

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Российский университет транспорта»

На правах рукописи

Гончаров Кирилл Александрович



**РАЗВИТИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕОРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
МНОГОПРИВОДНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ**

2.5.2. Машиноведение

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук, доцент
Лагерев Игорь Александрович

Москва – 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К МОДЕЛИРОВАНИЮ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И ПРОЕКТИРОВАНИЮ МНОГОПРИВОДНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ.....	17
1.1 Анализ отечественных и зарубежных технических решений многоприводных ленточных конвейеров.....	18
<i>1.1.1 Классификация типов и конструкций приводов, применяемых в многоприводных ленточных конвейерах.....</i>	18
<i>1.1.2 Схемы расстановки приводов ленточных конвейеров.....</i>	21
<i>1.1.3 Концептуальные решения систем управления многоприводными ленточными конвейерами.....</i>	29
<i>1.1.4 Управление механическими характеристиками двигателей...</i>	33
<i>1.1.5 Натяжные устройства многоприводных ленточных конвейеров.....</i>	38
<i>1.1.6 Загрузочные и разгрузочные устройства многоприводных ленточных конвейеров.....</i>	40
<i>1.1.7 Устройства безопасности многоприводных ленточных конвейеров.....</i>	42
1.2 Современные подходы к проектированию и моделированию рабочих процессов многоприводных ленточных конвейеров.....	47
<i>1.2.1 Методы моделирования многоприводных ленточных конвейеров.....</i>	47
<i>1.2.2 Методы тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров.....</i>	51
<i>1.2.3 Методы проектирования многоприводных ленточных конвейеров.....</i>	55
1.3 Выводы по разделу 1.....	59
1.4 Постановка цели и задач исследования	65

2 ВЕРОЯТНОСТНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ ВНУТРИ СИСТЕМ ПРИВОДОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ.....	67
2.1 Вероятностный подход к определению отклонений скольжения электродвигателей приводов ленточных конвейеров.....	69
2.2 Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей в структурах систем приводов ленточных конвейеров.....	76
2.3 Структура вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров.....	87
2.4 Математическая модель совместной работы электродвигателей и гидромуфт.....	90
2.5 Моделирование распределения тяговых усилий между приводами ленточного конвейера с гидромуфтами при их последовательном отказе.....	103
2.6 Определение зон относительного скольжения и покоя грузонесущей и тяговой лент при использовании промежуточных приводов ленточных конвейеров.....	107
2.7 Выводы по разделу 2.....	113
3 ОСОБЕННОСТИ ВЕРОЯТНОСТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ЗАКОНОМЕРНОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ПРИВОДОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ПРИ НАЛИЧИИ СЛУЧАЙНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ СКОЛЬЖЕНИЯ ИХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ.....	115
3.1 Особенности построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров.....	115
3.2 Верификация вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров.....	136
3.3 Закономерности совместной работы приводов ленточных конвейеров	

при наличии случайных отклонений скольжения их электродвигателей...	141
3.4 Совершенствование методики выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий.....	143
3.5 Комплекс проектных мер рациональной компоновки систем приводов ленточных конвейеров.....	150
3.6 Выводы по разделу 3.....	152
4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОТДЕЛЬНЫХ КОМПОНЕНТОВ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ПРИВОДОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ.....	155
4.1 Цели экспериментальных исследований.....	155
4.2 Экспериментальные исследования вспомогательных перегрузочных устройств в промежуточных приводах типа «ложный сброс».....	156
4.3 Экспериментальные исследования взаимодействия тяговой и грузонесущей лент на участках промежуточных приводов ленточных конвейеров.....	166
<i>4.3.1 Экспериментальный стенд для исследования влияния конструкции промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на его рабочие процессы.....</i>	<i>166</i>
<i>4.3.2 Методика проведения экспериментального исследования....</i>	<i>169</i>
<i>4.3.3 Результаты экспериментального исследования.....</i>	<i>173</i>
<i>4.3.4 Обоснование выбора коэффициента сцепления лент на основе проведенных экспериментальных исследований.....</i>	<i>178</i>
4.4 Экспериментальное исследование температурных режимов продолжительной работы электроприводов ленточных конвейеров с частотным регулированием.....	182
<i>4.4.1 Конструкция экспериментального стенда и применяемое оборудование.....</i>	<i>183</i>
<i>4.4.2 Методика проведения экспериментального исследования....</i>	<i>185</i>

4.4.3 Результаты экспериментального исследования.....	186
4.5 Выводы по разделу 4.....	201
5 МЕТОД ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ТЯГОВОГО РАСЧЕТА МНОГОПРИВОДНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ.....	204
5.1 Концепция и метод дифференциального тягового расчета ленточных конвейеров случайной конфигурации.....	204
5.2 Качественные характеристики расчетных случаев при применении метода дифференциального тягового расчета ленточных конвейеров...	210
5.3 Выводы по разделу 5.....	215
6 ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИЙ И МЕТОДОВ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ УЗЛОВ И СИСТЕМ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ.....	216
6.1 Нагруженность тяговых и грузонесущей лент многоприводного ленточного конвейера.....	216
6.2 Конструкции и принцип действия дифференциальных натяжных устройств ленточных конвейеров.....	225
6.3 Разработка базовых положений и поэтапной общей методики теплового диагностирования ленточных конвейеров.....	232
6.4 Выводы по разделу 6.....	241
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	242
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	249
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	250
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Документ о внедрении результатов работы в учебный процесс ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»...	290
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Документ о внедрении результатов работы в ООО «Научно-исследовательский институт автоматизации, телемеханики и метрологии».....	291
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Документ о внедрении результатов работы в ОАО «Кузбассгипрошахт».....	292

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Ленточные конвейеры являются одним из самых эффективных средств непрерывного промышленного транспорта, применяемым в различных отраслях народного хозяйства. По данным независимых маркетинговых исследований в структуре распределения парка ленточных конвейеров в России по отраслям промышленности в период с 2010 по 2012 г.г. суммарная доля ленточных конвейеров, приходящаяся на угольную добывающую промышленность, черную и цветную металлургию, по отношению ко всему парку эксплуатируемых ленточных конвейеров составляет 71,7 %, что фактически отражает долю эксплуатируемых мощных ленточных конвейеров во всем объеме машин данного типа.

Тяговый расчет является одной из основных процедур при проектировании ленточных конвейеров. Вопросам совершенствования тягового расчета посвящено значительное количество научных изысканий, проведенных как в России, так и за рубежом. Наиболее полный спектр многофакторных исследований был проведен в СССР при непосредственном участии ученых Московского горного института (МГИ). В результате был создан наиболее точный из существующих метод тягового расчета, позволяющий учесть особенности трассы конвейера, скорость движения ленты, свойства груза, внешние условия работы машины и другие факторы. Основой данного метода является глубокое теоретико-экспериментальное исследование сопротивлений движению ленты конвейера. При этом все преимущества его применения в условиях проектирования многоприводных ленточных конвейеров в контексте точности тягового расчета могут быть нивелированы возможными ошибками при определении тяговых усилий, реализуемых приводами.

Исследования возможностей применения в структуре ленточных конвейеров нескольких приводов проводились в СССР с середины XX века. Был создан ряд экспериментальных образцов многоприводных конвейеров. Однако в связи с несовершенством методов их проектирования одним из основных факторов, сформировавших в инженерном сообществе скептицизм в отношении машин дан-

ного типа, стал высокий уровень затрат при их эксплуатации. Необходимость тотального контроля работы таких конвейеров вместе со сложностями настройки непосредственно повлияли на снижение количества проектируемых многоприводных машин с отдачей предпочтения классическим одно-, двух- и трехбарабанным головным системам приводов.

Подобная картина наблюдалась и в США. По данным [278] на момент 2003 года в США не осталось ленточных конвейеров с промежуточными ленточными приводами. При проектировании предпочтение отдается барабанным приводам типа «ложный сброс». В странах Европы и в Китае данная проблема решается за счет создания сложных и дорогостоящих систем управления приводами конвейеров. Данные системы отслеживают состояние значительного количества текущих параметров работы конвейера, анализируют их и применяют различные управляющие воздействия для поддержания работоспособности машины.

Поиск решения задачи качественного проектного расчета распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров в настоящее время становится еще более актуальным. Постоянно растущие транспортные грузопотоки в различных отраслях народного хозяйства способствуют лишь увеличению количества эксплуатируемых мощных протяженных ленточных конвейеров. Закупка и применение зарубежных образцов с дорогостоящими системами управления не является решением рассматриваемой научной проблемы, так как предусматривает значительные материальные издержки.

Возможность проведения процедуры проектного тягового расчета высокой точности применительно к многоприводным конвейерам с целью снижения их себестоимости при дальнейшем производстве является важной научно-технической задачей. Для решения данной задачи требуется развитие элементов теории проектирования многоприводных ленточных конвейеров на основе создания математических моделей распределения тяговых усилий внутри систем приводов, учитывающих случайную природу ряда сопутствующих рабочих процессов, и их интеграции в существующие методы тягового расчета, что позволит трансформировать полученный симбиоз в научную концепцию единого дифференциального тя-

гового расчета ленточных конвейеров. Таким образом, тема диссертационного исследования является актуальной.

Степень разработанности темы. Научным вопросам тягового расчета и проектирования ленточных конвейеров посвящены исследования Н.В. Ампилоговой, В.И. Галкина, В.Г. Дмитриева, В.В. Дмитриевой, В.П. Дунаева, В.П. Дьяченко, В.А. Дьякова, В.К. Дьячкова, И.В. Запенина, А.Ю. Захарова, О.В. Зеленского, Р.Л. Зенкова, В.Н. Ивченко, Г.Г. Кожушко, А.В. Лагерева, И.А. Лагерева, В.Ф. Монастрыского, Ю.А. Пертена, А.А. Реутова, А.Г. Рыжиковой, С.П. Сазонова, Г.И. Солода, А.О. Спиваковского, Ю.Д. Тарасова, Е.Н. Толкачева, Л.И. Чугреева, Л.Г. Шахмейстера, Е.Е. Шешко, Д.А. Юнгмейстера, М.А. Asplough, Gao Ya, J.A. Dos Santos, S. Huppert, M. Jansen, K. Keller, F. Kessler, W. Kohler, W. Lubrich, P. McGuire, A. Nuttall, J. Peyer, J. Pfeifer, F. Reiner, M. Scheffler, E.A. Viren, M. Winkel и других ученых.

В работах указанных исследователей подробно изучены вопросы определения сопротивлений движению ленты по трассе конвейера, предложены методики проектирования различных систем ленточных конвейеров. Подробно изложены процедуры приближенного и уточненного тягового расчета. Однако недостаточно внимания уделено адаптации процедуры тягового расчета к процессу проектирования многоприводных конвейеров в связи с малой изученностью особенностей распределения тяговых усилий между приводами. Известные отдельные математические модели не позволяют оценить указанные особенности с учетом многовариантности входных параметров и случайной природы ряда рабочих процессов, протекающих в системах приводов ленточных конвейеров.

Объектом исследования являются системы приводов ленточных конвейеров.

Целью исследования является развитие элементов теории проектирования многоприводных ленточных конвейеров на основе вероятностного прогнозирования расчетных ситуаций, дифференциации тягового расчета в зависимости от уникальности структур систем приводов, реализации рекомендаций в области управления работой приводов, позволяющих в совокупности обеспечивать наилучшие показатели качества проектируемой машины в соответствии с принятыми критериями эффективности.

Задачи исследования. Для достижения указанной цели поставлены и решены следующие задачи.

- Разработать вероятностную математическую модель распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров, обеспечивающую повышенную точность их определения в любом случайном сочетании барабанных и ленточных приводов в структуре одного конвейера. Вероятностная математическая модель должна учитывать допустимые нормативными документами и нерегламентированные случайные возможные отклонения скольжения электродвигателей приводов в контексте качества их исполнения, тип применяемой системы управления работой приводов, влияние продольного растяжения грузонесущей и тяговых лент на распределение тяговых усилий внутри системы приводов конвейера.

- Разработать математическую модель совместной работы электродвигателей и гидромуфт в структуре приводов ленточных конвейеров, учитывающую возможные отклонения их скольжения от номинальных значений, позволяющую формировать аналитическое описание функции механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты.

- На основе вероятностной математической модели установить закономерности совместной работы приводов ленточных конвейеров при наличии случайных отклонений механических характеристик их электродвигателей. Разработать комплекс проектных мер, реализующих рациональную компоновку систем приводов на основе полученных закономерностей с учетом критериев их эффективности.

