*а – график зависимости профиля пути под локомотивом от времени; б – эпюра распределения продольных сил в поезде к моменту времени 320 с; в – эпюра распределения максимальных величин продольных динамических сил в поезде при переходном процессе*

**Рисунок 2.29 – Результаты моделирования движения поезда в режиме II при использовании САУ с адаптивным алгоритмом управления**

В режиме II разгон поезда до скорости 40 км/ч протекает аналогично рассмотренному выше. С момента времени 210 с поезд движется по спуску крутизной 2,7 ‰, что вызывает сжатие поезда и возникновение продольных сжимающих сил. Поэтому перед началом разгона до 80 км/ч (момент времени 320 с) поезд находится в частично сжатом состоянии, что подтверждается эпюрой распределения продольных сил (рисунок 2.29, б). САУ оценивает состояние межвагонных связей поезда как сжатое и при изменении значения заданной скорости осуществляет повторный разгон поезда в два этапа, более рациональный по условиям продольной динамики поезда. При разгоне сжатого поезда происходит его растяжение с выбором зазоров в автосцепках, что также сопровождается продольными колебаниями (рисунок 2.28, в); при этом амплитуда продольной силы в 1-й автосцепке поезда составляет 90 кН, а в 35-й – 110 кН. После завершения растяжения поезда эти колебания затухают. С момента времени 350 с САУ начинает оценивать состояние поезда как растянутое и сразу переходит ко второму этапу разгона, что также сокращает время разгона поезда по сравнению с САУ с неадаптивным алгоритмом управления, в которой переход ко второму этапу разгона поезда происходит по прошествии времени  $t_{тр}$  от начала разгона. Величины показателей качества, полученные в режиме II, приведены в таблице 2.3, аналогичной таблице 2.2.

**Таблица 2.3 – Величины показателей качества для САУ с различными вариантами алгоритма управления, полученные в режиме II**

| Показатели качества<br>САУ | Вариант алгоритма САУ    |                           |
|----------------------------|--------------------------|---------------------------|
|                            | II (адаптивный алгоритм) | I (неадаптивный алгоритм) |
| $t_p, с$                   | 657                      | 691                       |
| $a$                        | $11,1 \cdot 10^{-7}$     | $11,0 \cdot 10^{-7}$      |
| $S_{dmax}, кН$             | 143,2                    | 143,2                     |
| $N_{Smax}$                 | 64                       | 64                        |

Для сравнения, в таблице 2.3 также приведены значения показателей качества, полученные в режиме II для САУ с неадаптивным алгоритмом управления. Анализ данных таблицы 2.3 показывает, что использование разработанной САУ с адаптивным алгоритмом управления приводит к сокращению времени переходного процесса на 5 % (с 691 с до 657 с) при неизменной величине максимальной продольной динамической силы и повышении суммы усталостных повреждений автосцепок на 0,9 % (с  $11,0 \cdot 10^{-7}$  до  $11,1 \cdot 10^{-7}$ ).

Сравнение двух вариантов разгона поезда (в один этап и в два этапа) показывает, что в случае применения адаптивной САУ одноэтапного разгона поезда вместо двухэтапного, реализуемого в САУ с неадаптивным алгоритмом управления, время движения поезда по участку пути сокращается на 30-40 с в расчёте на один разгон [122]. Это время, которое при использовании разгона поезда в два этапа затрачивается на этап предварительного растяжения поезда. При использовании адаптивной САУ скоростью в режиме двухэтапного разгона также возможно сокращение времени разгона за счёт перехода ко второму этапу разгона после изменения оценочного состояния поезда. При этом практически не происходит ухудшения остальных показателей качества.

Работа САУ скоростью в режиме торможения (режимы III и IV) при управлении поездом аналогичной составности рассмотрена в Приложении А. Сравнение работы САУ скоростью с различными алгоритмами управления – адаптивным и неадаптивным к состоянию межвагонных связей поезда показывает аналогичное сокращение времени переходного процесса и в режиме торможения поезда при использовании САУ скоростью с адаптивным алгоритмом управления. При этом практически не происходит ухудшения величины максимальной продольной динамической силы и суммы усталостных повреждений, накопленных автосцепками поезда.

Поэтому использование адаптивной САУ скоростью локомотива грузового поезда, осуществляющей изменение силы тяги (торможения) с учётом состояния межвагонных связей обеспечивает повышение средней скорости движения поездов

и пропускной способности участка железной дороги без ухудшения протекающих в поезде переходных процессов.

### **2.13 Выводы по второму разделу**

1 Разработаны структура и алгоритмы управления адаптивной САУ скоростью локомотива грузового поезда. Данная САУ осуществляет автоматический выбор алгоритма разгона (торможения) поезда на основе оценки состояния его межвагонных связей, выполняемой предложенным методом. Применение данной САУ позволяет в ряде случаев избежать затягивания переходных процессов, что обеспечивает сокращение времени разгона (торможения) поезда, а значит, повышение средней скорости движения и экономию энергоресурсов на тягу поездов без ухудшения переходных процессов, протекающих в поезде.

2 Предложен метод оценки состояния межвагонных связей поезда, не требующий применения в САУ скоростью эталонной модели поезда для расчёта величин возникающих в поезде продольных сил. Применение данного метода требует меньшего объёма вычислительных ресурсов по сравнению с применением эталонной модели поезда на базе его дискретной многомассовой модели.

3 С целью повышения точности расчёта величин продольных сил, возникающих в переходных режимах движения поезда, на базе существующих моделей межвагонных связей разработана уточнённая модель межвагонной связи, учитывающая особенности конструкции современных пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов (на примере поглощающего аппарата типа ПМК-110).

4 Для исследований работы САУ скоростью и продольной динамики грузового поезда реализована математическая модель САУ скоростью локомотива грузового поезда.

### 3 ОЦЕНКА КАЧЕСТВА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТЬЮ ДВИЖЕНИЯ

#### 3.1 Выбор критериев для оценки качества управления

Системы автоматического управления должны удовлетворять совокупности требований. Одним из важнейших из них является устойчивость. Однако устойчивость является необходимым, но недостаточным условием для реализации САУ на подвижном составе. САУ также должна удовлетворять требованиям, характеризующих её точность в переходных и установившемся режимах работы.

Для оценки качества САУ скоростью грузового поезда необходимо использовать различные критерии (показатели) качества. Это как показатели качества, характерные для систем автоматического управления [22, 47, 123], так и показатели, учитывающие специфику объекта управления – грузового поезда и позволяющие оценить качество протекающих в нём переходных процессов [124].

В данной работе из показателей качества, известных из теории автоматического управления, были выбраны: величина ошибки в установившемся режиме, величина времени переходного процесса и величина перерегулирования. Также в данной работе были использованы показатели качества, специфические для грузового поезда как объекта управления: величина суммы усталостных повреждений  $a$ , накопленных автосцепками поезда под действием продольных динамических сил, и максимальная величина продольной динамической силы  $S_{дmax}$ , возникающей в междвагонных связях поезда.

Величина установившейся ошибки  $\Delta_v$  равна отклонению значения фактической скорости движения поезда в установившемся режиме от значения заданной скорости. В зависимости от характера рассогласования этих значений в установившемся режиме превышение допустимой величины установившейся ошибки может привести к превышению максимально допустимой скорости либо к

невыполнению графика движения поезда из-за снижения фактической скорости движения.

Время переходного процесса (время регулирования)  $t_p$  – это время, в течение которого фактическая скорость движения поезда изменяется от одного заданного значения до другого (с учётом допустимых погрешностей). Данный показатель характеризует быстродействие САУ.

Величина перерегулирования САУ  $\sigma$  равна максимальному отклонению фактической скорости во время переходного процесса от величины фактической скорости в установившемся режиме. В настоящей работе это отклонение оценивалось в км/ч.

Показатели качества, характерные для грузового поезда, и методика их оценки рассмотрены далее.

### **3.2 Оценка максимальной величины продольной динамической силы и величины накопленных усталостных повреждений автосцепок**

При движении грузового поезда в его межвагонных связях возникают как квазистатические, так и динамические продольные силы. Если в поезде практически отсутствуют продольные колебания (поезд находится в установившемся режиме движения), то в нём действуют только квазистатические силы, величина которых изменяется сравнительно медленно. Эпюра распределения квазистатических продольных сил в поезде в установившемся режиме движения (рисунок 2.25, *a*) показывает, что эти силы постепенно уменьшаются по мере удаления от локомотива, а максимальная квазистатическая продольная сила возникает, как правило, в межвагонной связи, соединяющей локомотив и первый вагон. Величина этих сил не превышает величину силы тяги локомотива. При возникновении в поезде продольных колебаний в нём возникают быстро



изменяющиеся динамические продольные силы, величина которых может превышать величину силы тяги локомотива.

В нормах расчёта и проектирования железнодорожных вагонов [20] определены допустимые значения продольных сил для различных расчётных режимов нагружения – I, II и III; из них режимы I и III считаются основными, режим II – дополнительным. Так, режим I является режимом экстремальных нагрузок, возникающих сравнительно редко при соударении вагонов на манёврах, роспуске вагонов на сортировочных горках, экстренном торможении на малой скорости движения. В этом режиме допустимы величины квазистатических сил: на сжатие – 3 МН, на растяжение – 2,5 МН; динамических сил – на сжатие – 3,5 МН, на растяжение – 2,5 МН. Превышение продольными силами данных величин может вызвать обрыв автосцепок поезда. Данный режим не рассматривается в настоящей работе, а результаты моделирования работы предложенной САУ скоростью показывают, что в штатном режиме движения поезда по перегону продольных сил таких величин не возникает. Расчётный режим II рассматривается для отдельных типов вагонов в процессе ремонта либо погрузочно-разгрузочных работ и также не рассматривается в данном исследовании.

В расчётном режиме III рассматривается действие на вагоны поезда меньших по величине, но более частых нагрузок, возникающих при нормальной эксплуатации, в том числе при установившемся движении по перегону, при переходных режимах движения и в ряде других случаев. В этом режиме допустимая величина продольной силы составляет 1 МН. При этом обрыв автосцепок может происходить и при меньших величинах продольных сил в результате накопления в автосцепках усталостных повреждений и появления усталостных трещин. Значительное влияние на усталостный износ автосцепок и вероятность их обрыва оказывают величины динамических продольных сил, поэтому величины этих продольных сил, возникающих в переходных режимах движения, необходимо ограничивать.

Исследование нагруженности автосцепок поезда под действием продольных сил выполнено в ряде работ [125-127]. Так, в [127] на математической модели автосцепки выполнялась оценка наиболее нагруженных деталей автосцепки для различных режимов нагружения, а также долговечность автосцепок. Было показано, что рабочие напряжения ряда областей автосцепок могут превышать как предел текучести, так и предел прочности металла, что ускоряет усталостный износ автосцепок. Согласно результатам расчётов и статистике отказов [127], наиболее отказоопасной областью автосцепки является проушина её хвостовика (74 % отказов). В работах Н. А. Костенко [125, 126] рассмотрено действие на корпус автосцепки динамических сил при ударном нагружении и модель разрушения автосцепки.

Данные модели требуют выполнения значительного объёма вычислений, что усложняет их использование при оценке качества САУ скоростью. С целью уменьшения объёма вычислений оценку усталостного износа автосцепок можно упростить, принимая допущение, что усталостные повреждения от действия продольных сил накапливаются линейно.

Согласно [126], напряжения  $\sigma$ , возникающие в корпусе автосцепки под действием приложенной силы  $F$  при наличии эксцентриситета автосцепок в вертикальной плоскости, можно вычислить по формуле

$$\sigma = \frac{F \sigma_3 (\varepsilon_y + 0,05)}{0,05}, \quad (3.1)$$

где  $F$  – сила, действующая на автосцепку, МН;

$\sigma_3 = 220 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup> – напряжения, возникающие в автосцепке под действием продольной силы в 1 МН;

$\varepsilon_y$  – эксцентриситет автосцепок в вертикальной плоскости, м. Принято, что максимальная величина эксцентриситета составляет 0,069 м.

В [126] показано, что разрушение детали под действием усталостных повреждений происходит, если выполняется условие

$$\sum a_i = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1, \quad (3.2)$$

где  $\sum a_i$  – доля усталостных повреждений, накопленных под действием  $n_i$  циклов нагружения с амплитудой динамических напряжений  $\sigma_{ai}$ ;

$N_i$  – число циклов нагружения с амплитудой напряжений  $\sigma_{ai}$ , при достижении которого происходит разрушение детали. Данную величину можно определить по формуле

$$N_i = N_0 \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ai}} \right)^m, \quad (3.3)$$

где  $N_0$  – базовое число циклов нагружения;

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала нагружаемой детали. Для сталей, из которых изготавливают корпуса автосцепок грузовых вагонов,  $\sigma_{-1}=137\dots145$  МПа [20];

$\sigma_{ai}$  – амплитуда напряжений на данном цикле нагружения, определяемая по формуле (3.1);

$m$  – показатель уравнения кривой усталостных повреждений В дальнейших расчётах принято  $m=4,11$ .

Поскольку при продольных колебаниях грузового поезда амплитуды напряжений на каждом цикле нагружения автосцепок отличаются друг от друга, принимаем  $n_i=1$ . Тогда формула для определения суммарной доли усталостных повреждений  $\sum a_i$ , накопленной автосцепками поезда, принимает вид

$$\sum a_i = \sum \frac{1}{N_i}. \quad (3.4)$$

Накопление усталостных повреждений детали происходит, если величина амплитуды напряжений  $\sigma_a$  превышает 50 % от предела выносливости материала  $\sigma_{-1}$  [126]. Из формулы (3.1) следует, что при максимальной величине эксцентриситета автосцепок в вертикальной плоскости накопление усталостных повреждений возникает, если величина амплитуды динамической силы  $F_a$ , приложенной к автосцепке, превышает 70,5 кН [50]. Наличие дефектов при изготовлении автосцепок, усталостных трещин и особенностей цикла нагружения может вызывать дополнительное накопление усталостных повреждений. Поэтому

рассматриваются усталостные повреждения, возникающие от действия всех динамических сил, амплитуда которых превышает  $0,5F_a$  (35,25 кН).

Определение суммарной доли усталостных повреждений при оценке качества САУ выполняется по следующему алгоритму. В динамическом режиме нагружения автосцепки (наличие которого оценивается по превышению скоростью изменения продольной силы некоторого порогового значения) осуществляется определение амплитуды динамической силы, возникающей в данной автосцепке. Если эта амплитуда превышает 35 кН, на основе величины этой амплитуды по формуле (3.1) осуществляется определение амплитуды напряжений на данном цикле нагружения  $\sigma_{ai}$ . Далее выполняется расчёт величин  $N_i$  и  $\sum a_i$  с использованием формул (3.3) и (3.4) соответственно. Разработанный алгоритм расчёта позволяет определять как суммарную долю усталостных повреждений всех автосцепок поезда, используемую при оценке качества управления, так и долю усталостных повреждений для каждой автосцепки поезда, что позволяет оценить динамическую нагруженность автосцепок для различных частей поезда.

При оценке качества управления в динамическом режиме нагружения также осуществляется определение максимальных величин растягивающих и сжимающих продольных сил. Определение максимумов этих сил может осуществляться как для каждой междвагонной связи, так и для всего поезда в целом. В последнем случае также выполняется определение номера междвагонной связи с максимальной растягивающей (максимальной сжимающей) продольной динамической силой.

### 3.3 Исследование чувствительности показателей качества системы автоматического управления к величинам параметров закона управления

Величины показателей качества САУ зависят от величин параметров этой системы. В связи с этим выполнена оценка изменения величин выбранных параметров САУ на величины показателей качества. Данное исследование выполнялось для режима трогания поезда с места и разгона до скорости 40 км/ч с переходом к стабилизации скорости. Поезд массой 6582 т состоит из 71 вагона массой 90 т каждый и электровоза массой 192 т. Движение осуществляется по прямому горизонтальному участку пути длиной 5000 м.

Выбраны следующие варьируемые параметры САУ: доля  $x_1$  ускорения (замедления), реализуемого во время первой ступени разгона или торможения от заданного ускорения (замедления) локомотива, а также коэффициенты при пропорциональной и интегральной частях ПИ-регулятора скорости –  $k_{рег}$  и  $T_{рег}$  соответственно.

Исследовано влияние вариации данных параметров САУ на следующие показатели качества: величина ошибки в установившемся режиме  $\Delta_y$ ; величина перерегулирования  $\sigma$ ; время переходного процесса  $t_p$ ; максимальная величина продольной динамической силы  $S_{дmax}$ , возникающей в поезде; сумма усталостных повреждений  $a$ , накопленных автосцепками поезда под действием продольных динамических сил.

Оценка изменения величин показателей качества САУ в зависимости от изменения величины параметров закона управления выполнялась следующим образом. Сначала на основе пробных расчётов были выбраны исходные значения параметров САУ:  $x_1=0,1$ ;  $T_1=1,3$ ;  $T_2=2,1$ ;  $k_{раст}=0,693$ ;  $k_{сж}=0,243$ ;  $k_{рег}=300000$ ;  $T_{рег}=0,1$ . При данных величинах параметров САУ обеспечиваются удовлетворительные величины показателей качества. Далее выполнялся расчёт показателей качества

при различных величинах одного выбранного параметра САУ и неизменных величинах её остальных параметров.