- Экспериментально исследовать процесс формирования потока груза при его истечении через каскад выпускных отверстий в загрузочных и перегрузочных пунктах трасс ленточных конвейеров с целью синтеза рекомендаций по учету особенностей перегрузочных процессов при проектировании промежуточных приводов типа «ложный сброс».

- Разработать экспериментальный стенд и выполнить исследования в области влияния конструкции промежуточного ленточного привода на его рабочие процессы с целью синтеза рекомендаций в вопросе определения тяговой способ-

ности приводов данного типа. Интегрировать указанные рекомендации в разработанные математические модели.

- На основе предлагаемых математических моделей и проведенных экспериментальных исследований разработать метод дифференциального тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров, позволяющий варьировать степень точности его проведения в зависимости от целей расчета и уникальности структур систем приводов. Установить закономерности применения данного метода для ленточных конвейеров с системами приводов различной конфигурации.

- На основе предлагаемых математических моделей и проведенных экспериментальных исследований с учетом метода дифференциального тягового расчета разработать и научно обосновать технические решения, позволяющие реализовывать дополнительные возможности по управлению работой приводов ленточных конвейеров без усложнения и принципиального изменения систем управления двигателями.

Научная новизна работы заключается в дальнейшем развитии элементов теории проектирования многоприводных ленточных конвейеров на основе вероятностного моделирования различных компонентов работы системы приводов, позволяющего в комплексе с существующими методами приближенного и уточненного тягового расчета повысить точность данной проектной процедуры при неопределенности и случайном характере входных параметров. Подобный результат позволяет решать важную научно-техническую проблему повышения экономичности и эффективности применяемых в различных отраслях российской экономики ленточных конвейеров за счет существенного расширения возможностей их проектного анализа и синтеза. Научная новизна получена за счет того, что:

- сформулирована концепция дифференциального тягового расчета ленточных конвейеров случайной конфигурации, основанная на представлении структурных элементов процесса тягового расчета в виде трех взаимосвязанных классифицирующих признаков «принцип распределения тяговых усилий между приводами – особенности конструкции приводов – принцип определения сопротивлений передвижению ленты» с соответствующим математическим описанием,

набор которых для каждого уникального проектного случая формирует соответствующие специфические системы уравнений тягового расчета;

- разработана вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров, позволяющая анализировать возможные случайные комбинации тяговых усилий при неопределенности ряда входных параметров (типов применяемых лент, типов применяемых систем управления приводами, действительных механических характеристик, реализуемых поставляемыми электродвигателями), прогнозировать технические последствия отказа системы приводов при неблагоприятном случайном сочетании параметров моделирования, определять на стадии проектирования технические меры воздействия, обеспечивающие качественную работу конвейера;

- разработана математическая модель совместной работы электродвигателей и гидромуфт, позволяющая анализировать возможные негативные сочетания их механических характеристик при отклонении скольжения от номинальных значений, синтезировать аналитическое описание функции механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты;

- установлены закономерности совместной работы приводов ленточных конвейеров при наличии случайных отклонений механических характеристик их электродвигателей и разработан комплекс проектных мер, позволяющий формировать эффективные системы приводов на основе минимизации влияния неблагоприятных случайных факторов производства и эксплуатации на их работу;

- получены и обобщены результаты экспериментальных исследований, позволяющие повысить точность процедуры проектирования промежуточных барабанных приводов ленточных конвейеров типа «ложный сброс» в части учета особенностей формирования потока груза при прохождении перегрузочных пунктов с нерегулируемыми каскадами выпускных отверстий с целью минимизации воздействия циклических ударных нагрузок на грузонесущую ленту при транспортировании мелкокусковых, зернистых, порошкообразных и пылевидных грузов;

- получены и обобщены результаты экспериментальных исследований, позволяющие повысить точность процедуры проектирования промежуточных ленточ-

ных приводов ленточных конвейеров в части учета неравномерности сцепления грузонесущей и тяговой лент по ширине, формирующей условия ограничения буксования приводов данного типа.

Теоретическая значимость работы заключается в том, что:

- разработаны математические модели, установлены и исследованы закономерности распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров в условиях предпроектной неопределенности ряда конструктивных параметров с учетом случайного характера их воздействия на рабочие процессы систем приводов;
- обоснованы общие условия применения различных типов систем управления при проектировании структур систем приводов ленточных конвейеров случайной конфигурации;
- разработана система внутренних сочетаний отклонений скольжения электродвигателей для многодвигательных приводов ленточных конвейеров, обязательных для анализа при проведении процедуры дифференциального тягового расчета;
- сформированы зависимости, позволяющие оценить трудоемкость вероятностного моделирования распределения тяговых усилий внутри системы приводов ленточного конвейера с учетом её структуры, а также составить детальные качественные описания каждого расчетного случая при моделировании;
- уточнен и обоснован комплекс критериев оценки эффективности систем приводов ленточных конвейеров; определены условия, обеспечивающие корректное применение данного комплекса в контексте различных методов принятия проектных решений;
- экспериментально выявлена нестабильность процесса истечения груза через каскад выпускных отверстий в загрузочных и перегрузочных пунктах трасс конвейеров в части значений коэффициента истечения груза, влияющая на дифференциацию величин распределенных нагрузок при проведении тягового расчета; установлена необходимость обязательного экспериментального уточнения

данного параметра в каждом конкретном случае применения загрузочных устройств с каскадом выпускных отверстий;

- экспериментально установлены закономерности взаимодействия грузонесущей и тяговой лент промежуточного привода конвейера, в частности неравномерность их сцепления в зоне контакта по ширине, что выражается в проявлении ряда преимущественных продольно ориентированных зон, расположение которых в поперечной ориентации соответствует точкам контакта сечений лент с ребрами роликов поддерживающих роликоспор.

Практическая значимость работы заключается в том, что:

- на основе созданных математических моделей разработан метод дифференциального тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров, позволяющий варьировать степень точности его проведения в зависимости от целей расчета и уникальности структур систем приводов;

- разработан комплекс проектных мер, реализующих рациональную компоновку систем приводов ленточных конвейеров с учетом критериев эффективности на основе полученных закономерностей их совместной работы при случайных отклонениях механических характеристик электродвигателей;

- разработана принципиальная схема и создана натурная конструкция экспериментального стенда для исследования влияния конструкции промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на его рабочие процессы, защищенная патентом РФ; предложены методики выполнения ряда экспериментальных исследований с использованием разработанного стенда;

- разработан, теоретически обоснован и защищен патентами РФ ряд технических решений дифференциальных натяжных устройств ленточных конвейеров, позволяющих реализовывать дополнительные возможности по управлению работой приводов ленточных конвейеров без усложнения и принципиального изменения систем управления двигателями;

- разработаны базовые положения и предложена поэтапная общая методика теплового диагностирования ленточных конвейеров.

Методология и методы исследования. Теоретические исследования проводились на основе положений и методов теории вероятностей и случайных процессов, теоретической механики, теории механизмов и машин, компьютерного имитационного моделирования, экспериментальной механики, термодинамики, статистических испытаний, теории принятия решений.

Положения, выносимые на защиту:

- научная концепция дифференциального тягового расчета ленточных конвейеров случайной конфигурации, основанная на представлении структурных элементов процесса тягового расчета в виде трех взаимосвязанных классифицирующих признаков «принцип распределения тяговых усилий между приводами – особенности конструкции приводов – принцип определения сопротивлений передвижению ленты» с соответствующим математическим описанием;
- вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров, позволяющая прогнозировать технические последствия отказа системы приводов при неблагоприятном сочетании параметров моделирования, определять на стадии проектирования технические меры воздействия, обеспечивающие качественную работу конвейера;
- математическая модель совместной работы электродвигателей и гидромуфт, позволяющая анализировать возможные негативные сочетания их механических характеристик при отклонении скольжения от номинальных значений, синтезировать аналитическое описание функции механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты;
- установленные закономерности совместной работы приводов ленточных конвейеров при наличии случайных отклонений механических характеристик их электродвигателей и комплекс проектных мер, позволяющий формировать эффективные системы приводов на основе минимизации влияния неблагоприятных случайных факторов производства и эксплуатации на их работу;
- метод дифференциального тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров, позволяющий варьировать степень точности его проведения в зависимости от целей расчета и уникальности структур систем приводов;

- научно обоснованные технические решения по совершенствованию конструкций натяжных устройств ленточных конвейеров.

Степень достоверности научных положений и выводов подтверждается корректным использованием методов исследования, результатами проведенных натуральных экспериментов, опытом проектирования и эксплуатации ленточных конвейеров различного назначения и конфигурации.

Апробация результатов работы. Результаты исследований были представлены на International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (г. Томск, Томский политехнический университет, 2015 г.); Всероссийской научно-практической конференции «Инновационное развитие подъемно-транспортной техники» (г. Брянск, БГТУ, 2017, 2018, 2019 г.г.); Всероссийской научно-практической конференции «Современная наука: идеи, которые изменят мир» (г. Брянск, БГУ им. академика И.Г. Петровского, 2018 г.); International Conference on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering (г. Санкт Петербург, 2017 г.); Международной научно-практической конференции «Энерго-ресурсосберегающие машины, оборудование и экологически чистые технологии в дорожной и строительной отраслях» (г. Белгород, БГТУ им. В.Г. Шухова, 2018, 2019 г.г.); 4th International Conference on Industrial Engineering (г. Москва, Московский политехнический университет, 2018 г.); на научном семинаре кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» БГТУ (г. Брянск, 2019 г.); Международной научно-практической конференции «Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях» (г. Белгород, БГТУ им. В.Г. Шухова, 2020 г.); на научных семинарах кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» РУТ (МИИТ) (г. Москва, 2021 г.).

Реализация результатов работы. Разработанные математические модели, метод и методики, а также практические рекомендации используются: ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет» в учебном процессе при подготовке инженеров по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» (ПРИЛОЖЕНИЕ А); ООО «Научно - исследователь-

ский институт автоматики, телемеханики и метрологии» (г. Брянск) при выборе типов двигателей и систем управления последовательными конвейерными линиями и другими механизмами с синхронизированной работой (ПРИЛОЖЕНИЕ Б); ОАО «Кузбассгипрошахт» (г. Кемерово) при проектировании систем приводов многоприводных ленточных конвейеров (ПРИЛОЖЕНИЕ В).

Личный вклад соискателя состоит в постановке целей и задач, разработке математических моделей, создании концепции, методик и технических решений при проведении экспериментальных исследований, обобщении и систематизации полученных результатов, а также научном обосновании технических решений, защищенных патентами.

Публикации. Основное содержание диссертации отражено в 43 публикациях. В том числе 12 статей в журналах, входящих в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук (перечень ВАК); 4 статьи в изданиях, входящих в международные базы Scopus и Web of Science; 8 патентов РФ на полезную модель, 17 публикаций в других научных изданиях. Опубликовано 2 монографии (из них одна – единолично).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 6 разделов, заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка литературы и приложений. Объем работы с приложениями – 293 страницы. Диссертация содержит 119 рисунков, 21 таблицу, 3 приложения, 314 источников.

Диссертация выполнена на кафедре «Наземные транспортно-технологические средства» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта».

1 СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К МОДЕЛИРОВАНИЮ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И ПРОЕКТИРОВАНИЮ МНОГОПРИВОДНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Многоприводные протяженные (магистральные) ленточные конвейеры являются перспективным видом машин непрерывного транспорта (МНТ) с минимальными сравнительными эксплуатационными и энергетическими затратами на перемещение груза [20], особенно в случае реализации значительной производительности при непрерывности грузопотока.

Конструкции многоприводных ленточных конвейеров (МЛК) непрерывно совершенствуются, появляются новые принципиальные технические решения [135; 136; 249; 166 – 172; 174; 177; 178; 183 – 186], развиваются системы эксплуатации и ремонта с учетом современного уровня компьютерных технологий [238; 276]. Подобное интенсивное развитие создает определенный дисбаланс между техническим уровнем создаваемых машин и методами их проектирования, которые не успевают совершенствоваться в части, касающейся накопления и переработки опыта применения современных технических решений.

Проявляются ситуации, в которых производимые ленточные конвейеры оснащаются самыми совершенными на конкретный момент времени узлами, агрегатами и системами, при этом действительная необходимость такого оснащения в ряде случаев отсутствует. В связи с этим на мировом рынке многоприводных магистральных ленточных конвейеров возникает ситуация присутствия преимущественно дорогостоящей продукции «премиум-класса», переплачивать за приобретение которой в определенных случаях не имеет смысла. Создание машин условного «эконом-класса» в данном сегменте рынка способно значительно расширить предложение и соответственно снизить экономическую нагрузку на предприятия, приобретающие и эксплуатирующие конвейеры данного типа. Комплексная систематизация существующих технических решений многоприводных ленточных конвейеров и методов их проектирования и расчета является одним из важных этапов решения описанной выше проблемы.