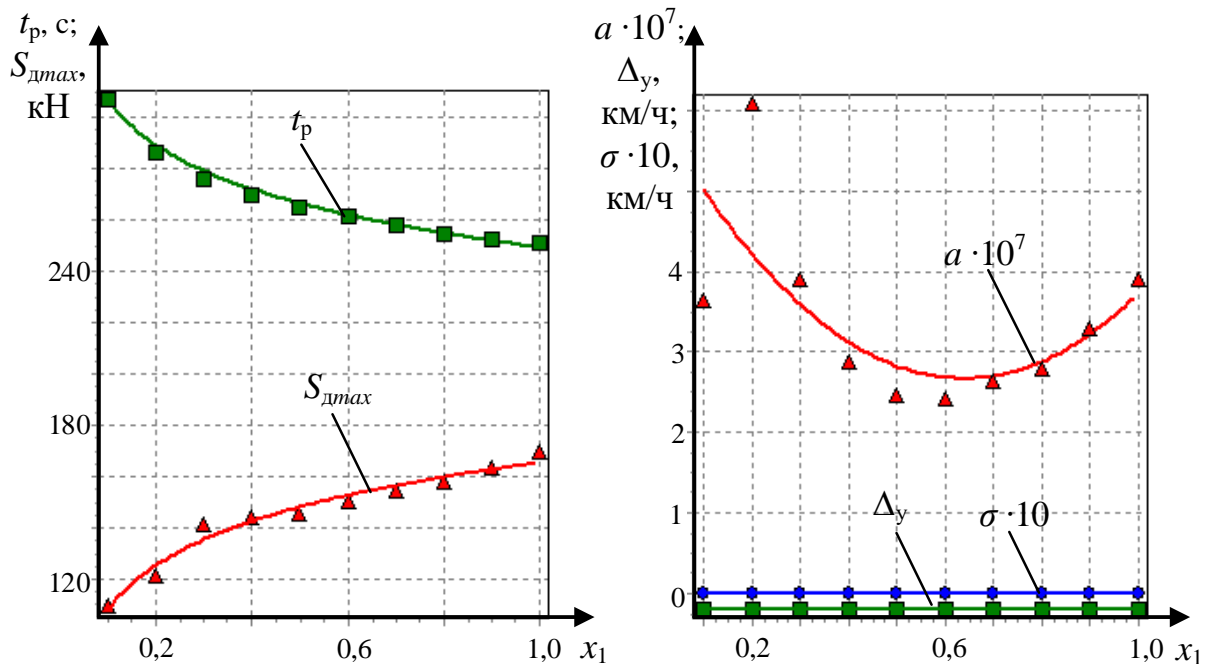
Выполнена оценка изменения величин показателей качества САУ в зависимости от величины доли ускорения  $x_1$ , изменяемой в пределах от 0,1 до 1,0. Результаты расчётов приведены в таблице 3.1, а графики зависимостей величин показателей качества САУ от величины  $x_1$  – на рисунке 3.1.

**Таблица 3.1 – Изменение величин показателей качества САУ в зависимости от величины доли ускорения  $x_1$**

| $x_1$ | $\Delta_y$ , км/ч | $\sigma$ , км/ч | $t_p$ , с | $S_{dmax}$ , кН | $a \cdot 10^7$ |
|-------|-------------------|-----------------|-----------|-----------------|----------------|
| 0,1   | -0,200            | 0               | 307,2     | 109,3           | 3,64           |
| 0,2   | -0,200            | 0               | 286,3     | 121,5           | 6,09           |
| 0,3   | -0,200            | 0               | 276,3     | 141,3           | 3,90           |
| 0,4   | -0,200            | 0               | 269,8     | 144,0           | 2,87           |
| 0,5   | -0,199            | 0               | 265,0     | 145,6           | 2,46           |
| 0,6   | -0,199            | 0               | 261,3     | 150,2           | 2,41           |
| 0,7   | -0,199            | 0               | 258,2     | 154,4           | 2,63           |
| 0,8   | -0,199            | 0               | 255,0     | 157,9           | 2,80           |
| 0,9   | -0,199            | 0               | 252,8     | 163,7           | 3,29           |
| 1,0   | -0,200            | 0               | 251,3     | 169,7           | 3,90           |

Из анализа таблицы 3.1 и рисунка 3.1 следует, что с увеличением величины  $x_1$ , а значит, и ускорения поезда на этапе его растяжения, время переходного процесса уменьшается в 1,2 раза (с 307,2 с до 251,3 с), а величина максимальной продольной динамической силы, возникающей в поезде, возрастает в 1,6 раза (со 109,3 кН до 169,7 кН). Величина суммы усталостных повреждений сначала уменьшается в 2,5 раза, достигая минимума при  $x_1=0,6$  (что объясняется сокращением времени переходного процесса при повышении ускорения поезда); а далее снова возрастает в 1,6 раза из-за повышения величин продольных динамических сил в поезде. Величина ошибки в установившемся режиме практически не изменяется и составляет  $-0,199 \dots -0,200$  км/ч. Перерегулирование

отсутствует, поэтому его величина равна 0. Таким образом, изменение величины  $x_1$  оказывает влияние на  $t_p$ ,  $S_{дmax}$  и  $a$ .



**Рисунок 3.1 – Графики зависимостей величин показателей качества САУ от величины доли ускорения  $x_1$**

Выполнена оценка изменения величин показателей качества САУ в зависимости от величины коэффициента пропорциональной части ПИ-регулятора скорости  $k_{рег}$ , изменяемой в пределах от  $1 \cdot 10^5$  до  $9 \cdot 10^5$ . Результаты расчётов приведены в Таблице 3.2, а графики зависимостей величин показателей качества САУ от величины  $k_{рег}$  – на рисунке 3.2.

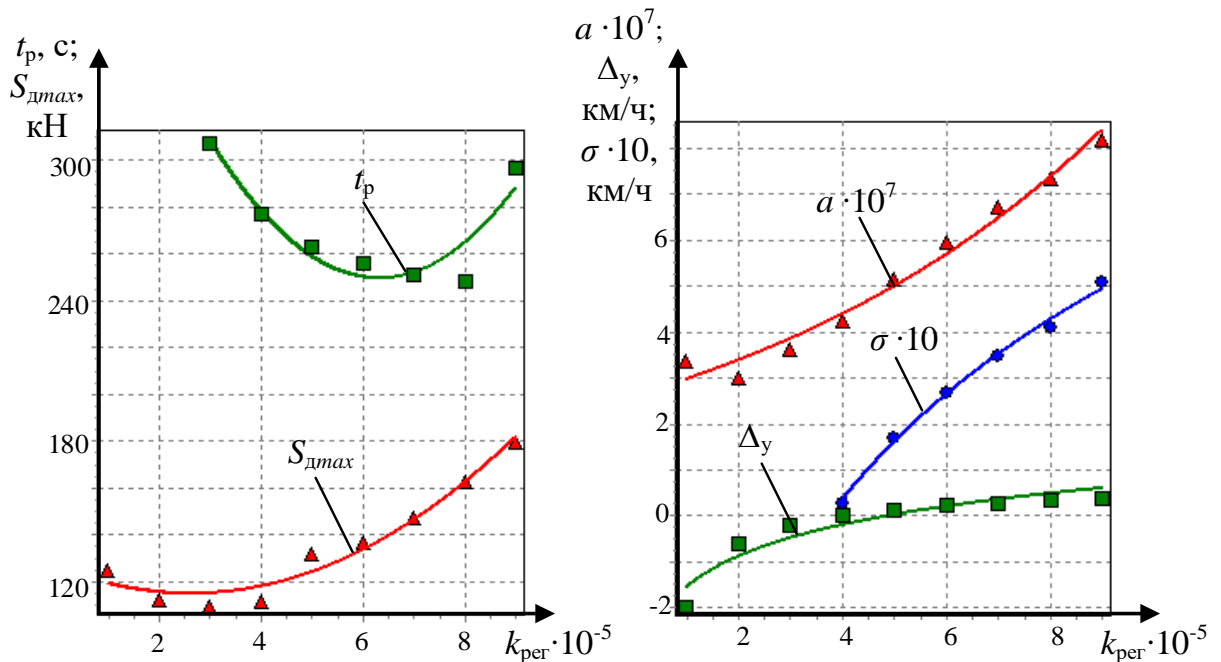
Из анализа таблицы 3.2 и рисунка 3.2 следует, что с увеличением величины  $k_{рег}$  величина установившейся ошибки (по модулю) сначала уменьшается в 248 раз, достигая минимума при  $k_{рег}=4 \cdot 10^5$ ; после чего возрастает в 46 раз. При  $k_{рег}<3 \cdot 10^5$  величина установившейся ошибки превышает 0,5 км/ч, поэтому в этом случае переходной процесс считается незавершённым и его время не оценивается.

При  $k_{рег} \geq 3 \cdot 10^5$  время переходного процесса сначала уменьшается в 1,24 раза, достигая минимума при  $k_{рег}=8 \cdot 10^5$ , после чего увеличивается в 1,19 раза. Последнее объясняется тем, что при  $k_{рег}=9 \cdot 10^5$  величина перерегулирования превышает 0,5 км/ч, что приводит к затягиванию переходного процесса. При  $k_{рег}>3 \cdot 10^5$  фактическая скорость движения несколько превышает заданную и возникает

перерегулирование, при дальнейшем увеличении  $k_{\text{рег}}$  и силы тяги локомотива величина перерегулирования возрастает в 18 раз (с 0,008 км/ч до 0,507 км/ч).

**Таблица 3.2 – Изменение величин показателей качества САУ в зависимости от величины пропорционального коэффициента  $k_{\text{рег}}$  закона управления**

| $k_{\text{рег}}, \text{с}$ | $\Delta_y, \text{км/ч}$ | $\sigma, \text{км/ч}$ | $t_p, \text{с}$ | $S_{\text{дmax}}, \text{кН}$ | $a \cdot 10^7$ |
|----------------------------|-------------------------|-----------------------|-----------------|------------------------------|----------------|
| 100000                     | -1,987                  | 0                     | -               | 124,9                        | 3,37           |
| 200000                     | -0,600                  | 0                     | -               | 112,2                        | 3,02           |
| 300000                     | -0,200                  | 0                     | 307,2           | 109,3                        | 3,64           |
| 400000                     | 0,008                   | 0,028                 | 276,8           | 111,7                        | 4,26           |
| 500000                     | 0,136                   | 0,171                 | 263,0           | 132,0                        | 5,15           |
| 600000                     | 0,222                   | 0,269                 | 255,8           | 136,5                        | 5,95           |
| 700000                     | 0,285                   | 0,348                 | 251,3           | 147,3                        | 6,73           |
| 800000                     | 0,332                   | 0,411                 | 248,4           | 162,3                        | 7,35           |
| 900000                     | 0,369                   | 0,507                 | 296,7           | 179,2                        | 8,17           |



**Рисунок 3.2 – Графики зависимостей величин показателей качества САУ от величины пропорционального коэффициента  $k_{\text{рег}}$  закона управления**

Максимальная величина продольной динамической силы сначала несколько уменьшается (в 1,1 раза), достигая минимума при  $k_{\text{рег}}=2 \cdot 10^5 \dots 4 \cdot 10^5$  (что



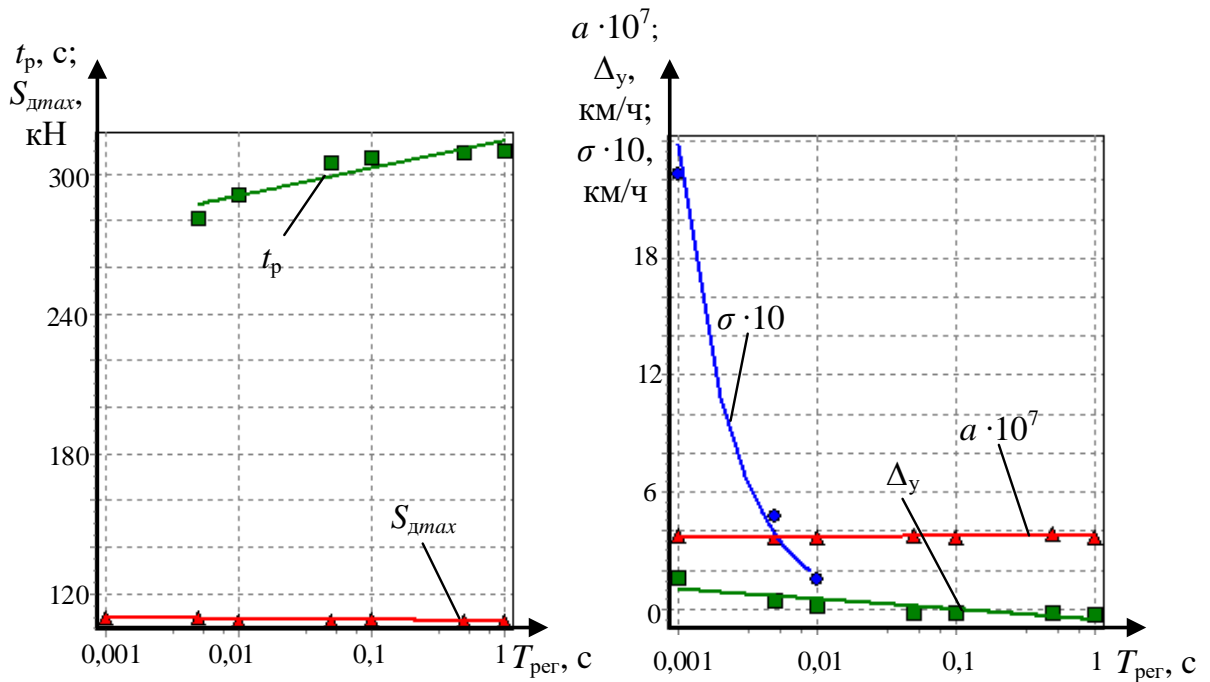
объясняется сокращением времени переходного процесса при повышении ускорения поезда); а далее снова возрастает в 1,63 раза из-за повышения величин продольных динамических сил в поезде. Аналогично, величина суммы усталостных повреждений сначала также уменьшается в 1,1 раза, достигая минимума при  $k_{рег}=2 \cdot 10^5$ , а далее снова возрастает в 2,7 раза.

Таким образом, изменение величины  $k_{рег}$  оказывает влияние на величины всех выбранных показателей качества.

Выполнена оценка изменения величин показателей качества САУ в зависимости от величины коэффициента интегральной части регулятора скорости  $T_{рег}$ , изменяемой в пределах от  $1 \cdot 10^{-3}$  до 1. Результаты расчётов приведены в таблице 3.3, а графики зависимостей величин показателей качества САУ от величины  $k_{рег}$  – на рисунке 3.3.

**Таблица 3.3 – Изменение величин показателей качества САУ в зависимости от величины коэффициента интегральной части регулятора скорости  $T_{рег}$**

| $T_{рег}, с$ | $\Delta_y, км/ч$ | $\sigma, км/ч$ | $t_p, с$ | $S_{дmax}, кН$ | $a \cdot 10^7$ |
|--------------|------------------|----------------|----------|----------------|----------------|
| 0,001        | 1,609            | 2,230          | -        | 110,0          | 3,76           |
| 0,005        | 0,477            | 0,477          | 281,0    | 110,1          | 3,67           |
| 0,010        | 0,149            | 0,149          | 291,2    | 108,5          | 3,72           |
| 0,050        | -0,158           | 0              | 304,7    | 108,7          | 3,76           |
| 0,100        | -0,200           | 0              | 307,2    | 109,3          | 3,64           |
| 0,500        | -0,233           | 0              | 309,3    | 108,4          | 3,85           |
| 1,000        | -0,237           | 0              | 309,7    | 108,7          | 3,71           |



**Рисунок 3.3 – Графики зависимостей величин показателей качества САУ от коэффициента интегральной части регулятора скорости  $T_{рег}$**

Из анализа таблицы 3.3 и рисунка 3.3 следует, что с увеличением величины  $T_{рег}$  величина установившейся ошибки  $\Delta_y$  (по модулю) сначала уменьшается (в 11 раз), достигая минимума при  $T_{рег}=0,01$  с; после чего снова возрастает (в 1,6 раза). При  $T_{рег}=0,001$  с величина установившейся ошибки превышает 0,5 км/ч, поэтому в этом случае переходной процесс считается незавершённым и его время не оценивается. При  $T_{рег} \geq 0,005$  время переходного процесса возрастает в 1,1 раза (с 281 с до 310 с). При  $T_{рег}=1 \cdot 10^{-3}$  с величина перерегулирования максимальна и составляет 2,23 км/ч; с ростом  $T_{рег}$  она уменьшается. Начиная с  $T_{рег}=0,05$  с,  $\sigma=0$ . С увеличением величины  $T_{рег}$  из-за уменьшения силы тяги незначительно уменьшается максимальная величина продольной динамической силы, а величина суммы усталостных повреждений автосцепок практически не меняется.

Таким образом, изменение величины  $T_{рег}$  в наибольшей степени оказывает влияние на величины  $\Delta_y$ ,  $t_p$  и  $\sigma$ .

Выполнена оценка характера изменения величин показателей качества САУ для поезда с меньшей загрузкой вагонов при изменении доли ускорения  $x_1$  в том же

диапазоне. Рассмотрен поезд массой 4452 т, состоящий из 71 вагона массой по 60 т каждый и электровоза массой 192 т. Результаты расчётов приведены в таблице 3.4.

**Таблица 3.4 – Изменение величин показателей качества САУ в зависимости от величины доли ускорения  $x_1$  (для поезда с уменьшенной загрузкой вагонов)**

| $x_1$ | $\Delta_y$ , км/ч | $\sigma$ , км/ч | $t_p$ , с | $S_{dmax}$ , кН | $a \cdot 10^7$ |
|-------|-------------------|-----------------|-----------|-----------------|----------------|
| 0,1   | 0,221             | 0,288           | 221,2     | 135,6           | 3,98           |
| 0,2   | 0,222             | 0,288           | 185,6     | 140,8           | 4,32           |
| 0,3   | 0,221             | 0,289           | 177,3     | 144,4           | 3,26           |
| 0,4   | 0,222             | 0,289           | 172,1     | 147,6           | 2,56           |
| 0,5   | 0,221             | 0,288           | 168,3     | 151,4           | 2,49           |
| 0,6   | 0,222             | 0,289           | 165,2     | 157,0           | 2,84           |
| 0,7   | 0,222             | 0,286           | 162,7     | 161,9           | 3,01           |
| 0,8   | 0,222             | 0,287           | 160,2     | 168,1           | 3,56           |
| 0,9   | 0,221             | 0,287           | 158,2     | 173,6           | 4,19           |
| 1,0   | 0,222             | 0,286           | 154,3     | 179,7           | 4,70           |

Сравнительный анализ результатов расчётов, приведённых в таблицах 3.1 и 3.4, показывает, что характер изменения величин показателей качества при изменении доли ускорения  $x_1$  для поезда с меньшей загрузкой вагонов остаётся тем же. Величины показателей качества изменяются, что объясняется уменьшением массы поезда. Так, по сравнению с поездом массой 6582 т, уменьшается время переходного процесса (на 36 %); установившаяся ошибка становится положительной, возникает перерегулирование, величина которого при изменении доли ускорения  $x_1$  почти не изменяется. В то же время возрастают максимальная величина продольной динамической силы (в среднем на 7 %) и сумма усталостных повреждений, накопленных автосцепками поезда (в среднем на 3 %).

Выполнена оценка характера изменения величин показателей качества САУ для поезда с меньшим числом вагонов при изменении доли ускорения  $x_1$  в том же диапазоне. Рассмотрен поезд массой 4422 т, состоящий из 47 вагонов массой 90 т каждый и электровоза массой 192 т. Результаты расчётов приведены в таблице 3.5.

**Таблица 3.5 – Изменение величин показателей качества САУ в зависимости от доли ускорения  $x_1$  (поезд с уменьшенным числом вагонов)**

| $x_1$ | $\Delta_y$ , км/ч | $\sigma$ , км/ч | $t_p$ , с | $S_{dmax}$ , кН | $a \cdot 10^7$ |
|-------|-------------------|-----------------|-----------|-----------------|----------------|
| 0,1   | 0,390             | 0,413           | 181,6     | 112,5           | 2,54           |
| 0,2   | 0,390             | 0,414           | 168,3     | 133,2           | 3,04           |
| 0,3   | 0,389             | 0,413           | 161,8     | 143,7           | 2,17           |
| 0,4   | 0,390             | 0,413           | 157,8     | 146,1           | 1,62           |
| 0,5   | 0,390             | 0,413           | 154,7     | 149,3           | 1,48           |
| 0,6   | 0,390             | 0,413           | 152,3     | 154,4           | 1,60           |
| 0,7   | 0,389             | 0,413           | 150,3     | 158,9           | 1,76           |
| 0,8   | 0,390             | 0,415           | 148,6     | 164,0           | 1,91           |
| 0,9   | 0,390             | 0,417           | 147,0     | 169,4           | 2,26           |
| 1,0   | 0,390             | 0,417           | 145,6     | 174,5           | 2,61           |

Сравнительный анализ результатов расчётов, приведённых в таблицах 3.1 и 3.5, показывает, что при изменении доли ускорения  $x_1$  характер изменения величин показателей качества для поезда с меньшим числом вагонов остаётся тем же. Величины показателей качества из-за уменьшения веса поезда изменяются. По сравнению с поездом массой 6582 т, уменьшается время переходного процесса (на 42 %). Установившаяся ошибка становится положительной, возникает перерегулирование. По сравнению с данными таблицы 3.1, максимальная величина продольной динамической силы практически не изменяется. На 38 % уменьшается сумма усталостных повреждений автосцепок, что объясняется уменьшением числа межвагонных связей.

Анализ результатов расчётов показывает, что изменение доли ускорения  $x_1$  оказывает наибольшее влияние на  $t_p$ ,  $S_{dmax}$  и  $a$ . Изменение величины  $k_{рег}$  оказывает влияние на изменение величин всех выбранных показателей качества, а изменение  $T_{рег}$  – на величины  $\Delta_y$ ,  $t_p$  и  $\sigma$ .

При изменении загрузки вагонов поезда либо числа вагонов характер изменения величин показателей качества в зависимости от величин параметров

закона управления остаётся тем же. При уменьшении загрузки вагонов (на 33 %) уменьшается время переходного процесса (на 36 %); установившаяся ошибка становится положительной, возникает перерегулирование. В то же время возрастают максимальная величина продольной динамической силы (в среднем на 7 %) и сумма усталостных повреждений, накопленных автосцепками поезда (в среднем на 3 %).

При уменьшении числа вагонов (на 33 %) уменьшается время переходного процесса (на 42 %). Установившаяся ошибка становится положительной, возникает перерегулирование. Максимальная величина продольной динамической силы практически не изменяется. На 38 % уменьшается сумма усталостных повреждений автосцепок, что объясняется сокращением числа межвагонных связей.

Таким образом, установлен характер влияния вариации параметров предложенной системы автоматического управления на величины показателей качества управления. Анализ полученных результатов показывает, что рациональные величины различных показателей качества предъявляют различные требования к величинам параметров САУ. Определение величин параметров закона управления, обеспечивающих компромиссные значения различных показателей качества, целесообразно осуществлять путём параметрического синтеза САУ.

### **3.4 Выводы по третьему разделу**

1 С целью оценки качества предлагаемой САУ выбран ряд показателей – как известных из теории автоматического управления (величина ошибки в установившемся режиме, величина перерегулирования, время переходного процесса), так и специфических для САУ скоростью грузового поезда (сумма усталостных повреждений, накопленных автосцепками поезда, а также величина наибольшей продольной динамической силы).

2 Установлен характер влияния вариации параметров предложенной системы автоматического управления на величины показателей качества управления. Определены параметры САУ, в наибольшей степени влияющие на величины показателей качества управления. Показано, что определение величин параметров закона управления, обеспечивающих компромиссные значения различных показателей качества, целесообразно осуществлять путём параметрического синтеза САУ.

## **4 РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТЬЮ**

### **4.1 Выбор методики решения задачи параметрического синтеза системы автоматического управления скоростью**

Величины показателей качества САУ скоростью можно значительно улучшить путём выбора рациональных величин параметров САУ в ходе решения задачи параметрического синтеза САУ. Решение данной задачи позволяет найти такие значения параметров САУ, при которых показатели качества управления САУ принимают наилучшие значения.

Как уже было показано в разделе 3, различные показатели качества предъявляют различные требования к величинам параметров САУ. Величины параметров САУ, обеспечивающие рациональное значение одного критерия качества, не обязательно будут обеспечивать рациональные значения других показателей качества. Определение оптимальных параметров САУ по одному критерию качества называют однокритериальной оптимизацией.

В ходе однокритериальной оптимизации одновременно определить рациональные значения разнородных показателей качества невозможно. Согласно исследованиям [128, 129], для определения параметров системы, при которых разнородные показатели качества принимают компромиссные значения, применяются методы многокритериальной оптимизации. В данных методах на основании значений нескольких частных критериев осуществляется определение значения так называемой целевой функции, позволяющей найти компромисс между разнородными критериями качества.

В ряде работ [130, 131] значение целевой функции вычисляется на основании значений выбранных показателей качества по формуле суммарных допустимых потерь

$$\text{Ц} = \sqrt{\frac{1}{x} \sum_{k=1}^n \left( \frac{U_k - U_k^*}{U_k^{**} - U_k^*} \right)^2}, \quad (4.1)$$

где  $x$  – число выбранных показателей (критериев) качества;

$U_k$  – фактическое значение  $k$ -го показателя качества;

$U_k^*$  – минимальное значение  $k$ -го показателя качества. Значения  $U_k^*$  определяют до решения задачи многокритериальной оптимизации путём решения задачи однокритериальной оптимизации для каждого показателя;

$U_k^{**}$  – допустимое (максимальное) значение  $k$ -го показателя.

В ходе решения задачи параметрического синтеза выполняется поиск минимума целевой функции Ц. В данной работе этот поиск осуществляется методом деформируемого многогранника (методом поиска Нелдера-Мида). Преимущества метода Нелдера-Мида в том, что он не требует вычисления производных от критериев оптимизации. Данный метод успешно применялся при решении ряда задач параметрического синтеза САУ ЭПС [94].

Метод деформируемого многогранника основан на поиске минимума функции  $f(x)$  в  $n$ -мерном пространстве, имеющем  $n$  координатных осей. Число координатных осей соответствует числу оптимизируемых параметров САУ. В  $n$ -мерном пространстве условно выполняется построение многогранника, имеющего  $n+1$  вершину. Каждая из вершин имеет  $n$  значений координат (значений параметров САУ). Для каждой вершины на основе её координат находят значение целевой функции; после чего из полученных значений осуществляется выбор максимума и минимума. В процессе выполнения поиска вершина с максимальным значением функции заменяется вершиной с меньшим значением. Подробное описание метода Нелдера-Мида приведено в [132]. Блок-схема алгоритма поиска методом Нелдера-Мида показана на рисунке 4.1.



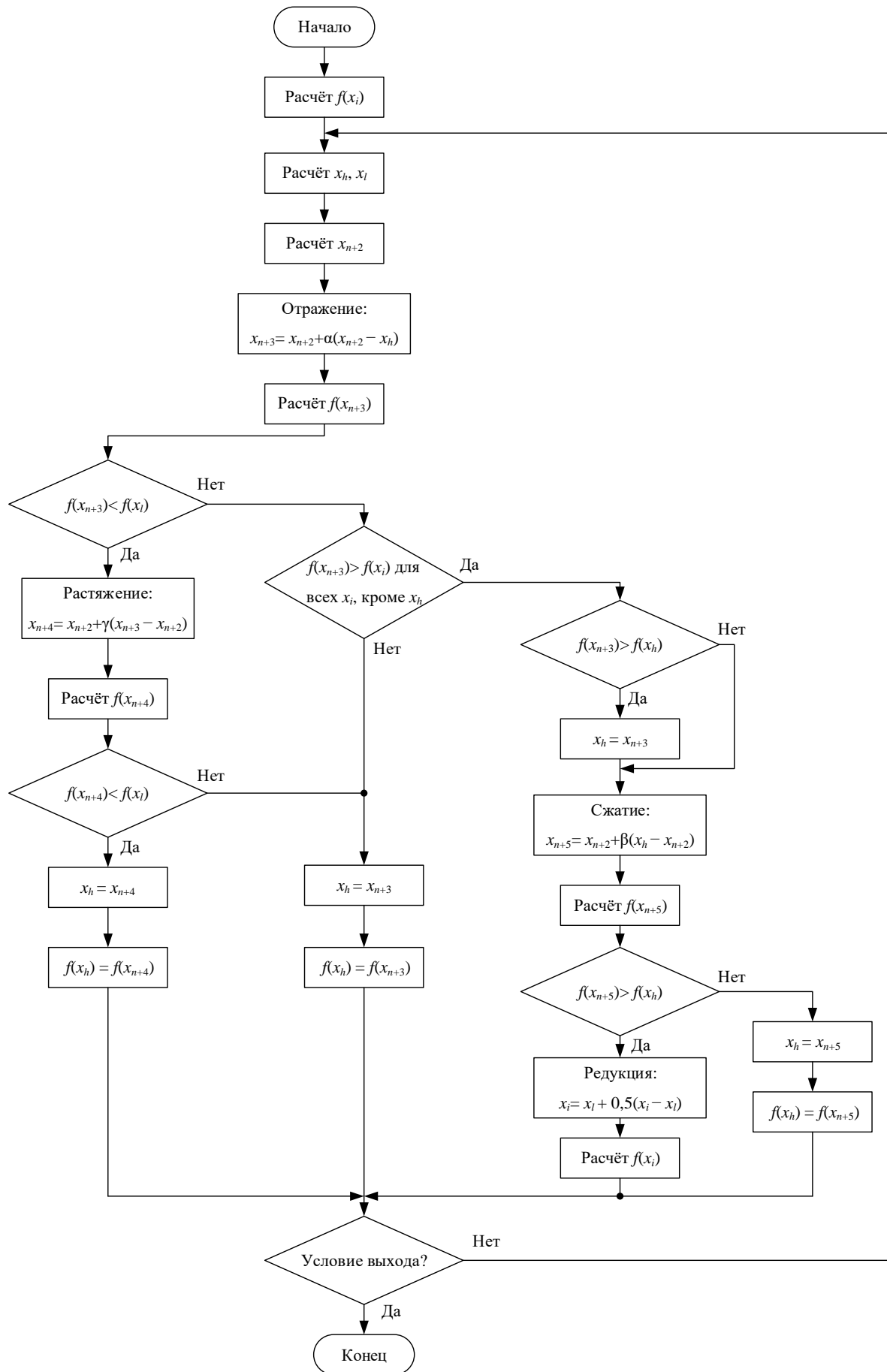


Рисунок 4.1 – Блок-схема алгоритма метода Нелдера-Мида

Перед началом поиска данным методом необходимо определить начальные координаты вершин многогранника. Поскольку общее число вершин  $n+1$ , определяют  $n+1$  сочетание из  $n$  оптимизируемых параметров. Эти исходные значения параметров САУ в настоящей работе были получены путём пробных расчётов на модели САУ.

С целью решения задачи параметрического синтеза данной САУ в дополнение к программе, описывающей математическую модель САУ, была написана специальная программа для решения задачи параметрического синтеза САУ скоростью, взаимодействующая с программой модели САУ [133].

#### **4.2 Решение задачи параметрического синтеза системы автоматического управления скоростью**

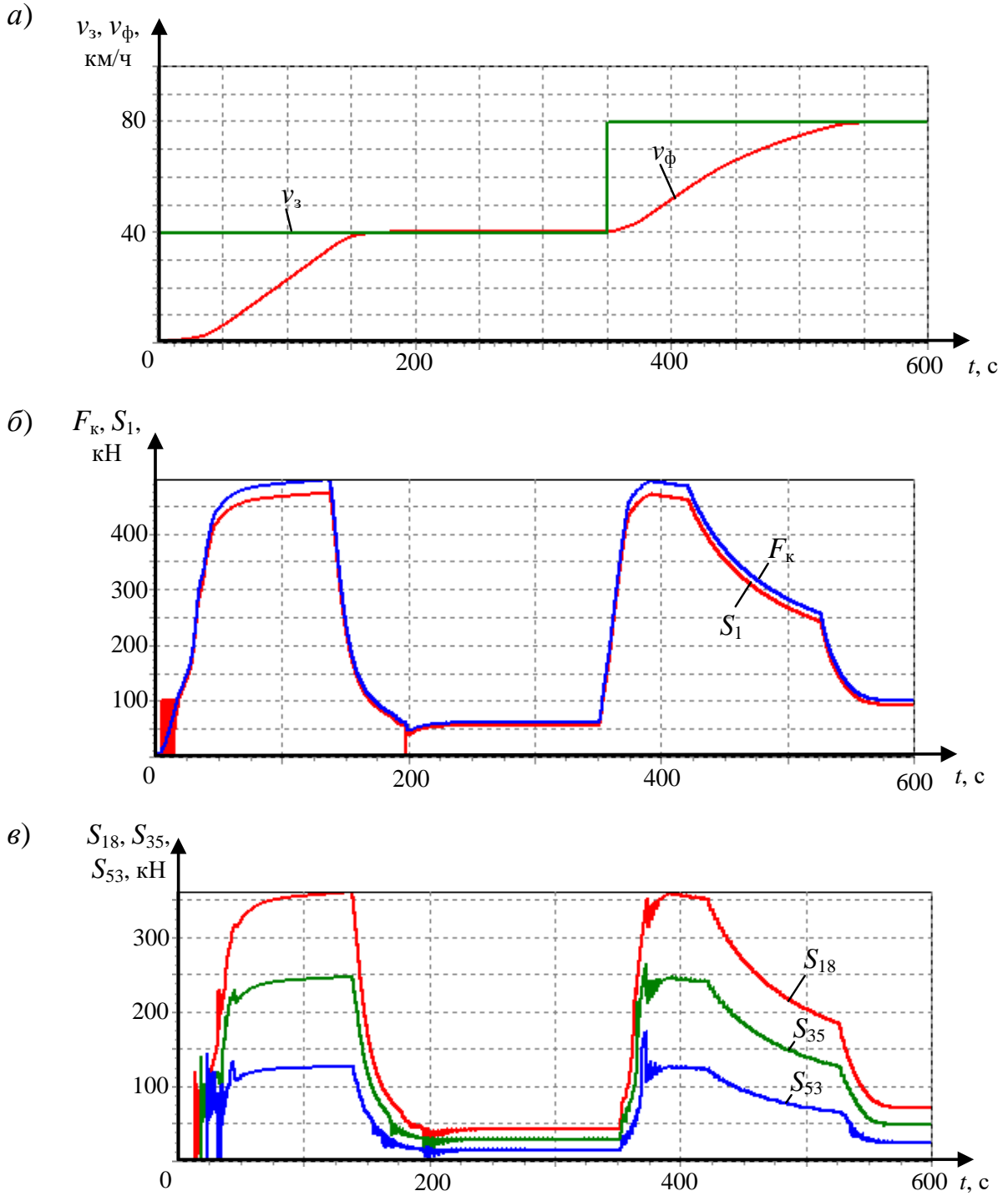
Выполнено решение задачи параметрического синтеза разработанной САУ путём её многокритериальной оптимизации с использованием метода Нелдера-Мида. При этом моделировалось движение грузового поезда, оборудованного данной САУ и состоящего из электровоза массой 192 т и 71 вагона. Рассматривался режим трогания с места, разгона до скорости 40 км/ч с переходом к стабилизации и последующим разгоном до 80 км/ч. Движение поезда моделировалось по прямому горизонтальному участку пути. Выбраны 5 вариантов формирования поезда, которые отличаются друг от друга массой одного вагона – 90 т, 75 т, 60 т, 45 т и 30 т. Общая масса поезда составляла 6582, 5517, 4452, 3387 и 2322 т соответственно.

В качестве оптимизируемых параметров САУ выбраны: доля  $x_1$  ускорения (замедления), реализуемого на первом этапе разгона (торможения) от максимальной величины заданного ускорения (замедления), коэффициенты  $k_{\text{раст}}$  и  $k_{\text{сж}}$  устройства ПУ1 автоматического выбора алгоритма разгона (торможения) поезда; постоянные времени  $T_1$  и  $T_2$  устройства ПУ2 задатчика интенсивности;

параметры закона управления (коэффициенты ПИ-регулятора)  $k_{\text{рег}}$  и  $T_{\text{рег}}$ . Для расчёта целевой функции каждый раз выполняется цикл моделирования движения поезда с определёнными значениями этих параметров. В результате моделирования определяются величины выбранных показателей качества САУ, на основании которых по формуле (4.1) выполняется расчёт значения целевой функции. Перед решением задачи параметрического синтеза путём многокритериальной оптимизации было выполнено определение минимальных величин данных критериев качества методом однокритериальной оптимизации САУ по данным показателям.