1.1 Анализ отечественных и зарубежных технических решений многоприводных ленточных конвейеров

Анализ отечественных и зарубежных технических решений МЛК целесообразно проводить с учетом принадлежности конкретного решения устоявшейся во времени группе родственных узлов и агрегатов, выделяя эти группы в условные классифицирующие признаки, а именно:

- 1 типы и конструкции применяемых в МЛК приводов;
- 2 схемы расстановки приводов МЛК;
- 3 системы управления МЛК;
- 4 устройства безопасности МЛК;
- 5 загрузочные и разгрузочные устройства МЛК;

Каждый из перечисленных классифицирующих признаков по уровню реализуемых технических решений отличается от других, но общая сравнительная картина может наглядно показать, какие именно признаки (группы родственных узлов) развиваются интенсивнее, а в каких признаках наблюдается стагнация.

1.1.1 Классификация типов и конструкций приводов, применяемых в многоприводных ленточных конвейерах

Подробная классификация приводов, применяемых в конструкциях МЛК, представлена в работах [65; 108; 135]. Её особенностью является ограниченность распространения с учетом некоторых современных решений в области распределения приводов по длине трассы конвейера. Ряд проведенных теоретических и экспериментальных исследований [57; 58; 135; 136; 179; 181; 182; 188; 190; 191; 249; 261] приводит к необходимости внесения дополнительных классифицирующих признаков, вариантов реализации и конструкторских решений в указанную классификацию, касающихся возможности перемещения приводных устройств вдоль трассы конвейера, вариантов подвода к ним энергии различного вида, вариантов компоновки (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Дополненная классификация приводов ленточных конвейеров

Классифицирующий признак	Вариант реализации	Конструкторское решение	Код решения
1 Вид энергии, потребляемой приводом	Электрическая	Электродвигатели	1.1
	Гидравлическая	Гидромоторы	1.2
	Тепловая	Тепловые двигатели	1.3
2 Способ передачи тягового усилия грузонесущей ленте	Фрикционный механический контакт	Гладкий барабан	2.1
		Рифленый барабан	2.2
		Футерованный барабан	2.3
		Барабан с кардопокрытием	2.4
		Барабан с зубчатой поверхностью	2.5
		Барабан с клиновыми канавками	2.6
		Тяговая лента	2.7
		Тяговая лента и прижимные устройства	2.8
		Тяговая кардолента	2.9
		Тяговая зубчатая лента	2.10
		Тяговая клиновая лента	2.11
		Пневмоколесный привод	2.12
		Приводные роликоопоры	2.13
	Фрикционный механический контакт с использованием дополнительных сил	Барабан и прижимной ролик	2.14
		Вакуумный барабан	2.15
		Магнитный барабан	2.16
		Реологический барабан	2.17
		Вакуумная тяговая лента	2.18
		Магнитная тяговая лента	2.19
	Бесконтактный электромагнитный	Стационарные линейные асинхронные электродвигатели	2.21
		Подвижные линейные асинхронные электродвигатели	2.22
	Прямой механический тяговый контакт с перемещающимся вместе с лентой распределенным приводом	Приводы совмещены с перемещающимися по направляющим путям подвесками, соединенными с подвесной лентой	2.23
	3 Тип компоновки узлов привода	Привод из отдельных по функциональному назначению узлов	Двигатель, передаточный механизм, тормозной механизм, тяговый орган
Привод из совмещенных по функциональному назначению узлов		Мотор – барабан, мотор-колесо, мотор-ролик	3.2
Привод из отдельных и совмещенных по функциональному назначению узлов		С использованием мотор – редуктора	3.3

Каждое приведенное в таблице 1.1 конструкторское решение может быть реализовано большим количеством различных способов с использованием менее уникальных конструкторских решений на каждой стадии (применение различных по внутреннему устройству лент, использование различных конфигураций редукторов и передаточных устройств, применение различных типов электродвигателей и гидродвигателей, использование специфических конфигураций приводных подвесок). К примеру, если три конструкторские решения первого классификационного признака в таблице 1.1 поочередно применить совместно с каждым из двадцати одного конструкторского решения второго классификационного признака (бесконтактный электромагнитный способ передачи тягового усилия создает исключения в классификации и реализуется только посредством двух конструкторских решений) и тремя конструкторскими решениями третьего признака, то общее число возможных укрупненных конструкторских реализаций приводов составит 189 без учета описанных выше менее значительных уникальных решений в каждой реализации. С учетом двух сочетаний бесконтактного способа передачи тягового усилия общее число возможных укрупненных конструкторских реализаций приводов составит 191.

Показанный подход идентичен принципам, предложенным в работе [48] по отношению к конструкциям грузоподъемных кранов, и позволяет синтезировать нестандартные решения, которые могут быть реализованы. При введении нумерации конструкторских решений в таблицу 1.1 появляется возможность записи обобщенных структурных формул конструкций приводов ленточных конвейеров, аналогично [48]. В качестве примера можно привести следующие случайные сочетания конструкторских решений из разных классификационных признаков:

1) тепловой двигатель (ДВС) – тяговая лента – мотор-барабан (структурная формула: 1.3↔2.7↔3.2; тепловой двигатель встроен внутрь мотор-барабана, который является приводным устройством для промежуточного ленточного привода);

2) гидромотор – пневмоколесный привод – мотор-колесо (структурная формула: 1.2↔2.12↔3.2; лента приводится в движение стационарно установленным пневмоколесным приводом по её краям с использованием мотор-колес со встроенными внутрь гидромоторами);

3) электродвигатель – приводные роlikоопоры – двигатель, передаточный механизм, тормозной механизм (структурная формула: $1.1 \leftrightarrow 2.13 \leftrightarrow 3.1$; электродвигатели вместе с передаточными и тормозными механизмами встроены в ролик, совокупность которых приводит в движение ленту).

1.1.2 Схемы расстановки приводов ленточных конвейеров

Обзор наиболее распространенных схем расстановки приводов ленточных конвейеров отечественного производства, основанный на материалах [229], представлен в работах [65; 108; 135]. В рамках обзора выделены конвейеры, системы приводов которых включают один привод (рисунок 1.1), два привода (рисунок 1.2), три привода (рисунок 1.3), четыре привода (рисунок 1.4).

Анализ представленных на рисунках 1.1 – 1.4 схем позволяет сделать общие выводы, характерные для мощных ленточных конвейеров отечественного производства.

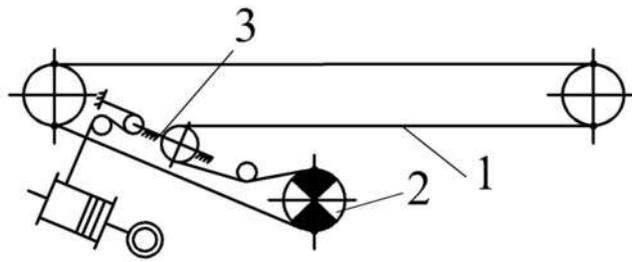
1 При наличии в схеме конвейера одного или двух приводов ни один из них не выполняется промежуточным и не устанавливается на грузовой ветви. Промежуточные приводы (взаимодействующие с грузовой ветвью конвейера) применяются в схемах, общее число приводов в которых составляет три и более.

2 Фактически, в структурах конвейеров применяются барабанные и фрикционные ленточные приводы. Остальные конструкторские решения, представленные в таблице 1.1, не нашли широкого применения.

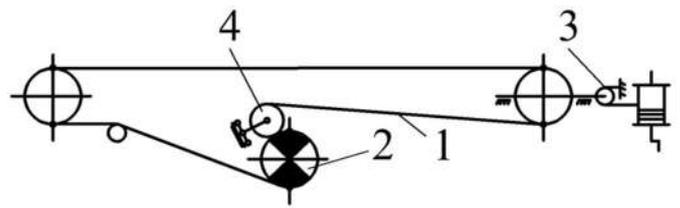
3 Основным типом натяжных устройств, применяемых в конвейерах с двумя и более приводами, являются лебедочные натяжные устройства. Некоторые конвейеры с одним приводом также оборудованы лебедочными натяжными устройствами.

4 В конвейерах, системы приводов которых включают два и более привода, очень редко приводной барабан совмещается с концевым разгрузочным. Конструктивное предпочтение отдается схемам с неприводными концевыми разгрузочными стрелами.

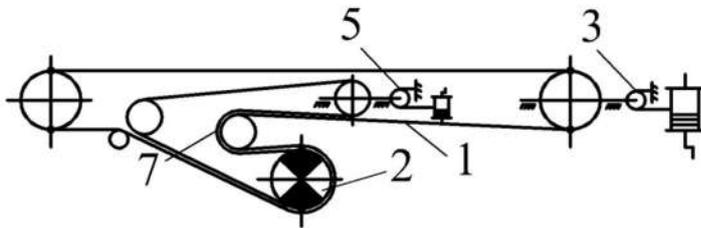
а)



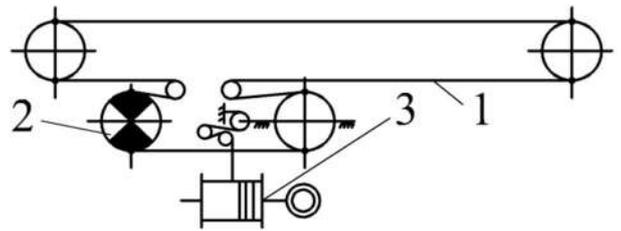
б)



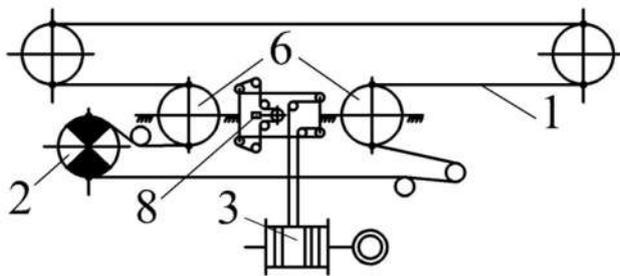
в)



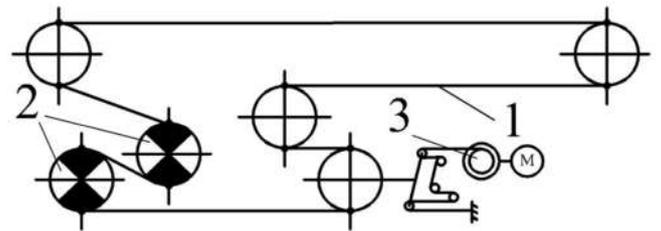
г)



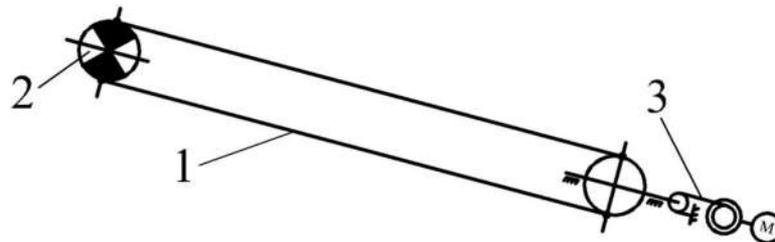
д)



е)

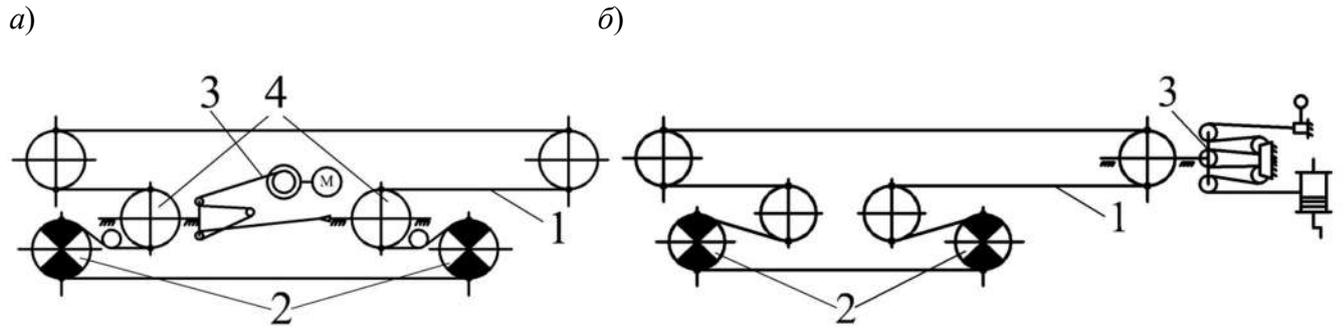


ж)