Результаты моделирования движения грузового поезда массой 4452 т под управлением САУ с параметрами, найденными в ходе решения задачи параметрического синтеза, проиллюстрированы графиками на рисунке 4.2. Это графики зависимости от времени заданной и фактической скоростей движения поезда  $v_3(t)$  и  $v_{\text{ф}}(t)$  (рисунок 4.2, а), силы тяги локомотива  $F_{\text{к}}(t)$  и величины продольной силы в автосцепке за локомотивом  $S_1(t)$  (рисунок 4.2, б), величин продольных сил в 18-й, 35-й и 53-й автосцепках поезда  $S_{18}(t)$ ,  $S_{35}(t)$  и  $S_{53}(t)$  (рисунок 4.2, в).

Выполнен сравнительный анализ величин параметров и показателей качества данной системы до и после решения задачи параметрического синтеза САУ грузового поезда массой 4452 т (таблица 4.1). В качестве исходных приняты следующие значения выбранных оптимизируемых параметров САУ, рассмотренных выше:  $x_1=0,4$ ;  $k_{\text{раст}}=0,7$ ;  $k_{\text{сж}}=0,25$ ;  $T_1=0,7$  с;  $T_2=0,4$  с;  $k_{\text{рег}}=380000$ ;  $T_{\text{рег}}=0,250$ . Данным параметрам системы соответствуют следующие значения показателей качества: величина перерегулирования  $\sigma=0$  км/ч; величина установившейся ошибки  $\Delta_y=-0,769$  км/ч; величина накопленных автосцепками поезда усталостных повреждений  $a=3,89 \cdot 10^{-7}$ ; максимальная величина продольной динамической силы  $S_{\text{дmax}}=195,3$  кН. Поскольку величина модуля установившейся ошибки превышает 0,5 км/ч, переходной процесс считается незавершённым и его время не оценивается.



*а – графики зависимостей фактической и заданной скоростей движения от времени; б – графики зависимостей силы тяги локомотива и продольной силы в 1-й автосцепке поезда от времени; в – графики зависимостей величины продольной силы в 18-й, 35-й и 53-й автосцепках поезда от времени*

**Рисунок 4.2 – Результаты моделирования движения грузового поезда массой 4452 т после решения задачи параметрического синтеза САУ скоростью**

**Таблица 4.1 – Величины параметров САУ и показателей качества управления до и после решения задачи параметрического синтеза САУ скоростью**

| Параметр<br>(показатель) | Для поезда массой 4452 т ( $m_{\text{ваг}}=60$ т) |                      |
|--------------------------|---|----------------------|
|                          | До оптимизации                                    | После оптимизации    |
| Параметры САУ            |   |                      |
| $T_1$ , с                | 0,700   | 1,854                |
| $T_2$ , с                | 0,400   | 0,774                |
| $x_1$                    | 0,400   | 0,386                |
| $k_{\text{рег}}$         | 380000  | 371137               |
| $T_{\text{рег}}$ , с     | 0,250   | 0,243                |
| $k_{\text{раст}}$        | 0,700   | 0,693                |
| $k_{\text{сж}}$          | 0,250   | 0,243                |
| Показатели качества САУ  |   |                      |
| $t_p$ , с                | -   | 550,8                |
| $a$                      | $3,89 \cdot 10^{-7}$                              | $2,64 \cdot 10^{-7}$ |
| $S_{\text{дmax}}$ , кН   | 195,3   | 148,1                |
| $\Delta_y$ , км/ч        | -0,769  | 0,287                |
| $\sigma$ , км/ч          | 0   | 0,322                |

В результате решения задачи многокритериальной оптимизации получены следующие значения оптимизируемых параметров САУ:  $x_1=0,386$ ;  $k_{\text{раст}}=0,693$ ;  $k_{\text{сж}}=0,243$ ;  $T_1=1,854$  с;  $T_2=0,774$  с;  $k_{\text{рег}}=371137$ ;  $T_{\text{рег}}=0,243$  с. Данным параметрам системы соответствуют следующие значения показателей качества:  $\sigma=0,122$  км/ч;  $\Delta_y=0,287$  км/ч;  $t_p=200,8$  с;  $a=2,64 \cdot 10^{-7}$ ;  $S_{\text{дmax}}=148,1$  кН. Анализ результатов показывает, что оптимизация значений параметров САУ вызвала значительное сокращение модуля установившейся ошибки (в 2,7 раза), максимальной величины продольной динамической силы (в 1,3 раза) и суммы усталостных повреждений, накопленных автосцепками (в 1,5 раза). При этом переходной процесс считается завершённым, поскольку величина модуля установившейся ошибки не превышает 0,5 км/ч.

Величины параметров САУ и показателей качества управления, определённые в результате решения задачи параметрического синтеза для всех 5 вариантов формирования поезда, приведены в таблице 4.2.

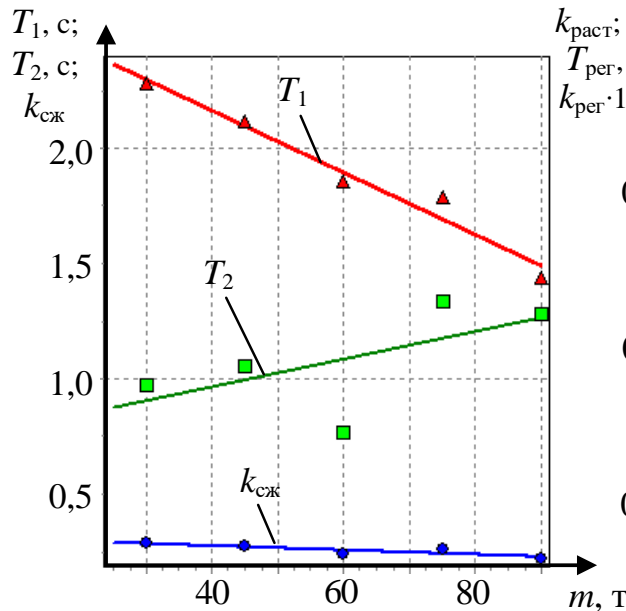
**Таблица 4.2 – Величины параметров САУ и показателей качества управления, определённые в результате решения задачи параметрического синтеза для различных вариантов формирования поезда**

| Параметр<br>(показатель) | Масса поезда, т                  |                                  |                                  |                                  |                                  |
|--------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
|                          | 2322<br>( $m_{\text{ваг}}=30$ т) | 3387<br>( $m_{\text{ваг}}=45$ т) | 4452<br>( $m_{\text{ваг}}=60$ т) | 5517<br>( $m_{\text{ваг}}=75$ т) | 6582<br>( $m_{\text{ваг}}=90$ т) |
| Параметры САУ            |                                  |                                  |                                  |                                  |                                  |
| $T_1$ , с                | 2,278                            | 2,112                            | 1,854                            | 1,782                            | 1,442                            |
| $T_2$ , с                | 0,976                            | 1,058                            | 0,774                            | 1,335                            | 1,284                            |
| $x_1$                    | 0,498                            | 0,457                            | 0,386                            | 0,436                            | 0,352                            |
| $k_{\text{рег}}$         | 149902                           | 248651                           | 371137                           | 385092                           | 601760                           |
| $T_{\text{рег}}$ , с     | 0,299                            | 0,279                            | 0,243                            | 0,268                            | 0,226                            |
| $k_{\text{раст}}$        | 0,749                            | 0,729                            | 0,693                            | 0,718                            | 0,676                            |
| $k_{\text{сж}}$          | 0,290                            | 0,277                            | 0,243                            | 0,269                            | 0,224                            |
| Показатели качества САУ  |                                  |                                  |                                  |                                  |                                  |
| $t_p$ , с                | 484,9                            | 514,2                            | 550,8                            | 599,9                            | 639,4                            |
| $a$                      | $2,54 \cdot 10^{-7}$             | $2,52 \cdot 10^{-7}$             | $2,64 \cdot 10^{-7}$             | $2,49 \cdot 10^{-7}$             | $2,70 \cdot 10^{-7}$             |
| $S_{\text{дmax}}$ , кН   | 149,4                            | 150,6                            | 148,1                            | 148,8                            | 147,4                            |
| $\Delta_y$ , км/ч        | -0,416                           | 0,296                            | 0,287                            | 0,170                            | 0,115                            |
| $\sigma$ , км/ч          | 0                                | 0,372                            | 0,322                            | 0,251                            | 0,189                            |

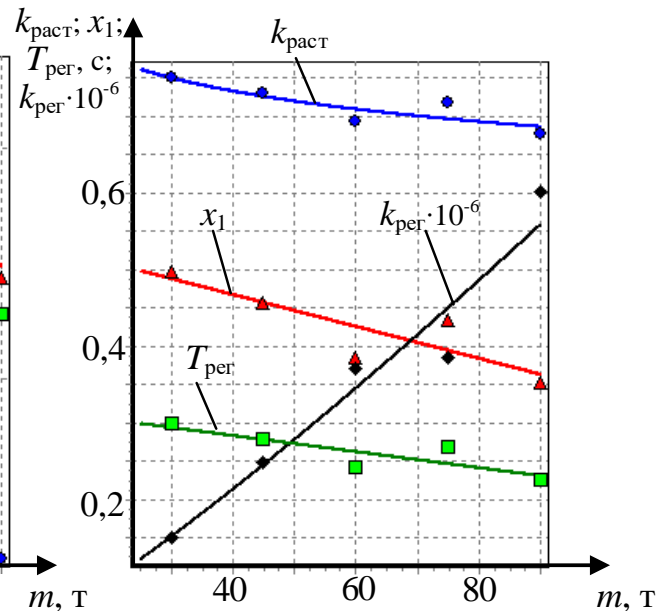
Выбранные варианты формирования поезда различаются средней массой одного вагона, а значит, и массой поезда. В работах [123, 124], было показано, что рациональные величины параметров САУ скоростью грузового поезда зависят от его массы. Анализ данных таблицы 4.2 также показывает наличие зависимости величин параметров САУ и её показателей качества от средней массы вагона поезда. По данным таблицы 4.2, с повышением массы поезда (и средней массы

одного вагона) доля ускорения  $x_1$ , коэффициенты  $k_{\text{раст}}$  и  $k_{\text{сж}}$ , постоянная времени  $T_1$  и постоянная времени закона управления  $T_{\text{рег}}$  уменьшаются, а постоянная времени  $T_2$  и коэффициент закона управления  $k_{\text{рег}}$  возрастают. Зависимости величин данных параметров от средней массы вагона представлены на графиках на рисунке 4.3 в виде отдельных точек.

а)



б)



а — зависимости постоянных времени задатчика интенсивности  $T_1$  и  $T_2$ , коэффициента  $k_{\text{сж}}$  для оценки сжатого состояния поезда от средней массы вагона поезда; б — зависимости доли ускорения  $x_1$ , параметров регулятора скорости  $k_{\text{рег}}$  и  $T_{\text{рег}}$ , коэффициента  $k_{\text{раст}}$  для оценки растянутого состояния поезда от средней массы вагона поезда

**Рисунок 4.3 – Графики зависимостей параметров САУ от средней массы вагона поезда**

Эти зависимости для последующего использования в САУ скоростью целесообразно представлять в виде математических выражений, которые позволят найти рациональные значения параметров САУ для поезда с различной величиной средней массы вагона поезда. Анализ полученных результатов показывает, что полученные зависимости параметров САУ от средней массы вагона можно наиболее достоверно аппроксимировать степенными и линейными функциями. Аналитические выражения полученных аппроксимирующих функций, позволяющих найти величины параметров САУ в зависимости от массы вагона,

представлены в таблице 4.3, а графики этих функций (настроечные кривые параметров САУ) приведены на рисунке 4.3.

**Таблица 4.3 – Аналитические выражения, связывающие рациональные величины параметров САУ скоростью со средней массой вагона поезда**

| Параметр                   | Аналитическое выражение параметра |
|----------------------------|-----------------------------------|
| $T_1, \text{с}$            | $y(m) = -0,0134m + 2,695$         |
| $T_2, \text{с}$            | $y(m) = 0,00598m + 0,727$         |
| $x_1$                      | $y(m) = -0,00208m + 0,550$        |
| $k_{\text{рег}}$           | $y(m) = 2686m^{1,186}$            |
| $T_{\text{рег}}, \text{с}$ | $y(m) = -0,00105m + 0,325$        |
| $k_{\text{раст}}$          | $y(m) = 0,986m^{-0,0808}$         |
| $k_{\text{сж}}$            | $y(m) = -0,00093m + 0,317$        |

Применение полученных зависимостей в САУ скоростью локомотива грузового поезда даёт возможность рассчитать величины параметров САУ, близкие к рациональным, для поезда с любой средней массой вагона (в установленных пределах). Используя полученные настроечные кривые, определим величины параметров САУ для II варианта формирования поезда (масса одного вагона 45 т) и IV варианта формирования поезда (масса одного вагона 75 т). В таблице 4.4 приведены значения параметров САУ, найденные по настроечным кривым для этих вариантов формирования поезда. С использованием полученных значений параметров САУ, выполнено моделирование движения этих вариантов поезда по прямому горизонтальному участку пути в вышерассмотренном режиме движения. В таблице 4.4 также приведены величины показателей качества, полученные в результате моделирования. Из анализа данных таблицы 4.4 следует, что способ определения параметров САУ в зависимости от средней массы вагона показывает удовлетворительные результаты и может быть использован в САУ скоростью грузового поезда.



**Таблица 4.4 – Величины параметров САУ, определённые с использованием полученных настроечных кривых, и соответствующие им значения показателей качества САУ**

| Параметр<br>(показатель)      | Масса поезда, т               |                               |
|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
|                               | 3387 ( $m_{\text{ваг}}=45$ т) | 5517 ( $m_{\text{ваг}}=75$ т) |
| Параметры САУ                 |                               |                               |
| $T_1, \text{ с}$              | 2,092                         | 1,690                         |
| $T_2, \text{ с}$              | 0,965                         | 1,176                         |
| $x_1$                         | 0,456                         | 0,394                         |
| $k_{\text{рег}}$              | 245367                        | 449704                        |
| $T_{\text{рег}}, \text{ с}$   | 0,278                         | 0,246                         |
| $k_{\text{раст}}$             | 0,724                         | 0,696                         |
| $k_{\text{сж}}$               | 0,275                         | 0,249                         |
| Показатели качества САУ       |                               |                               |
| $t_p, \text{ с}$              | 518,9                         | 594,9                         |
| $a$                           | $2,47 \cdot 10^{-7}$          | $2,63 \cdot 10^{-7}$          |
| $S_{\text{дmax}}, \text{ кН}$ | 150,7                         | 149,2                         |
| $\Delta_y, \text{ км/ч}$      | -0,352                        | -0,212                        |
| $\sigma, \text{ км/ч}$        | 0                             | 0                             |

Таким образом, использование в САУ скоростью настроечных кривых для определения рациональных значений параметров данной системы, найденных путем решения задачи параметрического синтеза САУ, позволяет значительно повысить показатели качества управления грузовым поездом.

### 4.3 Выводы по четвёртому разделу

1 На основании выполненного анализа ранее выполненных исследований и особенностей рассмотренной САУ скоростью выбрана методика решения задачи

параметрического синтеза САУ скоростью. Показано, что для отыскания рациональных с точки зрения принятой системы критериев оценки качества управления параметров САУ необходимо использование методов многокритериальной оптимизации.

2 В результате решения задачи параметрического синтеза САУ методом многокритериальной оптимизации с использованием выбранных варьируемых параметров САУ и показателей качества САУ определены зависимости рациональных величин параметров САУ от средней массы вагона поезда.

3 Использование в рассмотренной системе автоматического управления скоростью полученных аналитических зависимостей параметров САУ от средней массы вагона поезда позволяет определить величины параметров САУ, обеспечивающие удовлетворительное качество управления при любой средней массе вагона поезда.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 Разработана адаптивная система автоматического управления скоростью движения грузового поезда. Для обеспечения требуемого качества управления скоростью в эксплуатационном диапазоне изменения масс поездов в САУ осуществляется выбор параметров элементов системы, а также закона управления на основании информации о средней массе вагона поезда, что позволило обеспечить значения показателей качества управления, близкие к рациональным.

2 Предложен способ оценки состояния межвагонных соединений поезда на основании информации о силах тяги или электрического торможения, а также расположении поезда на элементах профиля. Реализация предложенного способа в системе автоматического управления позволяет оптимизировать алгоритмы управления скоростью в переходных режимах движения поезда без ухудшения качества управления в соответствии с принятой системой критериев, результатом чего является сокращение времени протекания переходного процесса при изменении заданной скорости движения и, следовательно, достижения большей технической скорости движения поезда.

3 Определено влияние вариации параметров закона управления САУ на величины показателей качества управления. Показано, что достижение рациональных величин различных показателей качества происходит при различных значениях параметров САУ. Определение величин параметров закона управления, обеспечивающих компромисс между разнородными показателями качества целесообразно осуществлять путём решения задачи параметрического синтеза САУ с использованием методов многокритериальной оптимизации.

4 Выбрана методика решения задачи параметрического синтеза САУ скоростью грузового поезда. Отыскание параметров САУ, обеспечивающих компромисс между разнородными критериями качества, выполнено путём минимизации целевой функции, используемой для преобразования векторного

критерия качества к скалярному. В результате решения задачи параметрического синтеза найдены аналитические выражения, устанавливающие связь между параметрами поезда и параметрами устройств САУ скоростью. Данные выражения реализованы в блоке адаптации САУ и позволяют достичь требуемого качества управления во всём диапазоне изменения масс поездов.

5 Разработана уточненная математическая модель межвагонной связи пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов современных типов (на примере аппарата ПМК-110). Применение данной модели позволило повысить точность определения величин продольных сил и характера их изменения в переходных режимах движения в моделях поездов, состоящих из вагонов современных моделей, а также улучшить определение величин показателей качества управления при исследовании САУ.