а – конвейер КЛ1; б – конвейер КРУ260; в – конвейер 1Л100К; г – конвейер 1ЛУ100М;
 д – конвейер 1ЛБ100; е – конвейер 1Л80; ж – конвейер 3ЛН80
 1 – грузонесущая лента; 2 – привод; 3 – натяжное устройство грузонесущей ленты;
 4 – прижимной ролик; 5 – натяжное устройство тяговой ленты;
 6 – натяжные барабаны; 7 – тяговая лента; 8 – датчик контроля натяжения

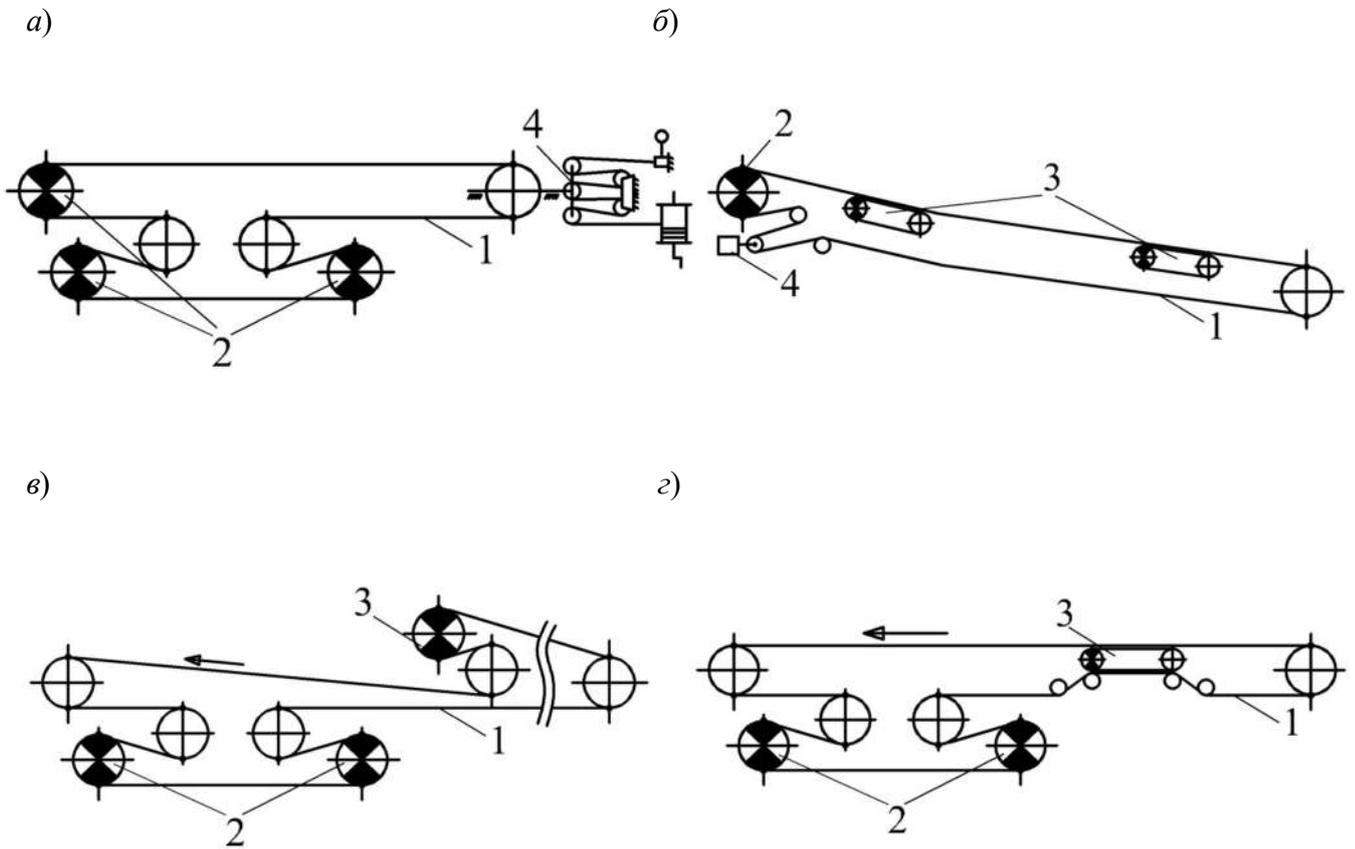
Рисунок 1.1 – Схемы ленточных конвейеров с одним приводом [65; 108; 135; 229]



a – конвейер 2Л80; *б* – конвейер 1ЛУ120

1 – грузонесущая лента; *2* – привод; *3* – натяжное устройство грузонесущей ленты;
4 – натяжные барабаны;

Рисунок 1.2 – Схемы ленточных конвейеров с двумя приводами [65; 108; 135; 229]

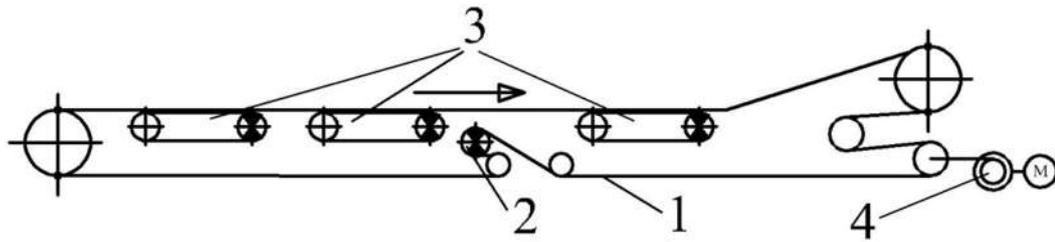


a – конвейер 2ЛУ120Б; *б* – конвейер КЛМК; *в, г* – конвейеры производства
Полевского машиностроительного завода

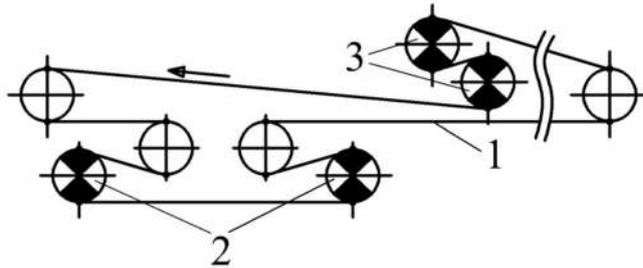
1 – лента, *2* – барабанный привод, *3* – промежуточные приводы,
4 – натяжное устройство

Рисунок 1.3 – Схемы ленточных конвейеров с тремя приводами [65; 108; 135; 229]

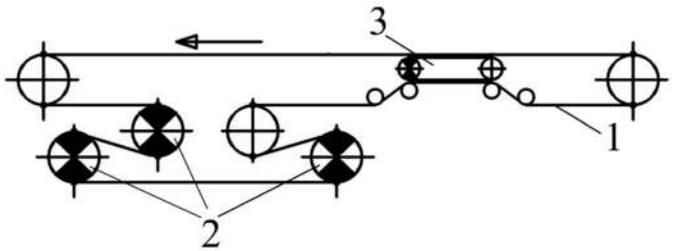
а)



б)



в)



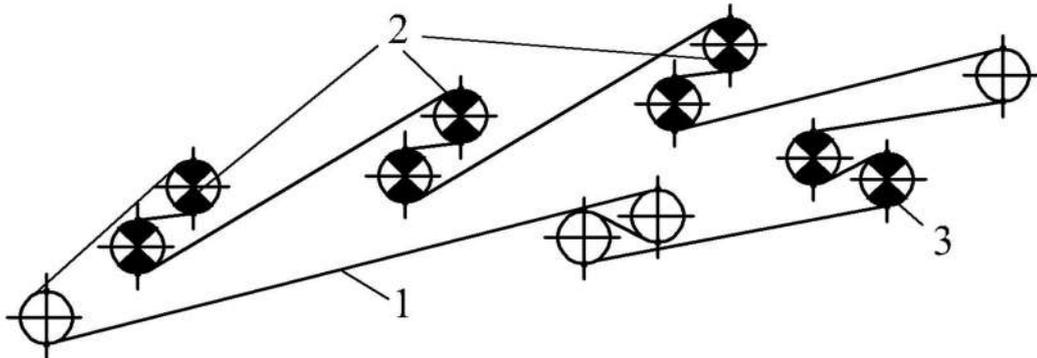
а – опытный конвейер ВНИИПТМАШ; б, в – конвейеры производства
Полевского машиностроительного завода
1 – лента, 2 – барабанный привод, 3 – промежуточные приводы,
4 – натяжное устройство

Рисунок 1.4 – Схемы ленточных конвейеров с четырьмя приводами [65; 108; 135]

Ленточные конвейеры, схемы которых включают пять и более приводов, являются единичными машинами [65; 135]. Производством подобных тяжелых конвейеров отечественные предприятия фактически не занимаются, а весь рынок в данном сегменте принадлежит зарубежным компаниям.

Одним из лидеров в разработках и производстве тяжелых ленточных конвейеров является северо-американская компания «Overland Conveyor Company» [65; 135; 277; 278; 279; 280; 281]. В её активе – разработка и производство конвейерных установок для угольных шахт «Twentymile Coal Company» [65; 279; 281]. Характерным образцом американского подхода к созданию тяжелых ленточных конвейеров является второй главный северный конвейер шахты Twentymile [278] (рисунок 1.5). В структуру конвейера длиной 2271 м с общим перепадом высот 268 м при производительности 4550 т/ч включено восемь приводов общей мощностью 5371 кВт, каждый из которых оборудован двумя двигателями. Три про-

межуточных сдвоенных барабанных привода (шесть приводов из восьми), установленные на грузовой ветви, относятся к приводам типа «ложный сброс».

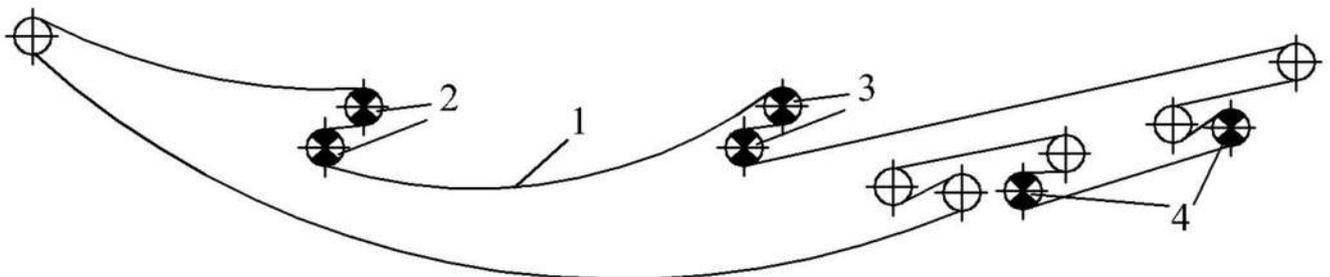


1 – лента, 2 – промежуточные приводы, 3 – головной барабанный привод

Рисунок 1.5 – Схема второго главного северного конвейера шахты Twentymile производства «Overland Conveyor Company» [65; 135; 278]

Стоит отметить в качестве особенности данного конвейера – взаимодействие четырех из восьми барабанных приводов конвейера с рабочей «грязной» стороной ленты, что может значительно понизить эксплуатационный ресурс футеровок приводных барабанов.

Также в США компанией «Overland Conveyor Company» при проектировании девятого правого панельного конвейера шахты Twentymile были применены промежуточные приводы, работающие в генераторном режиме, что стало возможным благодаря наличию в структуре трассы конвейера загруженных участков с отрицательным перепадом высоты (участков спуска груза) [278] (рисунок 1.6).



*1 – лента, 2 – промежуточные генераторные приводы,
3 – промежуточные приводы, 4 – головной барабанный привод*

Рисунок 1.6 – Схема девятого правого панельного конвейера шахты Twentymile производства «Overland Conveyor Company» [278]

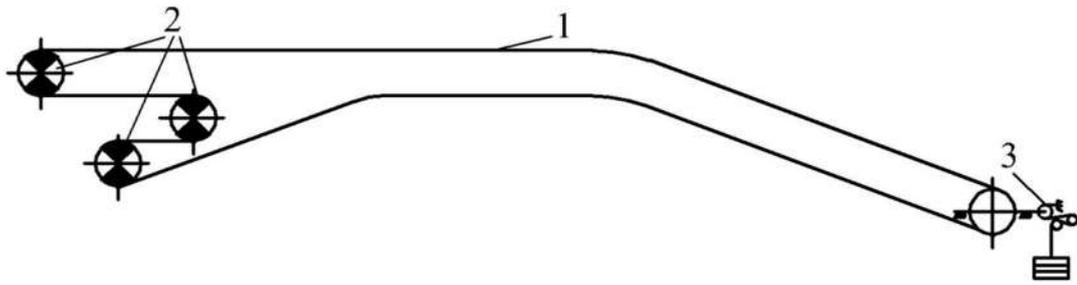
Общая длина конвейера (рисунок 1.6) составляет 5377 м при отрицательном перепаде высот 159 м и положительном перепаде 185 м. Суммарная мощность приводов – 1940 кВт при производительности 5000 т/ч.