6 Результаты, полученные во время разработки системы автоматического управления скоростью грузового поезда рекомендуется использовать при разработке программного обеспечения бортовой системы управления электровозами и тепловозами с непрерывным управлением силами тяги и торможением.

7 Перспективами дальнейшей разработки темы является рассмотрение вопроса совершенствования системы автоматического управления скоростью при реализации вождения поездов с использованием технологии «виртуальная сцепка».

## СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

САУ – система автоматического управления

САВП – система автоматического ведения поезда

МПСУ – микропроцессорная система управления

УСАВП – унифицированная система автоматического ведения поезда

ИСАВП-РТ – интеллектуальная система автоматического ведения поезда с системой распределенной тяги

ЭПС – электроподвижной состав

ТЭД – тяговые электродвигатели

ВИП – выпрямительно-инверторный преобразователь

МПСУиД – микропроцессорная система управления и диагностики

СМЕ – система многих единиц

ПУ – промежуточное устройство

ЗИ – задатчик интенсивности

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

- 1 Транспорт в России. 2022: Стат. сб. / Росстат. – Москва, 2022. – 101 с. – Текст : непосредственный.
- 2 Вершинский, С. В. Динамика вагона: учебник для вузов ж.-д. транспорта / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И. И. Чесноков. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1991. – 360 с. – Текст : непосредственный.
- 3 Блохин, Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. — Москва : Транспорт, 1982. – 222 с. – Текст : непосредственный.
- 4 Канарская, А. А. Проблема повышения провозной способности железнодорожных линий и пути её решения / А. А. Канарская, Т. П. Жабров, В. А. Шаров. – Текст : непосредственный // Основные требования к параметрам особо грузонапряженных линий: Сб. науч. тр. – Транспорт, 1988. – С. 4–9.
- 5 Макаровичкин, А. М. Использование и развитие пропускной способности железных дорог / А. М. Макаровичкин, Ю. В. Дьяков. – Москва : Транспорт, 1981. – 287 с. – Текст : непосредственный.
- 6 Кулаев, К. В. Повышение веса и скорости грузовых поездов в свете решения проблем провозной и пропускной способности железных дорог / К. В. Кулаев. – Текст : непосредственный // Повышение веса и скорости движения поездов. – Транспорт. – 1984. – С. 1–3.
- 7 Баранов, А. М. Развитие пропускной и провозной способности однопутных линий / А. М. Баранов, В. Е. Козлов, Э. Д. Фельдман. – Текст : непосредственный // Труды ЦНИИ МПС, Вып 268. – Москва : Транспорт, 1964. – 133 с.
- 8 Нестационарные режимы тяги (Тяговое обеспечение перевозочного процесса) / Лисицын А. Л., Мугинштейн Л. А. / Под ред. Г. И. Нарских, И. К. Петушковой. – Москва : Интекст, 1996. – 159 с. – Текст : непосредственный.

9 Фельдман, Э. Д. Эффективность применения кратной тяги поездов на грузонапряженных магистралях / Э. Д. Фельдман. – Текст : непосредственный // Вестник ВНИИЖТ. – 1981. – №7. – С. 1–4.

10 Бушуев, С. В. Повышение пропускной способности участка железной дороги с применением технологии виртуальной сцепки / С. В. Бушуев, К. В. Гундырев, Н. С. Голочалов. – Текст: непосредственный // Автоматика на транспорте. – 2021. – № 1. – С. 7–20.

11 Климова, Е. Е. Технология виртуальной сцепки поездов как инструмент повышения пропускной и провозной способности линии / Е. Е. Климова, Л. Е. Пилинушка, В. С. Рябов. – Текст : непосредственный // Транспортная инфраструктура сибирского региона: Материалы десятой Международной научно-практической конференции. – 2019. – С. 60–64.

12 Абрамов, А. А. Имитационное моделирование наличной пропускной способности / А. А. Абрамов, К. В. Андросюк. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2013. – № 11. – С. 28–31.

13 Lingaitis, L. P. Methods of calculation line optimum travel of trains with consideration of longitudinal dynamic efforts / L.P. Lingaitis, G. Vaiciunas, L. Liudvinavicius et al. – Текст : непосредственный // Transport Prob. – V. 8, № 2. – 2013. – P. 25 – 34.

14 Паристый, И. Л. Комплексная система организации движения тяжеловесных и длинносоставных поездов / И. Л. Паристый. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 1979. – №6. – С. 5–15.

15 Паристый, И. Л. Вождение поездов повышенной массы и длины / И. Л. Паристый, Р. Г. Черепашенец. – Москва : Транспорт, 1983. – 240 с. – Текст : непосредственный.

16 Ge, X. Countermeasures for preventing coupler jack-knifing of slave control locomotives in 20,000-tonne heavy-haul trains during cycle braking / X. Ge, L. Ling, S. Chen et al. – Текст : непосредственный // Vehicle System Dynamics. – V. 60, № 9. – 2022. – P. 3269 – 3290.

17 Ляушкин, А. А. Анализ обрывов и саморасцепов автосцепок / А. А. Ляушкин, В. А. Паршиков, И. А. Астафьев. – Текст : непосредственный // Актуальные вопросы науки и техники : Материалы Международной студенческой научно-практической конференции, Воронеж, 16 июня 2015 года. Том 2. – Воронеж: Руна, 2015. – С. 97–103.

18 Козубенко, В. Г. Безопасное управление поездом: вопросы и ответы: Учебное пособие для образовательных учреждений железнодорожного транспорта / В. Г. Козубенко – Москва : Маршрут, 2005. – 320 с. – Текст : непосредственный.

19 Васин, Н. К. Особенности эксплуатации в сложных условиях: почему обрываются автосцепки в грузовых поездах / Н. К. Васин. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2006. – №12. – С. 20–22.

20 Нормы для расчёта и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – Москва : ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – Текст : непосредственный.

21 Расчёты и испытания тяжеловесных поездов / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин, Е. Л. Стамблер и др.; Под ред. Е. П. Блохина. – Москва : Транспорт, 1986. – 263 с. – Текст : непосредственный.

22 Автоматизированные системы управления электроподвижным составом: учебник: в 3 ч. Ч. 1: Теория автоматического управления / Л. А. Баранов, А. Н. Савоськин, О. Е. Пудовиков и др.; под ред. Л. А. Баранова и А. Н. Савоськина. — Москва : ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2013. – 400 с. – Текст : непосредственный.

23 Дубровский, З. М. Грузовые электровозы переменного тока. Справочник / З. М. Дубровский, В. И. Попов, Б. А. Тушканов; Под ред. Б. А. Тушканова. – Москва : Транспорт, 1991. – 471 с. – Текст : непосредственный.

24 Тихменев, Б. Н. Подвижной состав электрифицированных железных дорог: Теория работы электрооборудования. Электрические схемы и аппараты / Б. Н. Тихменев, В. А. Кучумов. – Москва : Транспорт, 1988. – 311 с. – Текст : непосредственный.



25 Проектирование систем управления электроподвижным составом / Н. А. Ротанов, Д. Д. Захарченко, А. В. Плакс, и др.; Под ред. Н. А. Ротанова. – Москва : Транспорт, 1986. – 327 с. – Текст : непосредственный.

26 Автоматизация электроподвижного состава: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / А. Н. Савоськин, Л. А. Баранов, В. П. Феоктистов; под ред. А. Н. Савоськина. – Москва : Транспорт, 1990. – 311 с. – Текст : непосредственный.

27 Электровоз ВЛ85: Руководство по эксплуатации. – Москва : Транспорт 1982, — 662 с. – Текст : непосредственный.

28 Электровоз ВЛ65: Руководство по эксплуатации. Техническое описание, электрические аппараты. – Новочеркасск: ВЭЛНИИ, 1992. – Текст : непосредственный.

29 Электровоз 2ЭС5К. Руководство по эксплуатации. Книга 5. — Новочеркасск: ВЭЛНИИ-НЭВЗ, 2005. – 164 с. – Текст : непосредственный.

30 Система управления и диагностики электровоза ЭП10 / Под ред. С. В. Покровского. – Москва : Интекст, 2009. – 356 с. – Текст : непосредственный.

31 Электровоз грузовой постоянного тока 2ЭС6 с коллекторными тяговыми электродвигателями: Руководство по эксплуатации. – 166 с. – Текст : непосредственный.

32 Электровоз грузовой постоянного тока 2ЭС10 с асинхронными тяговыми электродвигателями: Руководство по эксплуатации. – 101 с. – Текст : непосредственный.

33 Микропроцессорные системы автоведения электроподвижного состава / Л. А. Баранов, Я. М. Головичер, Е. В. Ерофеев, В. М. Максимов; Под ред. Л. А. Баранова. – Москва : Транспорт, 1990. – 272 с. – Текст : непосредственный.

34 Интеллектуальная система автоматизированного вождения поездов повышенной массы и длины с распределенными по длине локомотивами ИСАВП-РТ: Руководство по эксплуатации АЮВП.468382.004РЭ. – 76 с. – Текст : непосредственный.

35 Калининцев, В. А. Метрополитены / В. А. Калининцев. – Москва : Транспорт, 1988. – 280 с. – Текст : непосредственный.

36 Баранов, Л. А. Автоматическое управление движением поездов метрополитена / Л. А. Баранов. – Текст : непосредственный // Мир транспорта. – 2018. – Т. 16, № 3(76). – С. 156–165.

37 Централизованное управление движением поездов городских железных дорог современного мегаполиса / Л. А. Баранов, Е. П. Балакина, С. Е. Иконников, Д. А. Антонов. – Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. – 2020. – № 1. – С. 30–38.

38 Универсальная система автоведения электровозов пассажирского движения УСАВПП: Руководство по эксплуатации КНГМ.466451.001 РЭ. – 127 с. – Текст : непосредственный.

39 Пястик, М. Системы автоматического ведения поезда / М. Пястик, Е. Толстов, И. Случак. – Текст : непосредственный // Современные технологии автоматизации. – 2000. – №4. – С. 60–69.

40 Герасенков, В. И. Автоматический регулятор скорости для электропоезда ЭР200 / В. И. Герасенков, Л. Л. Ефимов. – Текст : непосредственный // Автоматика, телемеханика и связь, № 9, 1981. – С. 34–35.

41 Феоктистов, В. П. Автоматическое регулирование скорости электроподвижного состава / В. П. Феоктистов, И. Н. Шапкин. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 1968. – №2.

42 Головичер, Я. М. Исследование процесса автоматического управления скоростью поезда / Я. М. Головичер. – Текст : непосредственный // Труды МИИТ, Вып. 661. – Москва : МИИТ, 1980. – С. 60–70.

43 Головичер, Я. М. Исследование устойчивости релейной системы автоуправления скоростью поезда / Я. М. Головичер. – Текст : непосредственный // Труды МИИТ, Вып. 519. – Москва : МИИТ, 1982.

44 Баранов, Л. А. Исследование структуры регулятора скорости для пассажирских поездов с электрической тягой / Л. А. Баранов, Я. М. Головичер, И. А. Аснис. – Текст : непосредственный // Вестник ВНИИЖТ. – 1982. – №3.

45 Аснис, И. А. Выбор параметров цифрового регулятора скорости для электровоза ЧС2Т / И. А. Аснис. – Текст : непосредственный // Труды МИИТа, Вып. 653. – Москва : МИИТ, 1982.

46 Савоськин, А. Н. Выбор структуры регулятора скорости для грузовых локомотивов / А. Н. Савоськин, А. А. Ефремов, П. Е. Коваль. – Текст : непосредственный // Вестник ВНИИЖТа. – 1987. – №1.

47 Савоськин, А. Н. Системы автоматического управления скоростью электроподвижного состава / А. Н. Савоськин, В. С. Островский, О. Е. Пудовиков. – Текст : непосредственный // Сборник докладов научно-технической конференции «Подвижной состав 21 века (идеи, требования, проекты)». – СПб. : 1999.

48 Баранов, Л. А. Модели и методы синтеза микропроцессорных систем автоматического управления скоростью электроподвижного состава с непрерывным управлением тягой / Л. А. Баранов. – Текст : непосредственный // Вестник МИИТа. Вып. 10. – Москва : МИИТ, 2004. – С. 3–16.

49 Савоськин, А. Н. Дополнение к системе автоматического управления электровоза ЧС2К / А. Н. Савоськин, М. С. Антонюк. . – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2007. – №7. – С. 54–56.

50 Пудовиков, О. Е. Автоматическое управление скоростью движения длинносоставного грузового поезда / О. Е. Пудовиков. – Текст : непосредственный // Мехатроника, Автоматизация, Управление. – 2010. – № 8. – С. 51–57.

51 Плакс, А. В. Математическое моделирование систем автоматического регулирования скорости поезда / А. В. Плакс, М. Л. Златковский, В. И. Герасенков. – Текст : непосредственный // Труды ЛИИЖТ, Вып. 313. – ЛИИЖТ, 1971. – С. 117–122.

52 Глебов, А. И. Исследование процесса поддержания заданной скорости электропоезда системой автоматического регулирования / А. И. Глебов. – Текст :

непосредственный // Применение ЭВМ для проектирования электропоездов. – Зинатне, 1968. – С. 135–149.

53 Полтев, В. В. Об анализе САР скорости электровоза постоянного тока с тяговым двигателем смешанного возбуждения / В. В. Полтев. – Текст : непосредственный // Труды УЭМИИТа, Вып. 47. – 1975. – С. 122–127.

54 Гуткин, Л. В. Электропоезд ЭР200 / Л. В. Гуткин, Ю. Н. Дымант, И. А. Иванов – Москва : Транспорт, 1981. – 192 с. – Текст : непосредственный.

55 Пудовиков, О. Е. Применение эталонной модели поезда в системе автоматического управления скоростью грузового поезда / О. Е. Пудовиков, С. В. Беспалько, М. Д. Киселев, Е. В. Сердобинцев. – Текст : непосредственный // Электротехника. – 2017. – № 9. – С. 9–13.

56 Устройство для автоматического регулирования скорости тягового подвижного состава / А. Н. Савоськин, О. Е. Пудовиков – Патент РФ на изобретение № 2202481 МПК В60L 15/20. 2003. Опубликовано 20.04.2003. – Б.И. № 11. – Текст : непосредственный.

57 Унифицированная система автоматизированного ведения поезда грузовым электровозом ВЛ11 УСАВП-Г-11: Руководство по эксплуатации АЮВП.468382.014 РЭ. – 49 с. – Текст : непосредственный.

58 Кравчук, В. В. Особенности конструкции и управления электровоза ВЛ65 / В. В. Кравчук, А. С. Поддавашкин, Ю. М. Кулинич. – Хабаровск, 1997. – 133 с. – Текст : непосредственный.

59 Электровоз ВЛ80р: Руководство по эксплуатации / Под ред. Б. А. Тушканова. – Москва : Транспорт, 1985. – 541 с. – Текст : непосредственный.

60 Наумов, Б. М. Система автоматического управления электровоза ВЛ85 / Б. М. Наумов, А. Т. Скрипка. – Текст : непосредственный // Сборник научных трудов ВЭЛНИИ. Т. 26. Новочеркасск, 1985. С. 9–21.

61 Эксплуатационное освоение электровозов ВЛ85 / А. А. Бакланов [и др.] . – Текст : непосредственный // Тезисы докладов научно-практической конференции кафедр Омского института инженеров железнодорожного транспорта,

посвященной 60-летию ОмИИТа / Омский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Омск : ОмИИТ, 1990. – С. 95–96.

62 Коваль, П. Е. Система автоматического регулирования скорости движения грузового электровоза : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Коваль Павел Евгеньевич ; МИИТ. – Москва, 1989. – 165 с. – Текст : непосредственный.

63 Пудовиков, О. Е. Система автоматического управления скоростью грузового поезда с распределенной тягой / О. Е. Пудовиков, В. Г. Сидоренко, Н. Н. Сидорова, М. Д. Киселев. – Текст : непосредственный // Электротехника. – 2019. – №9. – С. 47–54.

64 Блок БУ-193 системы МСУД-Н. Руководство по эксплуатации ИДМБ.421455.001РЭ (ЗТС.676.004РЭ) – Новочеркасск: ВЭЛНИИ-НЭВЗ, 2005. – 164 с. – Текст : непосредственный.

65 Функциональное описание работы электрической схемы управления электровоза 2ЭС10 (первичный алгоритм МПСУиД) 2ЭС10.00.000.000 А. – 2010. – 37 с. – Текст : непосредственный.

66 Осипов, С. И. Рациональные режимы вождения поездов и испытания локомотивов / С. И. Осипов. – Москва : Транспорт, 1984. – 280 с. – Текст : непосредственный.

67 Баранов, Л. А. Система дистанционного управления локомотивами тяжеловесного грузового поезда / Л. А. Баранов, Е. В. Ерофеев, П. Г. Солюс. – Текст : непосредственный // Труды МИИТ, Вып. 370. – Москва : МИИТ, 1971.

68 Баранов, Л. А. Система телемеханики «Братск-1М», для управления дополнительным локомотивом в тяжеловесном грузовом поезде / Л. А. Баранов, П. Г. Солюс, В. Б. Андреев, С. И. Ершов, Ю. П. Павлов, Ю. М. Гуревич, Е. В. Зябрев. – Текст : непосредственный // Сборник «Разработка и исследование автоматических и дистанционных устройств управления подвижным составом». Труды УрЭМИИТа. Вып. 47. – Екатеринбург : УрЭМИИТ, 1975.

69 Баранов, Л. А. Системы автоматического и телемеханического управления электроподвижным составом: производственно-практическое издание / Л. А. Баранов, В. И. Астрахан, Я. М. Головичер и др; Ред. Л. А. Баранов. – Москва : Транспорт, 1984. – 311 с. – Текст : непосредственный.

70 А. с. 931517 СССР, М. Кл.3 В 60 L 15/24. Устройство для управления сочленёнными локомотивами / Б. Д. Никифоров, А. Е. Пыров, М. Г. Левин (СССР). – № 2968684/24-11; заявл. 06.08.80; опубл. 30.05.82, Бюл. № 20. – 2 с. – Текст : непосредственный.

71 Соснин, В. Ф. Разработка и экспериментальное исследование системы дистанционного управления локомотивами объединённых поездов / В. Ф. Соснин, Е. И. Жироухов, И. Г. Левин. – Текст : непосредственный // Труды УрЭМИИТ, Вып 47. – 1975. – С. 47–52.

72 Пат. 111495 Российская Федерация, МПК7 В 60 Т 7/08, В 60 Т 13/36, В 60 Т 15/04. Система управления торможением поезда / Жироухов Е. И., Пинягин В. В., Сачков Н. Г.; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью Научно-производственное объединение «РаТорм» (ООО НПО «РаТорм») (RU). – № 2011131243/11; заявл. 15.07.11; опубл. 20.12.11, Бюл. № 35. – 3 с. – Текст : непосредственный.

73 Литвин, А. Г. Система телеуправления электровозом, расположенным в середине состава / А. Г. Литвин, В. Я. Овласюк. – Текст : непосредственный // Электронная техника в автоматике и телемеханике электровозных устройств. Труды ВНИИЖТ, Вып 467. – Москва : Транспорт, 1972. – С. 120–133.

74 Система телеуправления локомотивом ТЛ-76 / Л. А. Баранов, П. Г. Солюс, А. Ф. Михайлов, Л. М. Киселёв. – Текст : непосредственный // Автоматика, телемеханика и связь. – 1979. – №5. – С. 14–18.

75 Distributed Power / Canadian Pacific. General Operating Instructions. Section 17. page 3. – Текст: непосредственный.

76 Railways in the Coal Fields of Queensland / Technology in Australia 1788-1988. p. Chapter 6, page 382. URL: <https://www.austlii.edu.au/au/other/austrlii/auflin/auflin/tia/382.html> (дата обращения: 20.12.2023). – Текст: электронный.

77 Trip optimization system and method for a train / Ajith Kumar, Glenn Shaffer, Paul Houpt, Bernardo Movsichoff, David Chan, Sukru Eker // Patent US 9623884 B2 April 18, 2017. – Текст: непосредственный.

78 Методика выбора длины виртуальной сцепки по требованиям безопасности в интеллектуальных системах управления движением поездов / Л. А. Баранов, П. Ф. Бестемьянов, Е. П. Балакина, О. Е. Пудовиков. – Текст : непосредственный // Проблемы управления безопасностью сложных систем: Материалы XXX международной конференции, Москва, 14 декабря 2022 года / Под общей редакцией А. О. Калашникова, В. В. Кульбы. – Москва: Институт проблем управления им. В. А. Трапезникова РАН, 2022. – С. 261–267.

79 Принципы построения и модели системы автоматического управления вторым локомотивом при виртуальной сцепке / Л. А. Баранов, П. Ф. Бестемьянов, Е. П. Балакина, О. Е. Пудовиков. – Текст : непосредственный // Автоматика на транспорте. – 2022. – Т. 8, № 4. – С. 377–388.

80 Розенфельд, В. Е. Теория электрической тяги: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / В. Е. Розенфельд, И. П. Исаев, Н. Н. Сидоров. – Москва : Транспорт, 1983. – 328 с. – Текст : непосредственный.

81 Жуковский, Н. Е. Полное собрание сочинений. Том 8: Теория упругости. Железные дороги. Автомобили – Под ред. проф. А. П. Котельникова. – Москва–Ленинград : ОНТИ НКТП СССР, Главная редакция авиационной литературы, 1937. – 292 с. – Текст : непосредственный.

82 Лазарян, В. А. Исследование усилий, возникающих в переходных режимах движения в стержнях с различными упругими несовершенствами / В. А. Лазарян. – Текст : непосредственный // Сб. науч. тр. ДИИТ., Вып. 25. – ДИИТ, 1956. – С. 5–50.

83 Блохин, Е. П. О возможности понижения порядка системы дифференциальных уравнений движения поезда при возмущениях, распространяющихся вдоль него / Е. П. Блохин, Л. Г. Маслеева. – Текст : непосредственный // Сб. науч. тр. ДИИТ, Вып. 199/25. – ДИИТ, 1978. – С. 47–54.

84 Бакман, А. А. Выбор времени и силы осаживания при трогании поезда / А. А. Бакман. – Текст : непосредственный // Межвузовский сб. науч. тр. Вып 742. – Москва : МИИТ, 1984. – С. 96.

85 Галеев, А. У. Вопросы механики поезда / А. У. Галеев, Ю. И. Першиц. – Москва : Трансжелдориздат, 1958. – 232 с. – Текст : непосредственный.

86 Панькин, Н. А. Определение темпа нарастания силы тяги при трогании / Н. А. Панькин, А. А. Бакман. – Текст : непосредственный // Труды МИИТ, Вып. 758. – МИИТ, 1984. – С. 48–52.

87 Мугинштейн, Л. А. Тяговое обеспечение тяжеловесного движения и управление поездами повышенной массы с использованием автоматизированных систем / Л. А. Мугинштейн. – Текст : непосредственный // Бюллетень Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». – 2016. – № 6. – С. 13–28.

88 Влияние времени нарастания силы тяги на продольные усилия при трогании однородного поезда / В. А. Лазарян, И. Г. Каблуков, В. А. Барбас, Л. А. Манашкин. – Текст : непосредственный // Сборник научных трудов ДИИТ, Вып. 50. – ДИИТ, 1964. — С. 21–27.

89 Лазарян, В. А. О переходных режимах движения поездов / В. А. Лазарян. – Текст : непосредственный // Сборник научных трудов ДИИТ, Вып. 152. – ДИИТ, 1973. – С. 3–43.

90 Панькин, Н. А. Распространение сильных возмущений в поезде / Н. А. Панькин. – Текст : непосредственный // Ученые записки ВЗИИТа, Вып. 7. – ВЗИИТ, 1961. – С. 105–166.

91 Панькин, Н. А. Столкновение двух ударных волн одинаковой амплитуды в поезде / Н. А. Панькин. – Текст : непосредственный // Труды МИИТ, Вып. 230. – МИИТ, 1966. – С. 24–28.



92 Жуковский, Н. Е. Сила тяги, время в пути и разрывающие усилия в тяговом приборе и сцепке при ломаном (резко переменном) профиле // Полное собрание сочинений. М.; Л., 1937. Т. 8. С. 256–268. – Текст : непосредственный.

93 Блохин, Е. П. Об оценке наибольших продольных сил в поезде, движущемся по перелому профиля пути / Е. П. Блохин, Е. Л. Стамблер, Е. Г. Маслеева. – Текст : непосредственный // Сб. науч. тр. ДИИТ, Вып 169/21. – Днепропетровск, 1979. – С. 86–91.

94 Лазарян, В. А. О математическом моделировании движения поезда по переломам продольного профиля пути / В. А. Лазарян, Е. П. Блохин. – Текст : непосредственный // Труды МИИТ, Вып. 444. – МИИТ, 1974. – С. 81–123.

95 Баташов, С. И. Алгоритмы управления движением грузового поезда с учетом ограничений на продольные динамические силы: Автореф. дис. ... канд. тех. наук: 05.22.07. – МИИТ, 1990. – 24 с. – Текст : непосредственный.

96 Мугинштейн, Л. А. Влияние продольных сил на опасность сходов порожних вагонов в поездах / Л. А. Мугинштейн, Ю. С. Ромен. – Текст : непосредственный // Вестник ВНИИЖТ. – 2011. – № 3.

97 Способ определения максимальной скорости и способ регулирования скорости движения поезда по участку. Патент № RU 2265874. Опубликовано 10.12.2005. Бюл. № 34 / Л. А. Мугинштейн, В. М. Абрамов, М. С. Пясик, И. А. Ябло. – Текст : непосредственный.

98 Жухин, Н. О. Применение модели поезда для исследования работы системы автоведения / Н. О. Жухин. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2023 – № 1 (53). – С. 27–36.

99 Wei, W. The integrated model of train air brake and longitudinal dynamics / W. Wei, X. Zhao, Y. Jiang et al. – Текст : непосредственный // Journal of the china railway society. – № 04. – 2012. – P. 39 – 46.

100 Boyang, Liu. Research on the influence of brake pipe leakage on train braking and release performance / Liu Boyang, Wei1 Wei, Zhang Yuan, Zhang Jun. – Текст : непосредственный // Railway Engineering Science. – V. 31. – 2023. – P. 153 – 161.

101 Wu, Qing. Freight train air brake models / Qing Wu, Colin Cole, Maksym Spiriyagin et al. – Текст : непосредственный // International Journal of Rail Transportation. – V. 11, № 1. – 2023. – P. 1 – 49.

102 Serajian, R. Influence of train length on in-train longitudinal forces during brake application / R. Serajian, S. Mohammadi, A. Nasr. – Текст : непосредственный // Vehicle System Dynamics. – V. 56, № 2. – 2019. – P. 192 – 206.

103 Sun, Y. Longitudinal heavy haul train simulations and energy analysis for typical Australian track routes / Y. Sun, C. Cole, M. Spiriyagin, T. Godber et al. – Текст : непосредственный // Proc Inst Mech F J Rail Rapid Transit. – V. 228, № 4. – 2014. – P. 355 – 366.

104 Gao, K. An online distributed game optimal control for heavy haul trains with limited communication / Kai Gao, Zhiwu Huang, Jun Peng, Heng Li et al. – Текст : непосредственный // Mathematical Problems in Engineering. – V. 2015. – 2015. – P. 1 – 9.

105 Бороненко, Ю. П. Обобщение накопленного опыта проектирования тележек грузовых вагонов для создания их типоразмерного ряда / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова. – Текст : непосредственный // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – 2004. – № 5. – С. 25–29.

106 Andersen, D. R. Train energy and dynamics simulator (TEDS): a state-of-the-art longitudinal train dynamics simulator / D. R. Andersen, G. F. Booth, A. R. Vithani et al. – Текст : непосредственный // In Rail Transportation Division Conference. – 2012. – V. 45073. – P. 57-63.

107 Погорелов, Д. Ю. Компьютерное моделирование динамики рельсовых экипажей / Д. Ю. Погорелов. – Текст : непосредственный // Механика и трибология транспортных систем-2003 : Сборник докладов международного конгресса, Ростов-на-Дону, 10–13 сентября 2003 года / Российская Академия наук; Министерство путей сообщения РФ; Министерство транспорта РФ; Межведомственный научный совет по трибологии при РАН, Минпромнауки

России и Союзе НИО; Ассоциация инженеров-трибологов; Ростовский государственный университет путей сообщения. Том 2. – Ростов-на-Дону: Ростовский государственный университет путей сообщения, 2003. – С. 226–231.

108 Михальченко, Г. С. Компьютерное моделирование ходовой динамики и износа колес грузового локомотива с радиальной установкой колесных пар / Г. С. Михальченко, В. Н. Языков, В. С. Коссов [и др.]. – Текст : непосредственный // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – 2004. – № 5. – С. 139–142.

109 Сидорова, Е. А. Показатели силового взаимодействия пути и подвижного состава при движении грузового вагона по длинным неровностям с учетом действия продольных сил / Е. А. Сидорова, В. О. Певзнер, А. И. Чечельницкий. – Текст : непосредственный // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2021. – Т. 80, № 6. – С. 359–365.

110 Патент на изобретение № 2789231, МПК В61L 27/04, В60L 15/20. Способ и устройство для автоматического регулирования скорости движения длинносоставного грузового поезда: опубл. 31.01.2023, б.и. №4 / Н. О. Жухин, О. Е. Пудовиков. – Текст : непосредственный.

111 Жухин, Н. О. Совершенствование алгоритмов управления скоростью движения длинносоставных грузовых поездов / Н. О. Жухин, О. Е. Пудовиков. – Текст : непосредственный // Russian Electrical Engineering (Электротехника). – 2021. – № 9. – С. 41–46.

112 Жухин, Н. О. Интеллектуальное управление скоростью движения грузового поезда с локомотивами, распределёнными по составу / Н. О. Жухин, В. И. Легкая, О. Е. Пудовиков. – Текст : непосредственный // Интеллектуальные транспортные системы: материалы Международной научно-практической конференции «Интеллектуальные транспортные системы» (26 мая 2022 г.) – Москва: РУТ (МИИТ), 2022. – М. Издательство Перо, 2022. – С. 159–166.

113 Ортега, Д. Введение в численные методы решения дифференциальных уравнений / Пер. с англ. / Д. Ортега, У. Пул; Под ред. А. А. Абрамова. – Москва : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 288 с. – Текст : непосредственный.

114 Коломийченко, В. В. Автосцепное устройство железнодорожного подвижного состава / В. В. Коломийченко, Н. А. Костина, В. Д. Прохоренков, В. И. Беляев. – Москва : Транспорт, 1991. – 232 с. – Текст : непосредственный.

115 Zhukhin, N. O. Automatic Speed Control of Heavy-Haulers Trains / S. K. Sharma, N. O. Zhukhin, O. E. Pudovikov et al. – Текст : непосредственный // Transportation Energy and Dynamics, Energy, Environment, and Sustainability. Under exclusive license to Springer Nature Singapore Pte Ltd. – 2023. – V. 92, № 9. – P. 23-41.

116 Беспалько, С. В. Уточнение математической модели межвагонной связи с пружинно-фрикционными поглощающими аппаратами для исследования продольных колебаний грузового поезда / С. В. Беспалько, Н. О. Жухин, О. Е. Пудовиков. – Текст : непосредственный // Бюллетень результатов научных исследований. – 2023. – Вып. 2. – С. 54–70.

117 Правила тяговых расчетов для поездной работы. Нормативное производственно-практическое издание. – Москва : ОАО «РЖД», 2016. – 515 с. – Текст : непосредственный.

118 Правила тяговых расчетов для поездной работы. – Москва : Транспорт, 1985. – 287 с. – Текст : непосредственный.

119 Жухин, Н. О. Повышение эффективности систем автоматического управления скоростью длинносоставных поездов / Н. О. Жухин, О. Е. Пудовиков. – Текст : непосредственный // Локомотивы. Электрический транспорт – XXI век : материалы VII Международной научно-технической конференции, Санкт-Петербург, 10–12 ноября 2020 г. – СПб.: ФГБОУ ВО ПГУПС, 2020. – С. 73–76.

120 Жухин, Н. О. Новые принципы разработки САУ скоростью длинносоставных поездов / Н. О. Жухин, О. Е. Пудовиков – Текст : непосредственный // Сборник трудов Всероссийской научно-практической

конференции «Неделя науки – 2021», Москва, апрель – май 2021 г. – Москва : Российский университет транспорта, 2021. – С. 32–33.

121 Жухин, Н. О. Новые подходы к разработке систем автоматического управления скоростью длинносоставных поездов / Н. О. Жухин, О. Е. Пудовиков. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2020. – №4(44). – С. 81–89.

122 Zhukhin, N. O. Improving Algorithms for Controlling the Speed of Long Freight Trains / N. O. Zhukhin, O. E. Pudovikov. – Текст : непосредственный // Russian Electrical Engineering. – 2021. – V. 92, № 9. – P. 504-509.

123 Pudovikov, O. E. Application of reference train model in automatic control system of freight-train speed / O. E. Pudovikov, S. V. Bepal'ko, M. D. Kiselev, E. V. Serdobintsev // Russian Electrical Engineering. – 2017. – № 9. – p. 563–567. – Текст : непосредственный.

124 Баранов, Л. А. Критерии качества регулирования скорости поезда / Л. А. Баранов, А. Н. Савоськин, О. Е. Пудовиков. – Текст: непосредственный // Мир транспорта. – 2009. – №4. – С. 50–56.

125 Костенко, Н. А. Особенности разрушения и расчет надежности литых деталей грузовых вагонов, работающих в режиме случайных нагрузок, с учетом влияния низких температур и циклического повреждения [Текст]: (На прим. корпуса автосцепки): Автореф. дис. ... д-ра. тех. наук: 05.05.01. – Москва : [б. и.], 1979. – 34 с. – Текст : непосредственный.

126 Костенко, Н. А. Прогнозирование надежности транспортных машин / Н. А. Костенко. – М. Машиностроение, 1989. – Текст : непосредственный.

127 Исследование прочности деталей автосцепки при эксплуатационных загрузках / А. Б. Кузьмин, В. С. Коссов, А. Л. Протопопов [и др.]. – Текст : непосредственный // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – 2007. – № 19. – С. 170–175.

128 Жухин, Н. О. Выбор параметров интеллектуальной системы автоматического управления скоростью грузового поезда / Н. О. Жухин, В. И. Легкая, О. Е. Пудовиков. – Текст : непосредственный // Приборы и методы

измерений, контроля качества и диагностики в промышленности и на транспорте: Материалы V всероссийской научно-технической конференции с международным участием, Омск, 27–28 октября 2022 года. – Омск: Омский государственный университет путей сообщения, 2022. – С. 327–337.

129 Брахман, Т. Р. Многокритериальность и выбор альтернативы в технике / Т. Р. Брахман – Москва : Радио и связь, 1984. – 288 с. – Текст : непосредственный.

130 Пудовиков, О. Е. Параметрический синтез системы автоматического управления скоростью движения грузового поезда / О. Е. Пудовиков. – Текст : непосредственный // Транспорт: Наука, техника, управление / Всероссийский институт научной и технической информации РАН. – № 4. – 2010. – С. 22–27.

131 Жухин, Н. О. Решение задачи параметрического синтеза для САУ скоростью длинносоставного грузового поезда / Н. О. Жухин, В. И. Легкая. – Текст : непосредственный // Бюллетень результатов научных исследований. – 2023. – Вып. 1. – С. 170–182.

132 Химмельблау, Д. Прикладное нелинейное программирование / Пер. с англ. / Д. Химмельблау. – Москва : Мир, 1975. – 534 с. – Текст : непосредственный.