Разработка приводов в виде ленточных тяговых контуров в США проводилась во второй половине 80-х годов [65; 135; 278]. Было создано несколько промышленных образцов, в частности, ленточный конвейер, установленный на шахте USX Mine 37 в штате Кентукки в 1985 году [65; 135; 278]. Конвейер включал четыре промежуточных ленточных привода, общей мощностью 2238 кВт [278].

В конце 80-х американская промышленность вернулась к производству ленточных конвейеров с промежуточными барабанными приводами вместо ленточных приводов по трем причинам [65; 135; 278]: сравнительная легкость монтажа и ремонта барабанных приводов; быстрый выход из строя и вынужденный частый затратный ремонт ленточных приводов; сравнительно более простой контроль работы ленточных конвейеров с промежуточными барабанными приводами.

На момент написания работы [278] (2003 г.) её автор утверждает, что в США нет ленточных конвейеров с установленными промежуточными ленточными приводами, и все новые разработки проводятся в области исследования и применения барабанных приводов [278].

Примерно в то же время специалистами в Германии практиковался противоположный подход к применению промежуточных ленточных приводов. При разработке конвейерной установки, лежащей в основе транспортного соединения 40.10 шахты «Саар» (Германия) в 2003 году [127], в качестве одного из возможных решений при реализации системы приводов ленточного конвейера общей длиной 4585 м с перепадом высот 591 м при производительности 2400 т/ч рассматривалась возможность применения в общей сложности 12-ти приводов, в том числе в виде промежуточных ленточных тяговых контуров [127]. При этом каждый из приводов мог быть оснащен либо гидравлическими муфтами, либо преобразователями частоты. В итоге, было принято решение в пользу применения шести приводов с распределением на три приводных барабана и применением преобразователей частоты (рисунок 1.7) [127].

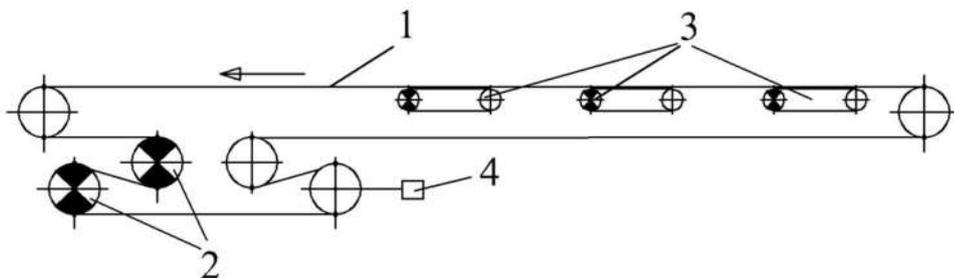


1 – лента, 2 – приводы, 3 – грузовое натяжное устройство

Рисунок 1.7 – Схема конвейера транспортного соединения 40.10 шахты «Саар» (Германия)

Стоит отметить, что в результате отказа от использования промежуточных приводов в структуре конвейера была применена сравнительно дорогая резино-тросовая лента номинальной прочностью 6600 Н/мм. При этом управление натяжением ленты в следящем режиме не предусматривалось, т.к. производители установили грузовое натяжное устройство в хвостовой части конвейера [127].

Сам факт рассмотрения реальной возможности применения в структуре подобного тяжелого ленточного конвейера (рисунок 1.7) промежуточных ленточных приводов свидетельствует о наличии у немецких специалистов опыта их расчета и реализации. Так, конвейер с промежуточными ленточными приводами был реализован специалистами компании «Бергбау АГ Липпе» при создании транспортного соединения шахт «Нордштерн» и «Zollverein» [262]. При длине 4790 м и производительности 1560 т/ч конвейер включал сдвоенный головной и три промежуточных ленточных привода [262] (рисунок 1.8).



1 – лента, 2 – головные приводы, 3 – промежуточные ленточные приводы, 4 – натяжное устройство

Рисунок 1.8 – Схема конвейера транспортного соединения шахт «Нордштерн» и «Zollverein» (Германия)

Стоит отметить сходство схем расстановки приводов немецкого конвейера транспортного соединения шахт «Нордштерн» и «Zollverein» и опытного образца конвейера конструкции ВНИИПТМАШ (рисунок 1.4, а), установленного и испытанного на песчаном карьере Тучковского комбината строительных материалов в 1969 – 1971 гг. Обе схемы содержат по три промежуточных ленточных привода, концевые разгрузочные стрелы и четвертый барабанный привод, который в случае немецкого конвейера выполнен сдвоенным.

Компании-производители мощных ленточных конвейеров в Азиатском регионе в основной массе повторяют технические решения, предложенные Российскими (Советскими), Европейскими и Американскими специалистами [285; 301].

Обобщая приведенные выше сведения, касающиеся зарубежных подходов в вопросах компоновки схем расстановки приводов мощных ленточных конвейеров, можно сделать ряд выводов.

1 Наиболее простым техническим решением является применение головных и промежуточных барабанных приводов типа «ложный сброс». В качестве основных минусов такого решения стоит отметить необходимость промежуточной перегрузки с вытекающими дополнительными сопротивлениями движению, а также повышение уровня износа лент за счет увеличения количества загрузочных зон. Положительными сторонами в данном случае являются относительная простота прогнозирования поведения барабанных приводов, а также отсутствие необходимости синхронизации скоростей лент, характерной для применения каскада конвейеров, т.к. перегрузка осуществляется на ту же движущуюся грузонесущую ленту. Все указанные факторы привели к тому, что в Американском и Азиатском регионах подавляющее распространение получили многоприводные ленточные конвейеры, выполненные с применением промежуточных приводов типа «ложный сброс». Применение промежуточных ленточных приводов характерно для стран Европы и Российской Федерации.

2 Многие из приведенных схем ленточных конвейеров зарубежного производства характеризуются наличием контактов приводных барабанов с рабочей «грязной» стороной ленты. В приводах типа «ложный сброс» такое решение объ-

яснимо попытками максимального увеличения суммарного тягового фактора промежуточного привода путем задействования в качестве приводного устройства отклоняющего барабана каждого промежуточного привода. При этом вызывает вопрос целесообразность применения подобного решения в конструкциях головных барабанных приводов. Можно предположить, что объяснение данному явлению заключается в желании конструкторов унифицировать элементы всех приводов (в том числе опорные металлоконструкции приводных станций) в рамках одного конвейера.

3 В сравнении со схемами отечественных конвейеров для некоторых зарубежных образцов машин характерно применение неуправляемых натяжных устройств (в частности, грузовых) при одновременном распространении лебедочных натяжных устройств с натяжными тележками. Отечественные тяжелые ленточные конвейеры в большинстве своем характеризуются применением лебедочных натяжных устройств.

1.1.3 Концептуальные решения систем управления многоприводными ленточными конвейерами

Основные направления современных научных исследований в области систем управления ленточными конвейерами можно разделить на несколько категорий:

- 1) исследования в области стабилизации грузопотока воздействием системы управления [33; 103; 106; 113; 271; 307];
- 2) исследования в области стабилизации и управления тяговыми факторами приводов [16; 88; 100 – 102; 104; 180; 230; 292; 293];
- 3) исследования в области управления пусковыми и тормозными процессами ленточных конвейеров [22; 105; 123];
- 4) исследования в области определения границ применения тех или иных способов воздействия на механические характеристики двигателей и управления скоростью движения ленты конвейера [11; 40; 91; 134; 173; 175; 176; 206; 215; 225; 282 – 284; 313].

В работах, относящихся к первой категории, рассматриваются вопросы как поиска решений синхронизации скорости движения ленты с фактическим грузопотоком, так и обратные им вопросы регулирования самого грузопотока без воздействия на скорости лент. В работе [33] авторы экспериментально определяют параметры загрузочного устройства конвейера для получения нужных характеристик грузопотока. Работа [103] посвящена математическому поиску наилучшего значения скорости движения ленты конвейера в зависимости от величины грузопотока с учетом прямой пропорциональности между этими двумя параметрами. В исследованиях [113; 271] основное внимание уделяется моделированию случайных колебаний грузопотока на основе вероятностных методов их описания.

Вторая категория исследований объединяет вопросы изучения и управления тяговыми способностями как барабанных, так и промежуточных ленточных приводов в виде тяговых контуров. В работе [16] рассматриваются вопросы компьютерной имитации систем управления ленточными конвейерами, позволяющей осуществлять отладку разрабатываемых алгоритмов управления с использованием математических моделей технологических процессов. Исследования [100–102; 104] посвящены моделированию процесса поддержания тягового фактора барабанного привода ленточного конвейера при переходе с одной скорости движения ленты на другую изменением веса грузового натяжного устройства, либо перемещением натяжного барабана.

В работе [180] авторами предлагается конструкция ленточного конвейера с подвесной лентой, движущейся на спуск под действием веса груза с установкой вспомогательного привода-конвейера, компенсирующего потери энергии. Предлагаемое техническое решение нивелирует ключевую роль привода в структуре конвейера, фактически превращая его в инерционный механизм.

Исследование [230] посвящено изучению механизмов распределения тяговых усилий между приводами внутри двухбарабанной приводной станции ленточного конвейера с целью обоснования способов устойчивой работы приводов подобной конфигурации.

В работах [88; 292] проведены экспериментальные исследования рабочих процессов промежуточных ленточных приводов ленточных конвейеров, в том

числе касающиеся вопросов влияния натяжений лент на тяговую способность подобных приводов.

В исследовании [293] рассмотрены вопросы тяговой способности линейного асинхронного двигателя (ЛАД) привода с учетом возможности изменения стабильной величины зазора между первичным и вторичным элементами вследствие эксплуатационных изменений геометрических параметров машины.

Третья категория исследований решает, в основном, частные вопросы пуска и торможения ленточных конвейеров при наличии созданной в предыдущие годы значительной базы научных достижений в данной области, общие основные положения которых изложены в [20]. К примеру, в работе [22] рассматривается влияние физико-механических свойств лент на пусковые процессы ленточных конвейеров. В исследовании [105] произведено моделирование тормозных режимов работы ленточных конвейеров и оценено их влияние на колебания величины тягового фактора барабанного привода.

Работа [123] посвящена изучению проблем пуска протяженного ленточного конвейера, привод которого оснащен асинхронным электродвигателем с короткозамкнутым ротором и системой управления, реализующей тиристорное регулирование напряжения статора. По результатам исследований авторы делают вывод, что возможно эффективное использование указанной системы управления в приводах ленточных конвейеров с целью снижения динамических нагрузок в пусковых режимах, но их применение требует детальной тепловой проверки электродвигателей.

Научные исследования, отнесенные к четвертой категории, как обобщают опыт управления двигателями воздействием на их механические характеристики [11; 134; 173; 175; 176; 206; 215; 282 – 284; 313], так и решают некоторые частные научные задачи [40], в частности исследуют особенности управления механическими характеристиками ЛАД в пусковых режимах с учетом динамики приводимых механических систем.

С учетом приведенных сведений системы управления многоприводными ленточными конвейерами концептуально представляют собой следующие основные вариации.

1 Система управления не позволяет управлять механическими характеристиками приводов, натяжными устройствами и процессами загрузки и разгрузки, фактически представляет собой контур безопасности, основанный на показаниях приборов безопасности.

2 Система управления не позволяет управлять механическими характеристиками приводов и натяжными устройствами, фактически представляет собой контур безопасности, основанный на показаниях приборов безопасности, возможно управление процессами загрузки (регулирование грузопотока) и разгрузки (передвижные разгрузочные тележки, регулируемые плужковые сбрасыватели).

3 Система управления позволяет управлять механическими характеристиками приводов с учетом воздействий приборов безопасности, управление натяжением лент осуществляется в автономном автоматическом режиме на основе поддержания постоянного натяжения (грузовые натяжные устройства, датчики натяжения в совокупности с лебедочными натяжными устройствами). Возможно управление процессами загрузки и разгрузки.