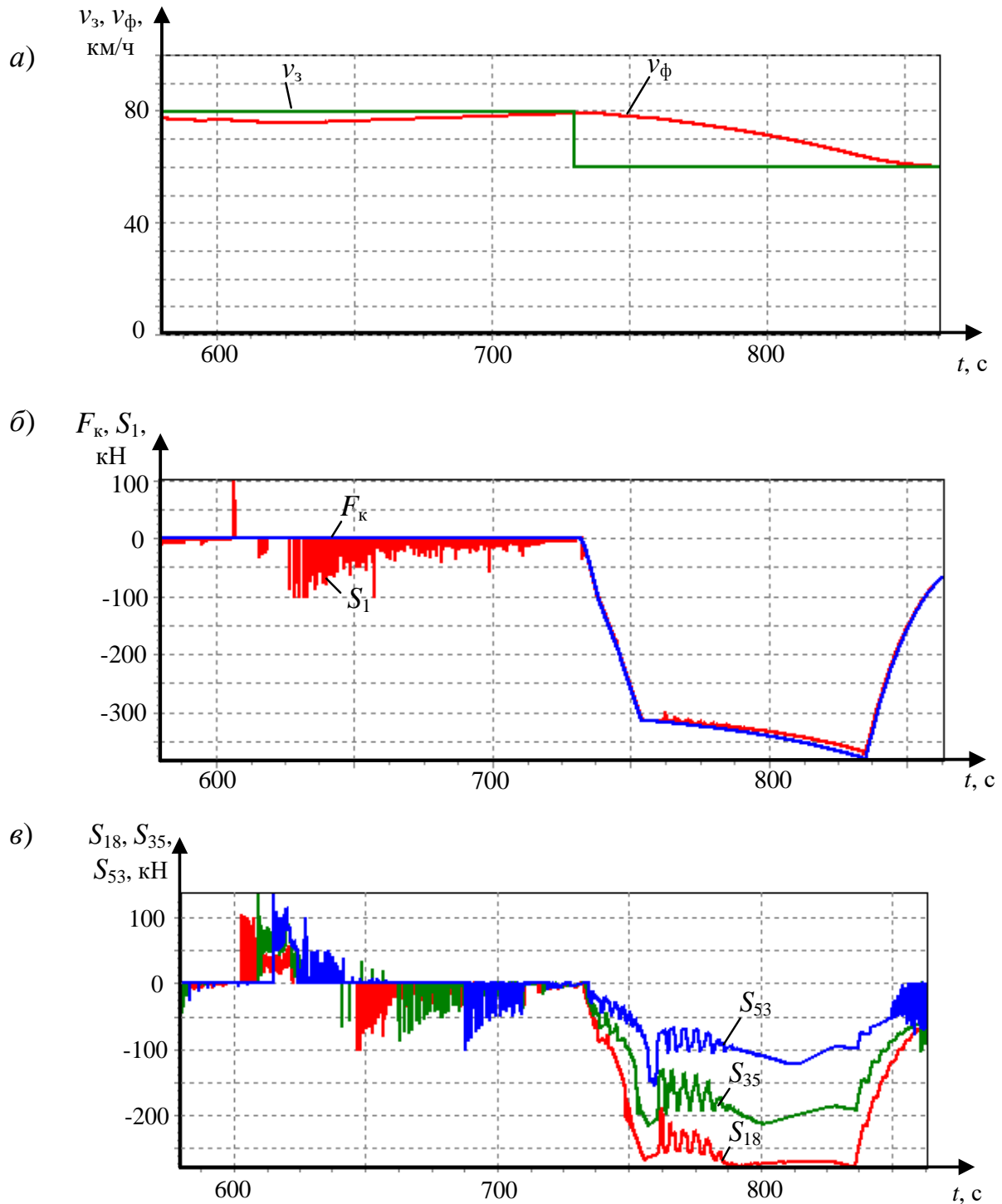
133 Свид. 2023661652 Российская Федерация. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Программа для исследований продольных колебаний грузового поезда при автоматическом управлении и параметрического синтеза системы автоматического управления / Н. О. Жухин, О. Е. Пудовиков; заявитель и правообладатель ФГАОУ ВО РУТ (МИИТ), РУТ (МИИТ) (RU). – №2023660137; заявл. 19.05.23; опубл. 01.06.23. Реестр программ для ЭВМ. – 1 с. – Текст : непосредственный.

### Оценка эффективности работы системы автоматического управления скоростью в режиме торможения

Рассмотрена работа предлагаемой САУ скоростью в режиме торможения (режимы III и IV) при управлении поездом аналогичной составности. Выполнено моделирование движения поезда в режиме III, при использовании САУ скоростью с адаптивным алгоритмом управления, учитывающим состояние межвагонных связей поезда. Графики зависимостей фактической и заданной скоростей движения поезда от времени  $v_{\text{ф}}(t)$  и  $v_3(t)$  показаны на рисунке А.1, а. Графики зависимости силы тяги локомотива и продольной силы в 1-й автосцепке поезда от времени  $F_{\text{к}}(t)$  и  $S_1(t)$  показаны на рисунке А.1, б; графики зависимости величины продольной силы в 18-й, 35-й и 53-й автосцепках поезда от времени  $S_{18}(t)$ ,  $S_{35}(t)$  и  $S_{53}(t)$  – на рисунке А.1, в; график зависимости профиля пути под локомотивом поезда от времени  $i(t)$  – на рисунке А.2, а. Эпюра распределения расчётных величин продольных сил в поезде в момент времени 730 с приведена на рисунке А.2, б, а эпюра распределения максимальных величин растягивающих и сжимающих продольных динамических сил в поезде (растягивающих  $S_{\text{дmax(р)}}$  и сжимающих  $S_{\text{дmax(сж)}}$ ), возникающих при переходном процессе (730-870 с), приведена на рисунке А.2, в.

До момента времени 580 с поезд движется в режиме выбега по площадке. В момент времени 590 с поезд начинает движение по спуску крутизной 2,7 ‰ (рисунок А.2, а), при этом за счёт перехода на спуск происходит сначала растяжение, а с момента времени 645 с – сжатие поезда (рисунок А.1, в). Как растяжение, так и сжатие поезда сопровождается колебаниями продольных сил. При движении поезда по спуску его скорость возрастает с 76 до 79 км/ч (рисунок А.1, а).

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

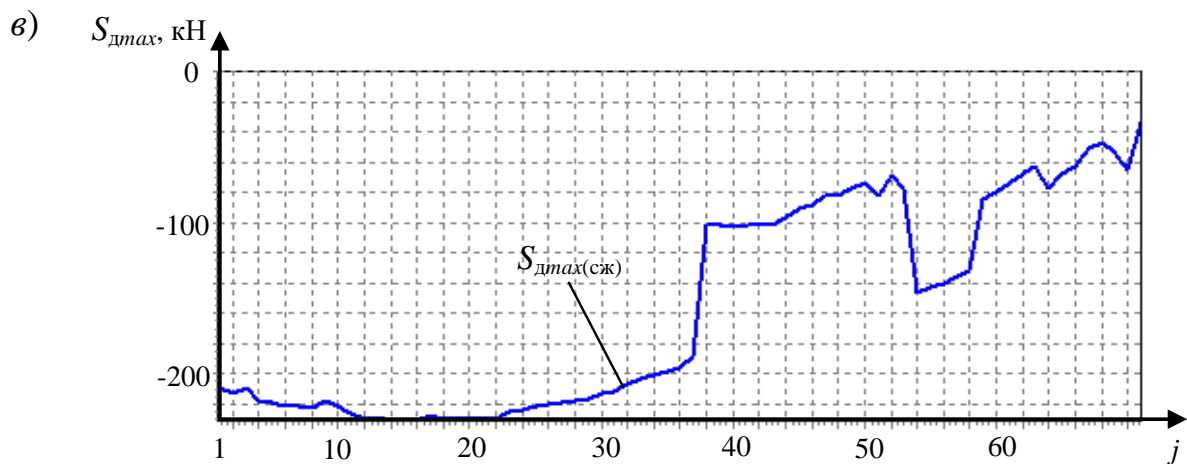
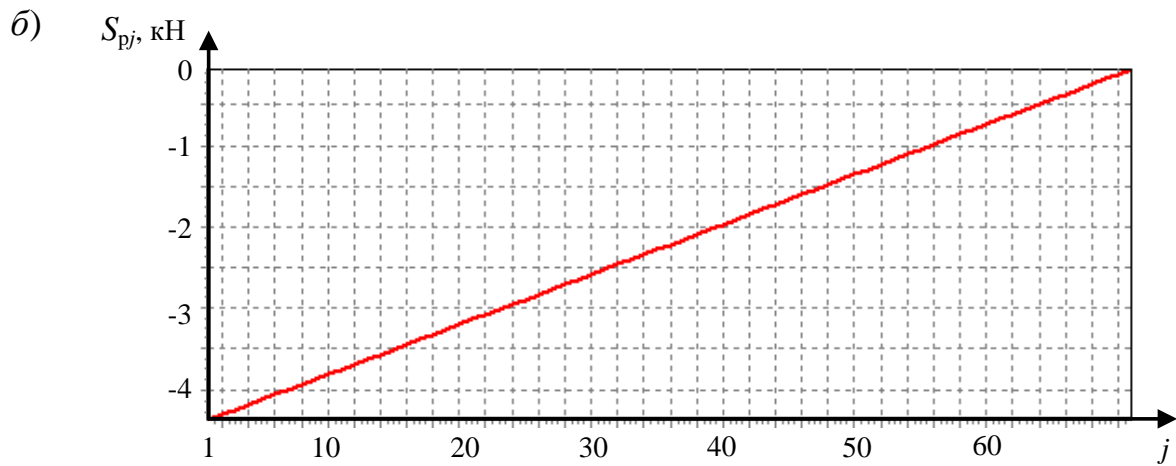
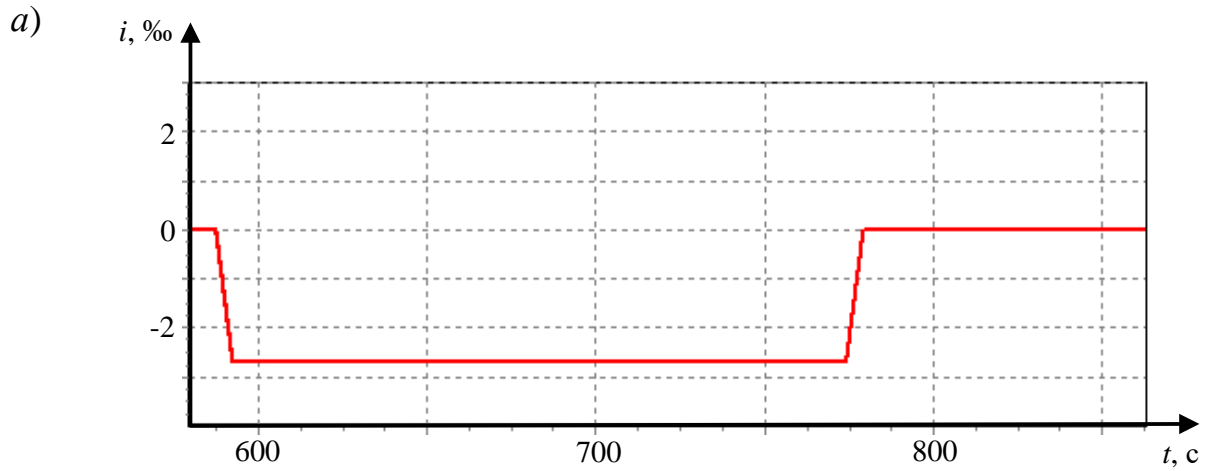


*а – графики зависимостей фактической и заданной скоростей движения от времени; б – графики зависимостей силы тяги локомотива и продольной силы в 1-й автосцепке поезда от времени; в – графики зависимостей величины продольной силы в 18-й, 35-й и 53-й автосцепках поезда от времени*

**Рисунок А.1 – Результаты моделирования движения поезда в режиме III при использовании САУ с адаптивным алгоритмом управления**



## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А



*а – график зависимости профиля пути под локомотивом от времени; б – эюра распределения продольных сил в поезде к моменту времени 730 с; в – эюра распределения максимальных величин продольных динамических сил в поезде при переходном процессе*

**Рисунок А.2 – Результаты моделирования движения поезда в режиме III при использовании САУ с адаптивным алгоритмом управления**

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

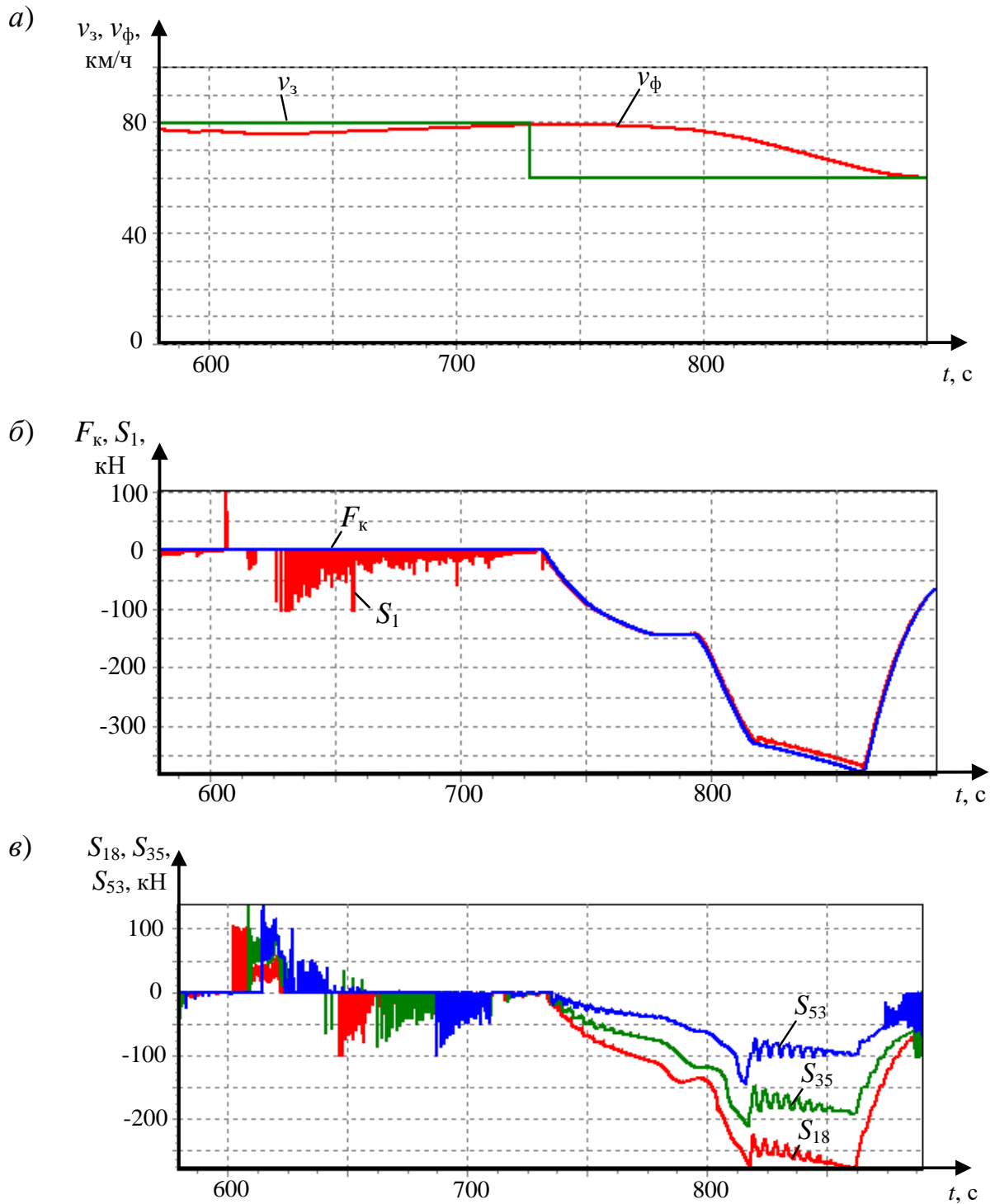
В момент времени 730 с значение заданной скорости становится равным 60 км/ч и поступает команда на перевод САУ из режима выбега в режим торможения. Перед началом торможения (момент времени 730 с) межвагонные связи поезда находятся в сжатом состоянии (рисунок А.2, б). САУ, оценив состояние связей поезда как сжатое, выполняет торможение поезда сразу с максимальным замедлением – без использования этапа предварительного торможения с пониженным замедлением. При этом в поезде не возникает значительных продольных колебаний, что объясняется отсутствием зазоров в сжатых межвагонных связях сжатого поезда (рисунок А.2, в). С момента времени 770 с поезд начинает движение по площадке. В момент времени 835 с фактическая скорость поезда приближается к заданной и составляет 63 км/ч, поэтому САУ переходит к стабилизации скорости, плавно снижая тормозную силу локомотива. Величины показателей качества, полученные этом режиме движения, приведены в таблице А.1.

**Таблица А.1 – Величины показателей качества для САУ с различными вариантами алгоритма управления, полученные в режиме III**

| Показатели качества САУ | Вариант алгоритма САУ    |                           |
|-------------------------|--------------------------|---------------------------|
|                         | II (адаптивный алгоритм) | I (неадаптивный алгоритм) |
| $t_p, c$                | 133                      | 160                       |
| $a$                     | $0,50 \cdot 10^{-7}$     | $0,42 \cdot 10^{-7}$      |
| $S_{dmax}, кН$          | 103,9                    | 104,6                     |
| $N_{Smax}$              | 34                       | 30                        |

Для сравнения, на рисунках А.3 и А.4 приведены аналогичные графики, иллюстрирующие работу в режиме III САУ скоростью с неадаптивным алгоритмом управления. Данная САУ всегда реализует алгоритм изменения силы тяги (торможения) локомотива поезда в два этапа.

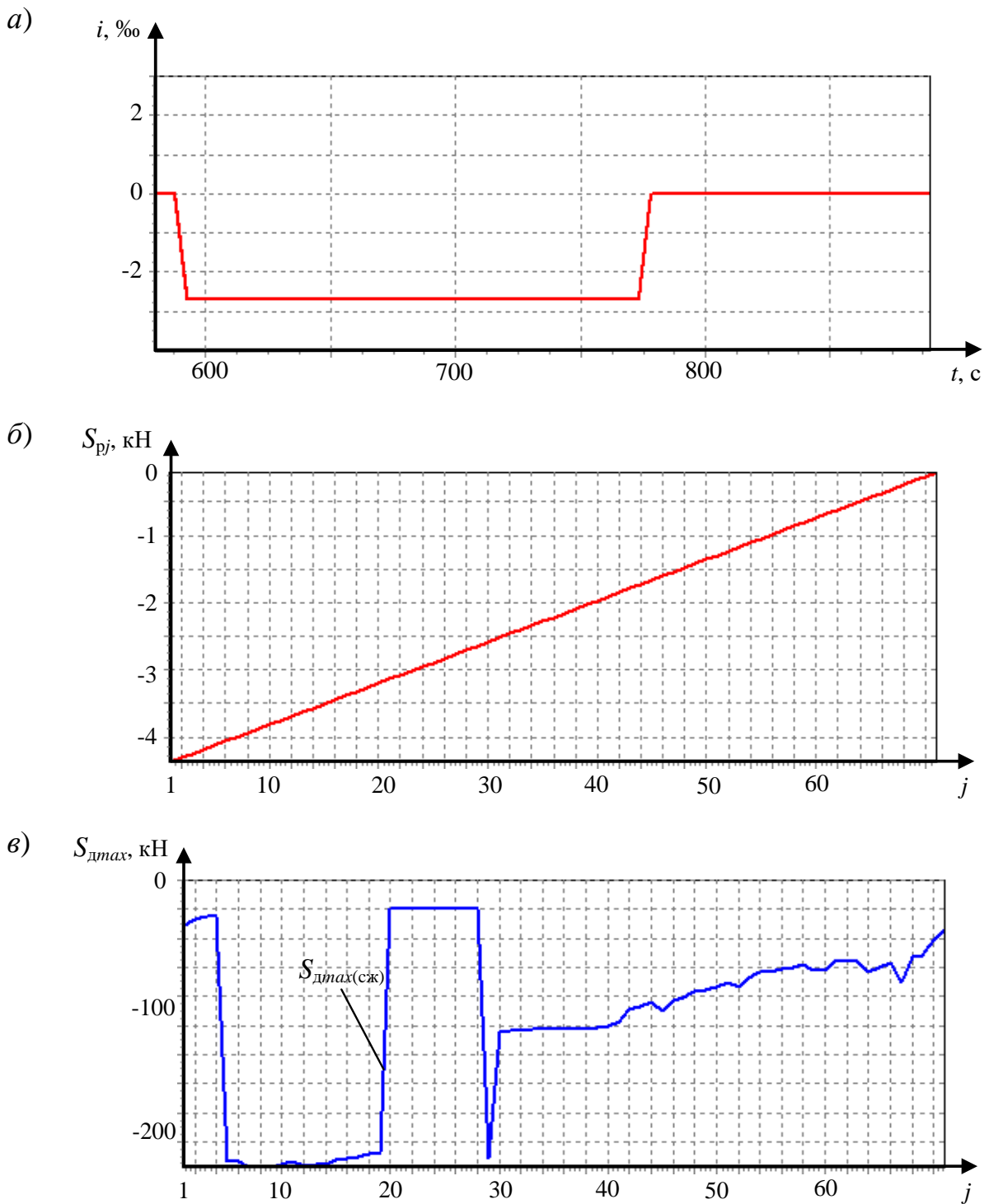
## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А



а – графики зависимостей фактической и заданной скоростей движения от времени; б – графики зависимостей силы тяги локомотива и продольной силы в 1-й автосцепке поезда от времени; в – графики зависимостей величины продольной силы в 18-й, 35-й и 53-й автосцепках поезда от времени

**Рисунок А.3 – Результаты моделирования движения поезда в режиме III при использовании САУ с неадаптивным алгоритмом управления**

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А



а – график зависимости профиля пути под локомотивом от времени; б – эюра распределения продольных сил в поезде к моменту времени 730 с; в – эюра распределения максимальных величин продольных динамических сил в поезде при переходном процессе

**Рисунок А.4 – Результаты моделирования движения поезда в режиме III при использовании САУ с неадаптивным алгоритмом управления**

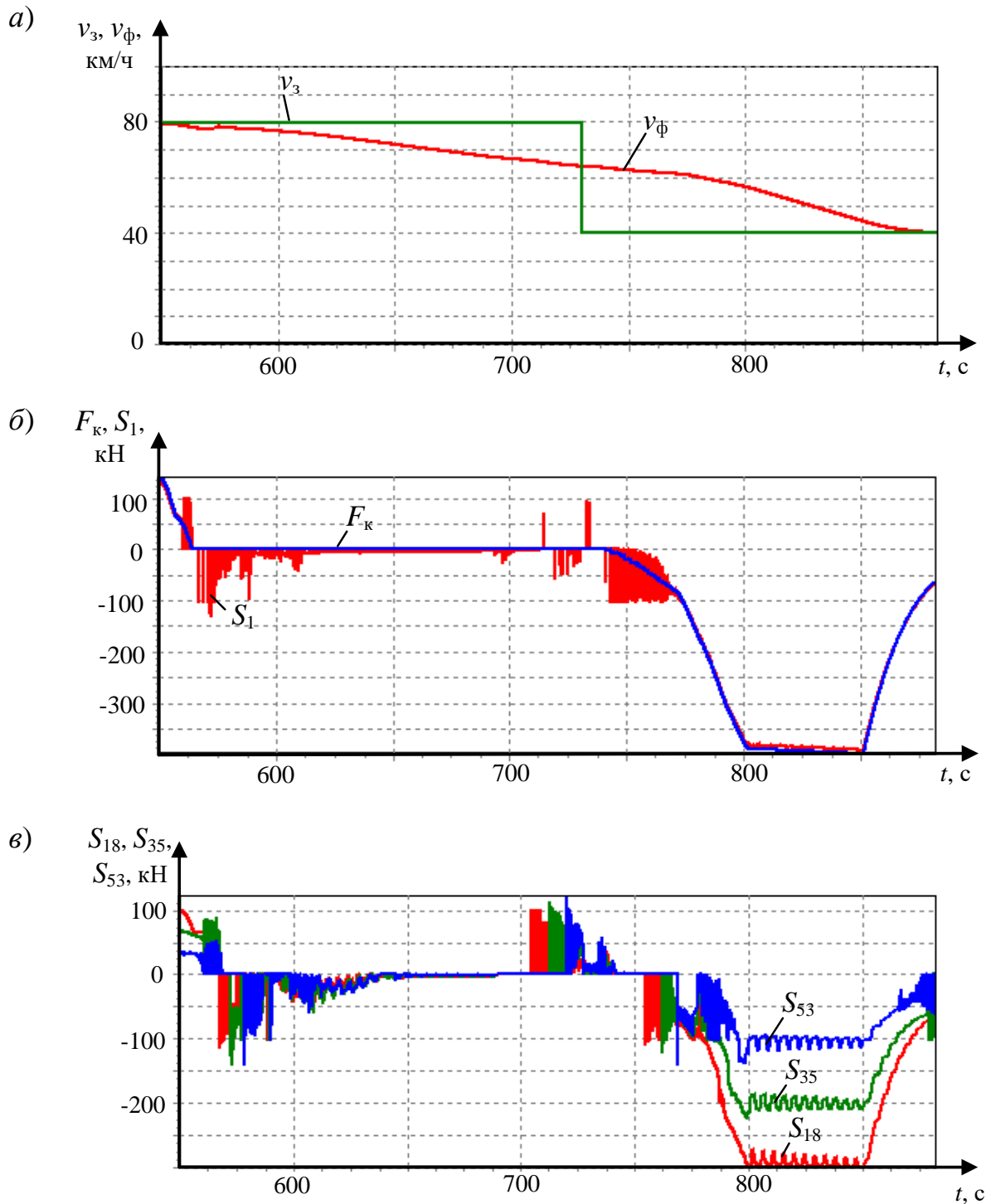
**ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А**

Значения показателей качества, полученные при использовании САУ с неадаптивным алгоритмом управления, также приведены в таблице А.1. Анализ данных таблицы А.1 показывает, что при использовании САУ с адаптивным алгоритмом управления время переходного процесса уменьшилось на 17% (со 160 с до 133 с). При этом сумма усталостных повреждений автосцепок увеличилась на 19 % (с  $0,42 \cdot 10^{-7}$  до  $0,50 \cdot 10^{-7}$ ), а максимальная величина продольной динамической сжимающей силы увеличилась на 0,8 % (со 103,9 кН до 104,6 кН).

Выполнено сравнение работы САУ и исходной САУ скоростью с поездом аналогичной составности в режиме IV. В данном режиме моделировалось движение поезда в режиме выбега по подъёму с последующим переходом на площадку. После этого при движении поезда по площадке выполняется торможение до скорости 40 км/ч с последующим переходом к стабилизации скорости. Результаты моделирования приведены на рисунках А.5 и А.6.

Выполнен анализ результатов моделирования. В момент времени 560 с поезд движется в режиме выбега по площадке. При переходе на выбег происходит сжатие поезда из-за набегания вагонов на локомотив, что подтверждается изменением знаков величин продольных сил (рисунок А.5, в). В момент времени 590 с поезд начинает движение по подъёму крутизной 1,7 ‰, а с момента времени 680 с – по площадке. При переходе на площадку происходит растяжение поезда за счёт его расположения на элементах профиля различной крутизны. В момент времени 730 с значение заданной скорости становится равным 40 км/ч и поступает команда на перевод САУ из режима выбега в режим торможения. При переходе в режим торможения (момент времени 730 с) межвагонные соединения поезда находятся в растянутом состоянии (рисунок А.6, б). САУ, оценив состояние межвагонных связей поезда как растянутое, выполняет торможение поезда в два этапа – на первом этапе с пониженным замедлением (730-770 с), на втором – с максимальным замедлением (770-800 с).

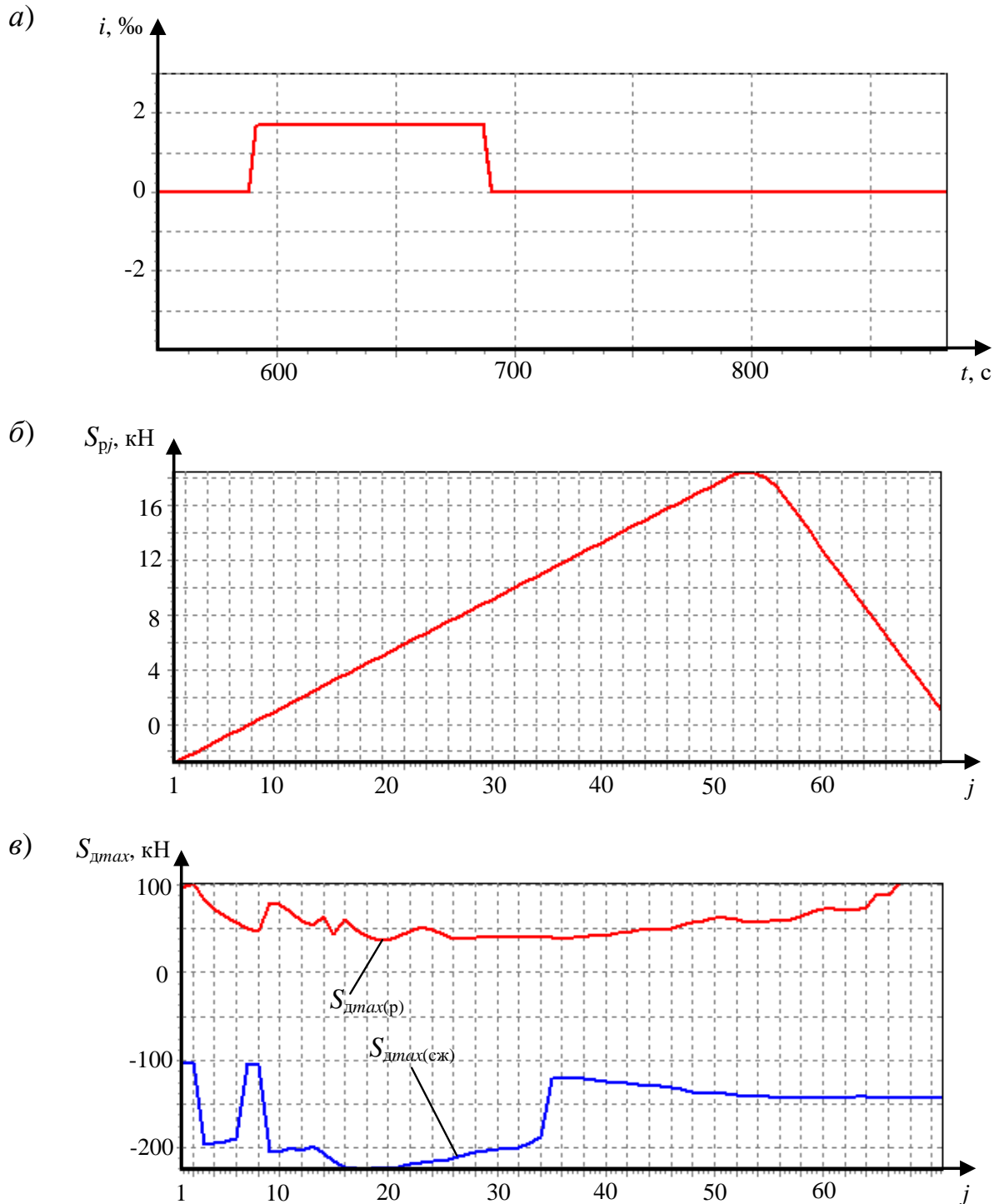
## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А



а – графики зависимостей фактической и заданной скоростей движения от времени; б – графики зависимостей силы тяги локомотива и продольной силы в 1-й автосцепке поезда от времени; в – графики зависимостей величины продольной силы в 18-й, 35-й и 53-й автосцепках поезда от времени

**Рисунок А.5 – Результаты моделирования движения поезда в режиме IV при использовании САУ с адаптивным алгоритмом управления**

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А



а – график зависимости профиля пути под локомотивом от времени; б – эюра распределения продольных сил в поезде к моменту времени 720 с; в – эюра распределения максимальных величин продольных динамических сил в поезде при переходном процессе

**Рисунок А.6 – Результаты моделирования движения поезда в режиме IV при использовании САУ с адаптивным алгоритмом управления**

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

При переходе в режим торможения за счёт действия тормозной силы локомотива и движения по спуску происходит сжатие поезда, которое сопровождается колебаниями продольных сил. Максимальное значение продольной динамической силы в 18-й автосцепке поезда составляет 110 кН, в 35-й – 125 кН, а в 52-й – 138 кН. Использование предварительного торможения с пониженным замедлением снижает величины продольных динамических сил, возникающих при сжатии поезда, а также сумму усталостных повреждений автосцепок поезда.

В момент времени 850 с фактическая скорость поезда приближается к заданной (40 км/ч) и составляет 44 км/ч (рисунок А.5, а), поэтому САУ переходит к стабилизации скорости, плавно снижая тормозную силу локомотива.

Величины показателей качества, полученные в режиме IV для САУ скоростью с адаптивным и неадаптивным алгоритмами управления, приведены в таблице А.2. Анализ данных таблицы А.2 показывает, что при использовании САУ скоростью с адаптивным алгоритмом управления время переходного процесса уменьшилось на 8% (со 165 с до 152 с), максимальная величина продольной динамической сжимающей силы не изменилась, а сумма усталостных повреждений автосцепок уменьшилась на 4% (с  $4,53 \cdot 10^{-7}$  до  $4,35 \cdot 10^{-7}$ ).

**Таблица А.2 – Величины показателей качества для САУ с различными вариантами алгоритма управления, полученные в режиме IV**

| Показатели качества САУ | Вариант алгоритма САУ    |                           |
|-------------------------|--------------------------|---------------------------|
|                         | II (адаптивный алгоритм) | I (неадаптивный алгоритм) |
| $t_p$ , с               | 152                      | 165                       |
| $a$                     | $4,35 \cdot 10^{-7}$     | $4,53 \cdot 10^{-7}$      |
| $S_{dmax}$ , кН         | 143,3                    | 143,3                     |
| $N_{Smax}$              | 65                       | 65                        |



**ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А**

Таким образом, сравнение работы САУ скоростью с различными алгоритмами управления – адаптивным и неадаптивным к состоянию межвагонных связей поезда показывает аналогичное сокращение времени переходного процесса и в режиме торможения поезда при использовании САУ скоростью с адаптивным алгоритмом управления. При этом практически не происходит ухудшения величины максимальной продольной динамической силы и суммы усталостных повреждений, накопленных автосцепками поезда.

## Акт об использовании результатов диссертационной работы

УТВЕРЖДАЮ:

Первый проректор РУТ (МИИТ)

к.ф.н.



В.С. Тимонин

10 « января » 20 24 года

АКТ

об использовании результатов диссертационной работы  
«Совершенствование системы автоматического управления скоростью грузового поезда»,  
выполненной Жухиным Никитой Олеговичем, в учебном процессе

Результаты, полученные Н.О. Жухиным при выполнении диссертационной работы «Совершенствование системы автоматического управления скоростью грузового поезда» использованы при чтении лекций по дисциплинам «Теория систем автоматического управления», «Автоматизированные и микропроцессорные системы управления» в разделах «Адаптивные системы управления», «Функциональные схемы перспективных САУ электроподвижным составом» а также дисциплины «Электрический транспорт железных дорог. Общий курс», «Высокоскоростной наземный транспорт. Общий курс», «Механическая часть тягового подвижного состава» в разделе «Ударно-тяговые приборы подвижного состава» которые читаются преподавателями кафедры «Электропоезда и локомотивы» для студентов специальности 23.05.03 «Подвижной состав железных дорог» специализации «Высокоскоростной наземный транспорт» «Электрический транспорт железных дорог», «Локомотивы», в лабораторных работах по этим дисциплинам, а также в рамках подготовки выпускных квалификационных работ обучающихся по этой специальности.

и.о. директора ИТТСУ  
д.т.н., профессор

П.Ф. Бестемьянов

заведующий кафедрой  
Электропоезда и локомотивы,  
д.т.н., доцент

О.Е. Пудовиков