4 Система управления позволяет управлять механическими характеристиками приводов с учетом воздействий приборов безопасности в комплексе с управлением натяжением лент в следящем режиме, управление процессами загрузки и разгрузки конвейера коррелируется с управлением механическими характеристиками и натяжным устройством.

Описанные концепции построения систем управления можно представить в виде таблицы (таблица 1.2).

Таблица 1.2 – Концепции построения систем управления

Концепция	Устройства безопасности	Управление механическими характеристиками двигателей	Управление натяжными устройствами	Управление процессами загрузки и разгрузки
Концепция 1	+	–	–	–
Концепция 2	+	–	–	+
Концепция 3	+	+	–	+
Концепция 4	+	+	+	+

Теоретически, любая из систем управления может включать различные варианты сочетаний приведенных в таблице 1.2 параметров. При этом под понятием «управление» в данном случае понимается не просто возможность включать и отключать привод или другие устройства, но еще и переводить их в промежуточные параметрические состояния в зависимости от рабочих характеристик конвейера.

1.1.4 Управление механическими характеристиками двигателей

Воздействие на механическую характеристику электродвигателя привода ленточного конвейера на основе опыта мирового машиностроения [27; 65; 135; 228; 278; 312] производится следующими способами:

- 1) применением электродвигателей с фазным ротором;
- 2) тиристорным регулированием напряжения (переменный ток);
- 3) тиристорным регулированием частоты переменного тока;
- 4) применением электродвигателей постоянного тока;
- 5) применением в структурах приводов совместно с электродвигателями гидромуфт различной конфигурации.

Наличие различных по конфигурации и исполнению приводов ленточных конвейеров затрудняет проведение объективного сравнения их возможностей и качества по различным критериям эффективности [52; 53; 55]. К примеру, капитальные затраты на приобретение комплектующих промежуточного ленточного привода в сравнении с промежуточными барабанными приводами типа «ложный сброс» включают в себя стоимость тяговой ленты промежуточного привода, стоимость дополнительных роликоопор нижней ветви привода, стоимость ряда вспомогательных приборов и устройств безопасности.

Учитывая тот факт, что стоимость приводов ленточных конвейеров, как показано выше, зависит от их конфигурации, можно провести сравнительный стоимостной анализ комплектаций приводов с учетом стоимости реализации способов управления механическими характеристиками двигателей. Анализ целесообразно проводить при ограничении перечня комплектующих электродвигателями и аппа-

ратурой управления, поскольку именно эти устройства (при одинаковых прочих структурных элементах приводов) оказывают наибольшее влияние на процессы управления работой конвейеров [47].

При проведении подобного анализа рассмотрены стоимостные характеристики приводных устройств ленточных конвейеров в следующих конфигурациях:

- 1) электродвигатели с короткозамкнутым ротором без управления механическими характеристиками;
- 2) электродвигатели с фазным ротором и ступенчатым управлением механическими характеристиками;
- 3) электродвигатели с короткозамкнутым ротором в сочетании с частотными преобразователями с векторным управлением (плавное регулирование механической характеристики);
- 4) электродвигатели с короткозамкнутым ротором в сочетании с предохранительными и пуско-предохранительными гидромуфтами.

При проведении сравнительного анализа использованы стоимостные характеристики электродвигателей с короткозамкнутым (серия 5АН) и фазным ротором (серия 5АНК) [47] для наиболее часто встречающихся значений мощностей приводов, характерных для многоприводных ленточных конвейеров – 110 кВт, 132 кВт, 160 кВт, 200 кВт, 250 кВт, 315 кВт (рисунки 1.9 и 1.10).

При сравнении двух диаграмм можно отметить, что стоимость электродвигателей с фазным ротором в среднем в 1,7 – 2 раза выше стоимости электродвигателей с короткозамкнутым ротором соответствующей серии. Данное обстоятельство применительно к ленточным конвейерам носит относительный характер, т.к. использование электродвигателей с фазным ротором подразумевает применение сравнительно дешевой системы управления на основе встраивания дополнительных сопротивлений в цепь ротора. При этом электродвигатели с короткозамкнутым ротором в чистом виде нецелесообразно применять в структурах приводов – только в совокупности с частотными преобразователями или гидромуфтами [47].

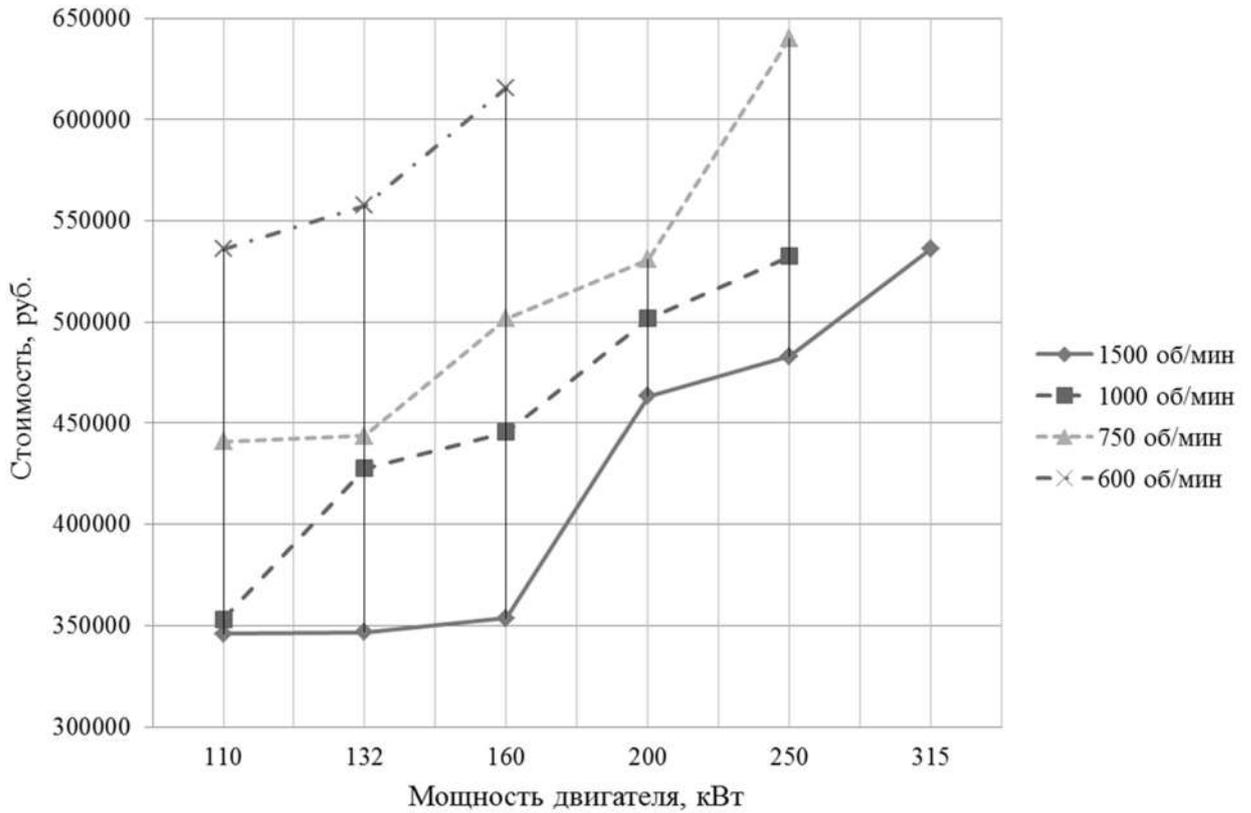


Рисунок 1.9 – Стоимость электродвигателей с фазным ротором серии 5АНК

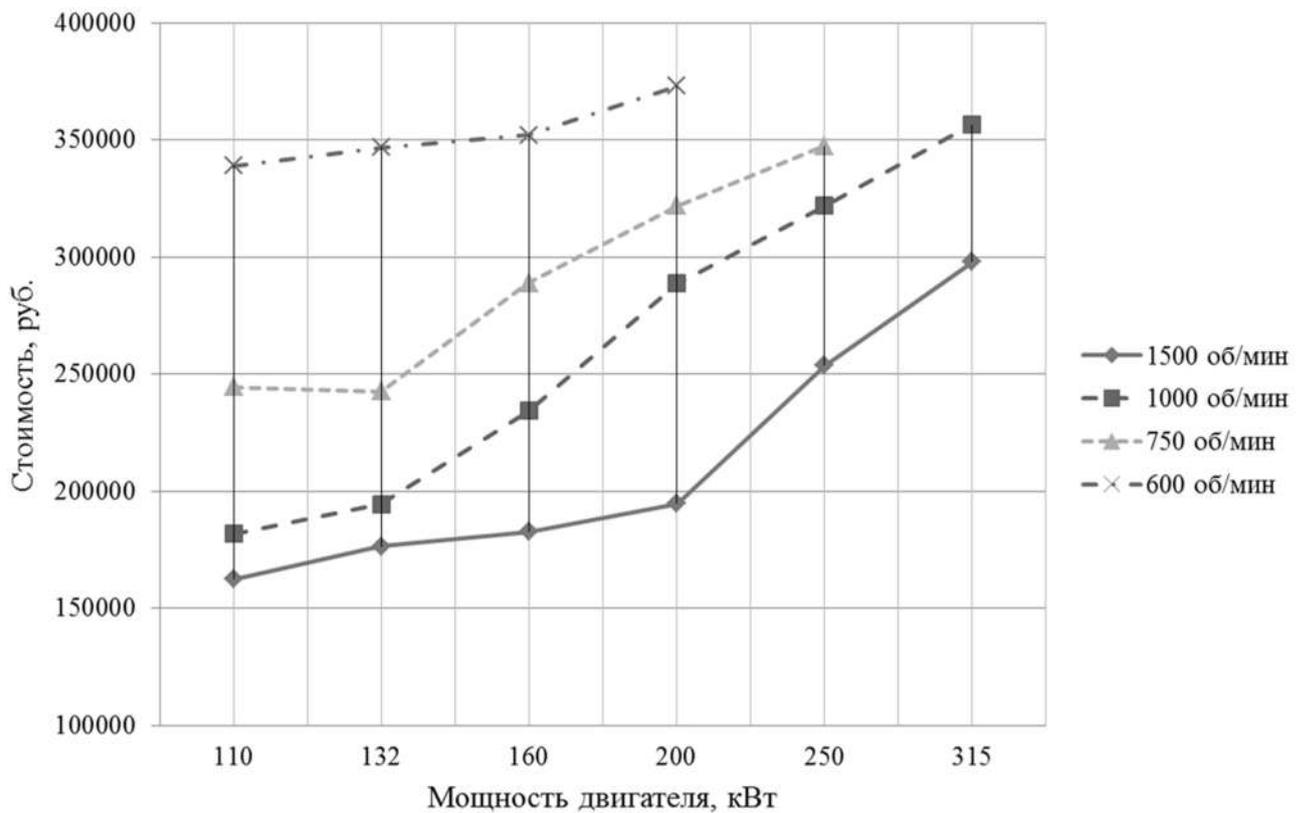


Рисунок 1.10 – Стоимость электродвигателей с короткозамкнутым ротором серии 5АН

Данные о совокупной стоимости электродвигателей с короткозамкнутым ротором и соответствующих им преобразователей частоты представлены на рисунке 1.11.

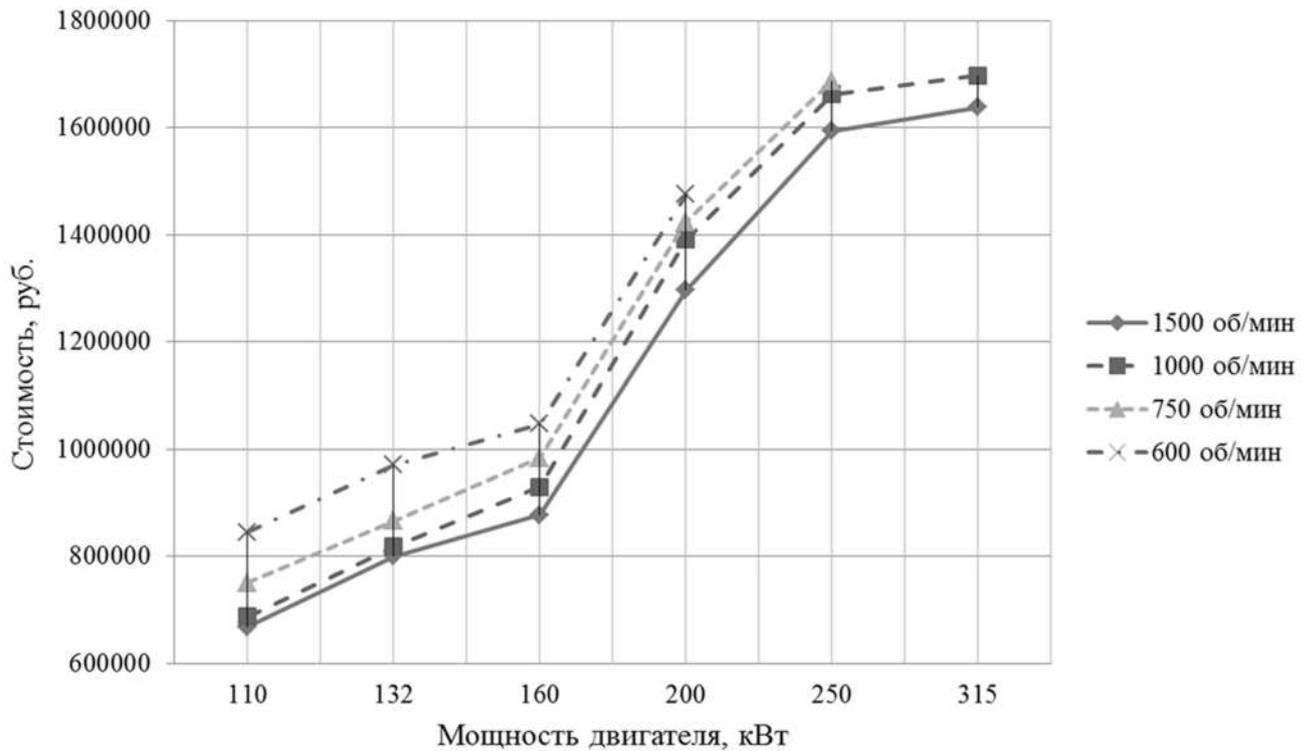


Рисунок 1.11 – Стоимость электродвигателей с короткозамкнутым ротором серии 5АН и преобразователей частоты «Веспер» [47]

Сравнение совокупной стоимости электродвигателей с короткозамкнутым ротором и преобразователями частоты и электродвигателей с фазным ротором также удобно показать в виде диаграммы (рисунок 1.12).

Анализируя данные, представленные на диаграмме (рисунок 1.12), можно заметить, что для двигателей мощностью 160 кВт и выше совокупная стоимость с преобразователями частоты начинает возрастать нелинейно. По отношению к электродвигателям с фазным ротором для мощности 110 кВт указанное отношение составляет 1,93; для мощности 132 кВт – 2,3; для мощности 160 кВт – 2,48; для мощности 200 кВт – 2,8; для мощности 250 кВт – 3,3; для мощности 315 кВт – 3,05.

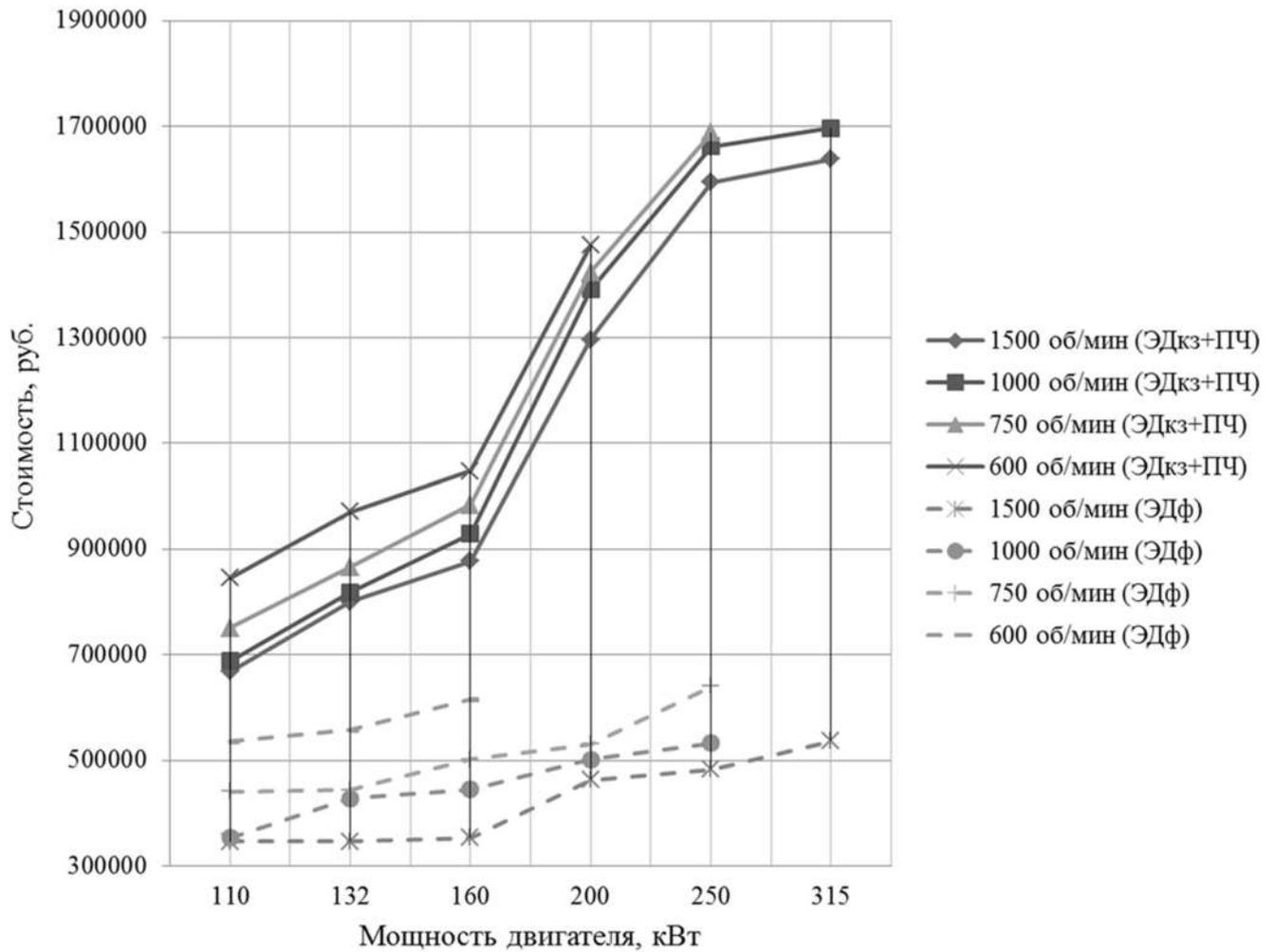


Рисунок 1.12 – Сравнение стоимости электродвигателей с короткозамкнутым ротором серии 5АН и преобразователями частоты «Веспер» и электродвигателей с фазным ротором серии 5 АНК [47]

В абсолютных значениях указанные отношения измеряются сотнями тысяч рублей. К примеру, для конвейера с одним приводом мощностью 250 кВт стоимость электродвигателя с короткозамкнутым ротором (1500 об/мин) и преобразователем частоты составит 1 594 160 рублей. При этом соответствующий электродвигатель с фазным ротором характеризуется стоимостью 483 186 рублей. Разница составляет 1 110 974 рубля. Экстраполируя данную разницу на случаи применения в структуре конвейера нескольких приводов, можно увидеть значительное увеличение стоимости приводов, кратное их количеству.

Совокупная стоимость электродвигателей с короткозамкнутым ротором и гидромуфт различной конфигурации в целом сопоставима со стоимостью электродвигателей с фазным ротором.

Приведенные данные позволяют однозначно утверждать о необходимости уточнения в каждом техническом задании на проектирование ленточных конвейеров типа применяемой системы управления приводами, т.к. тенденция к повсеместному применению преобразователей частоты в определенных случаях может приводить к необоснованным затратам. Данное утверждение особенно актуально при проектировании конвейеров, для которых необходимость управления скоростями движения ленты не важна. В таких случаях на первый план выходит качество проектирования конвейера с выверенной расстановкой приводов и анализом реальных механических характеристик их электродвигателей.

1.1.5 Натяжные устройства многоприводных ленточных конвейеров

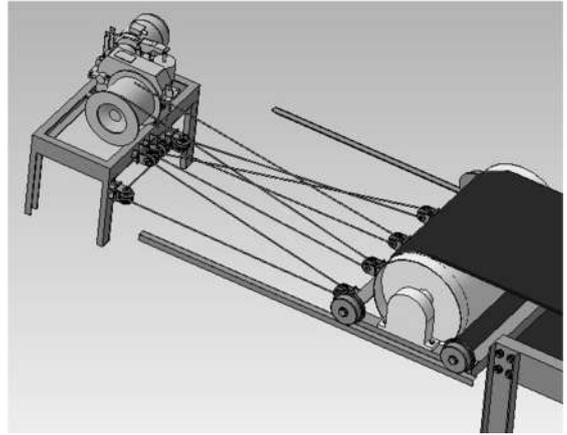
Следящее управление натяжными устройствами тяжелых ленточных конвейеров в настоящее время в практике мирового конвейеростроения фактически полностью реализуется посредством применения лебедочных натяжных устройств в комплекте с датчиками натяжения лент (рисунок 1.13), что следует из анализа, проведенного в пункте 1.1.2. Автоматическое управление натяжением ленты с целью поддержания его постоянного уровня и компенсации вытяжки ленты производится грузовыми натяжными устройствами, совмещаемыми с отклоняющими барабанами холостой ветви, а также устанавливаемыми с помощью специальных подвесных строительных конструкций (рисунок 1.14).

Фактически, в подавляющем большинстве случаев реализации МЛК натяжные барабаны (особенно грузонесущей ленты) устанавливаются на специальных передвижных тележках (рисунок 1.14), перемещающихся по ходовому пути. Натяжные тележки ленточных конвейеров отличаются от тележек, используемых на других объектах тяжелого машиностроения (крановых) спецификой прикладываемых нагрузок (преимущественно горизонтально направленных).

а)



б)



а – производства компании Veimer; б – упрощенная 3D-модель
лебедочного натяжного устройства

Рисунок 1.13 – Лебедочные натяжные устройства

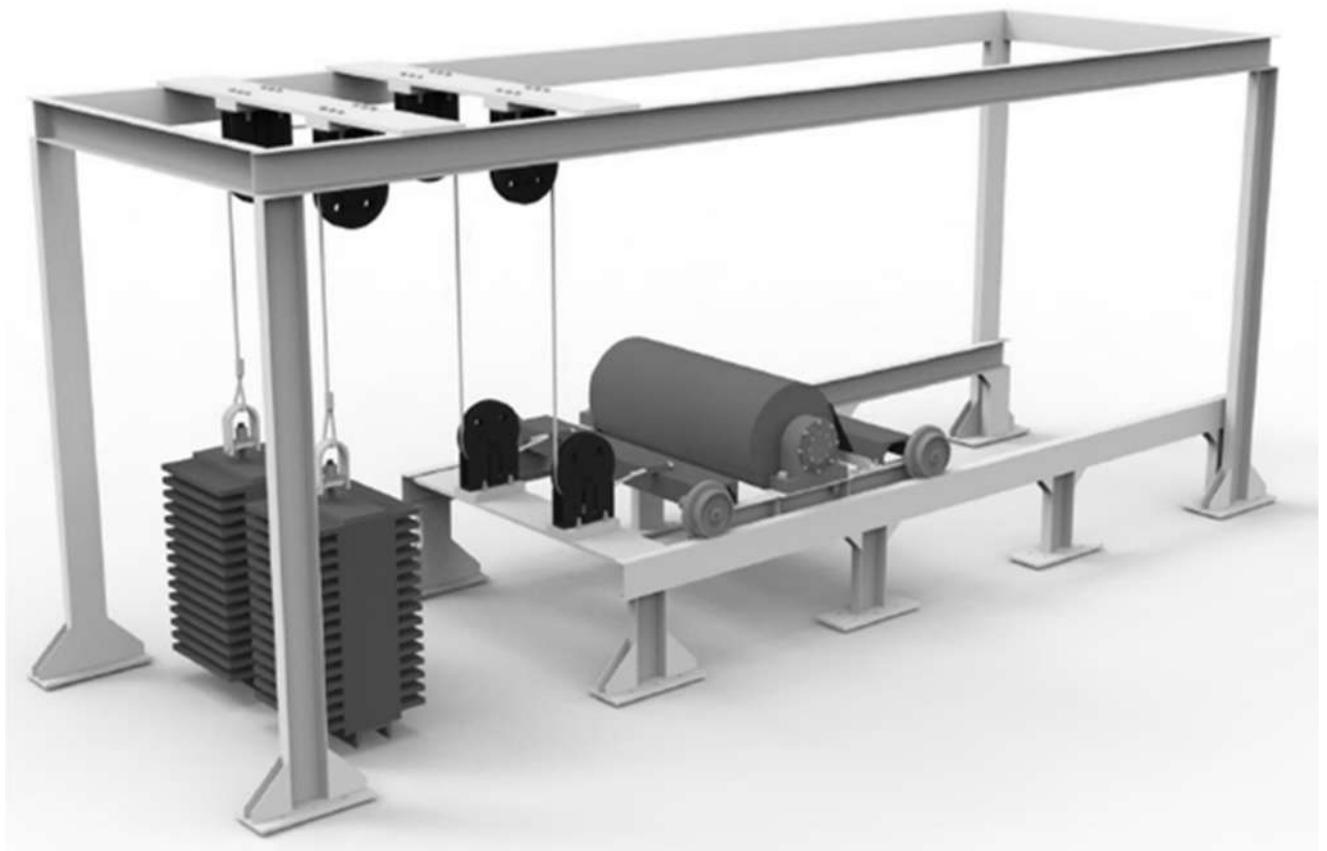


Рисунок 1.14 – 3D-модель грузового натяжного устройства

В работах [59; 162 – 164; 294] предложены современные технические решения металлических конструкций крановых тележек на основе универсальных компоновочных схем, в том числе и с применением модульного принципа их построения. Подобные решения могут быть применены по отношению к компоновке натяжных тележек тяжелых конвейеров при условии проведения дополнительных исследований.

1.1.6 Загрузочные и разгрузочные устройства многоприводных ленточных конвейеров

Загрузочные устройства, применяемые в конструкциях МЛК, можно разделить на три основные категории [17; 118; 120; 121; 122; 192; 194; 222; 243]:

- 1) загрузочные лотки;
- 2) питатели;
- 3) загрузочные бункеры.

Загрузочные лотки являются наиболее простым техническим решением в зоне загрузки и перегрузки конвейера (рисунок 1.15), в определенной степени решающим две базовые задачи: формирование желобчатой формы сечения груза до выхода на участок с желобчатыми роlikоопорами и придание грузу компонента скорости движения за счет наклона задней стенки.

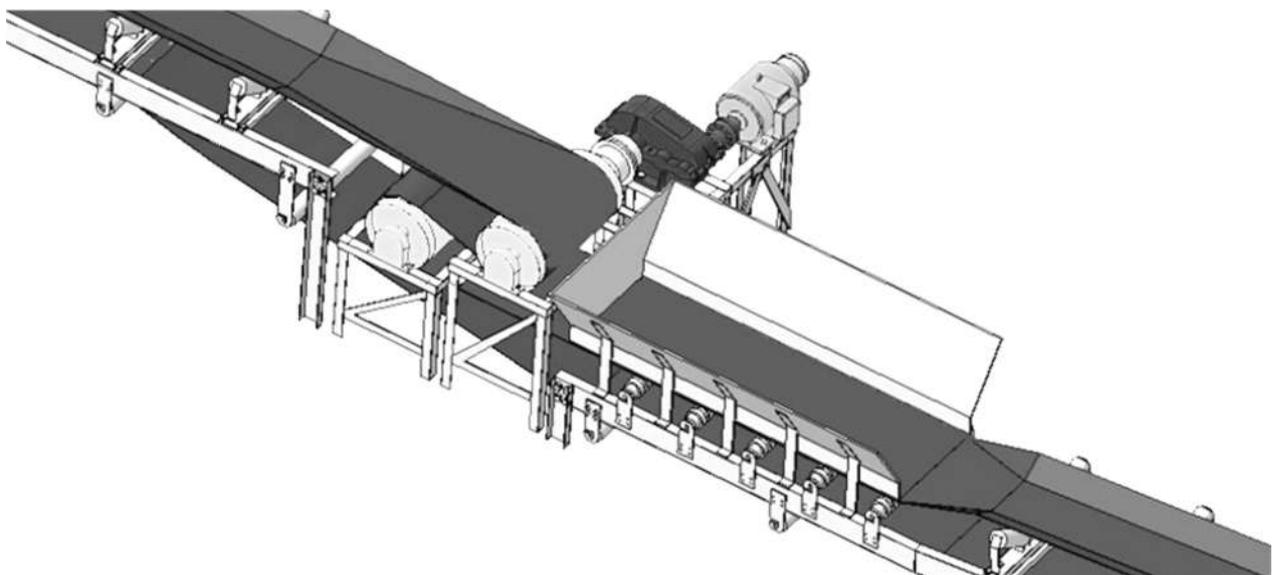


Рисунок 1.15 – 3D-модель зоны перегрузки привода типа «ложный сброс»

Стоит отметить, что применение загрузочных лотков в приводах типа «ложный сброс» неэффективно по ряду причин:

1) груз при сходе с приводного барабана уже обладает составляющей скорости в направлении движения ленты [34] и почти не попадает на заднюю наклонную стенку лотка, выполняющую функцию придания грузу первоначальной скорости;

2) открытая перегрузка приводит к значительному просыпанию груза в зоне загрузки, в связи с чем приходится значительно наращивать высоту борта лотков;

3) установка загрузочного лотка часто производится с погрешностью, в результате чего груз, попадающий на ленту в конце лотка, не успевает в поперечном сечении приобрести желобчатую форму и разваливается перед выходом на линейные роликоопоры, создавая дополнительное сопротивление движению [110].

Применение питателей решает только одну из описанных проблем – придание грузу необходимой скорости движения, поэтому данное техническое решение может являться высокоэффективным только для скоростных магистральных ленточных конвейеров.

Загрузочные бункеры могут показывать высокую эффективность в вопросах формирования сечения груза и отсутствия просыпей [33], но только в отношении зернистых, порошкообразных и пылевидных грузов. К кусковатым грузам в силу преимущественно полиэдральности строения частиц и их крупности трудно применимы закономерности истечения груза через выпускные отверстия, что приводит к нестабильности грузопотока и необходимости уточнения реальных значений его параметров [33; 214].

Разгрузочные устройства ленточных конвейеров условно можно разделить на концевые [242] и промежуточные [187; 189; 242]. Концевые разгрузочные устройства и промежуточные, выполненные в виде разгрузочной тележки, представляют собой направляющие кожухи или оборудуются ими. В определенных ситуациях истечение груза при загрузке или разгрузке через такие кожухи представляет собой сложный процесс с разделением грузопотоков при движении. Специфике моделирования процессов движения груза в подобных устройствах посвящены работы [286; 287; 289]. В данных работах приведены особенности по-

строения соответствующих компьютерных моделей в специализированных программных комплексах с учетом гранулометрического состава груза.

В общем случае проектирования ленточного конвейера сопротивления движению ленты конвейера в зонах загрузки и разгрузки достаточно хорошо изучены [242]. Основные научные исследования в области вопросов загрузки и разгрузки конвейеров посвящены решению частных задач процессов истечения грузов различного рода через выпускные отверстия, изучению возможности применения различных современных материалов при конструировании загрузочных и разгрузочных устройств.

1.1.7 Устройства безопасности многоприводных ленточных конвейеров

Основные общие требования безопасности к машинам непрерывного транспорта (конвейерам), в том числе требования к минимально необходимому перечню устройств безопасности, определены документом [70]. Стоит отметить относительную ограниченность действия указанного документа, так как согласно тексту самого стандарта [70] он не распространяется на широкий ряд конвейеров, встречающихся в промышленности, производстве и транспортной отрасли:

- а) конвейеры, предназначенные для перевозки людей;
- б) конвейеры, устанавливаемые в шахтах и карьерах;
- в) конвейеры, устанавливаемые на судах;
- г) конвейеры, являющиеся составными частями производственного оборудования и машин.

Требования к составу перечня устройств безопасности, предъявляемые документом [70], можно представить в виде схемы (рисунок 1.16), внутри которой целесообразно произвести разграничение устройств на две категории по степени воздействия на привод:

- а) устройства безопасности, отключающие привод (являются составной частью системы управления);
- б) устройства безопасности, не отключающие привод.

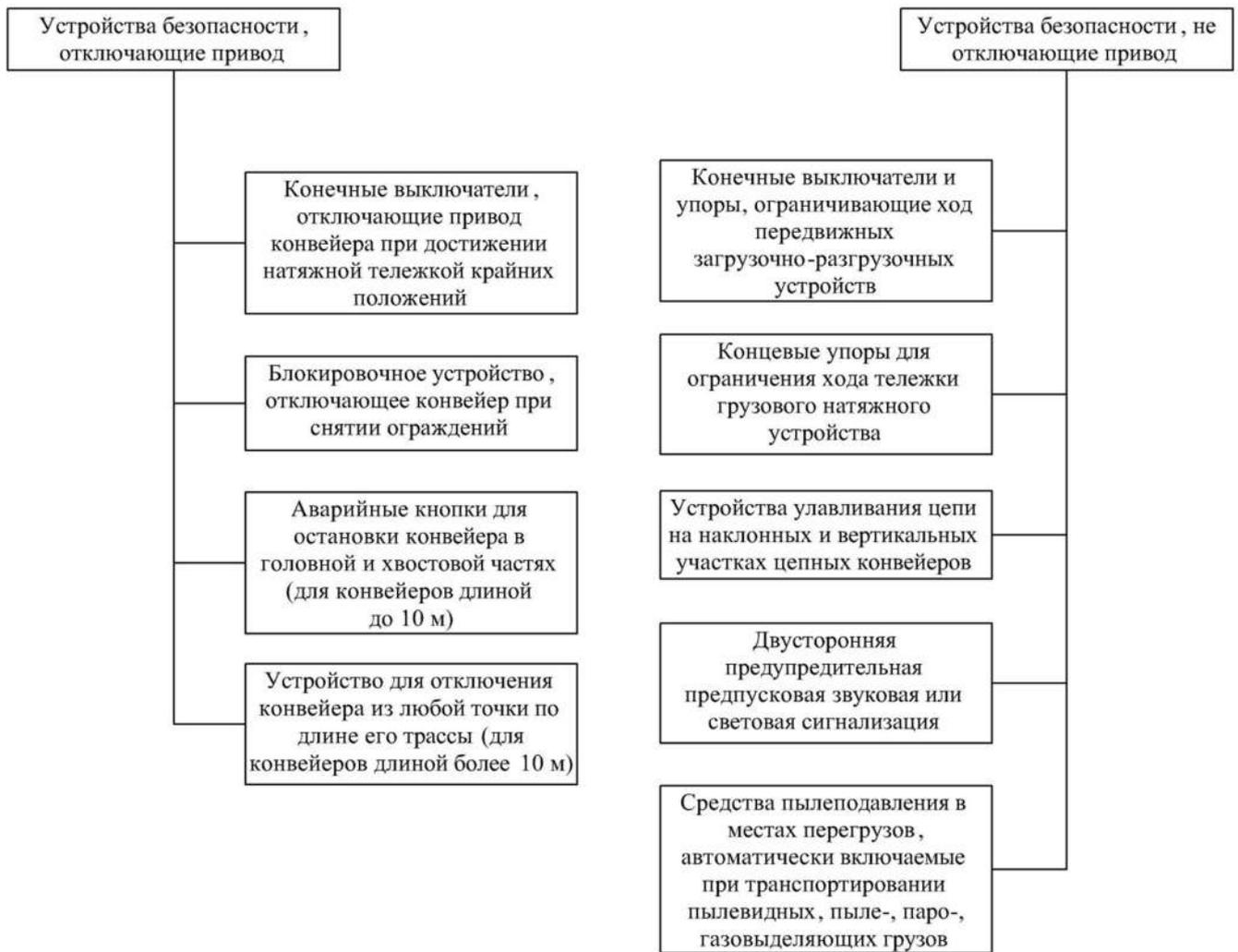


Рисунок 1.16 – Структура устройств безопасности конвейеров согласно [70]

Ленточные конвейеры, в частности шахтные, находятся в более жестких условиях по уровню требований к устройствам безопасности, определяемых в [70]. Требования, предъявляемые документом [264], регламентируют установку ряда дополнительных устройств безопасности. Структура устройств безопасности шахтных ленточных конвейеров с учетом требований [264] представлена на рисунке 1.17. По аналогии со структурой, представленной на рисунке 1.16, произведено разграничение на устройства, отключающие привод и не отключающие его.

Увеличение общего числа устройств безопасности обусловлено конструкцией и особенностями работы шахтных конвейеров, так как некоторые устройства, вводимые в систему управления, не имеют отношения к некачественной работе конвейера или к гипотетической аварийной ситуации, которая может воз-

никнуть при их работе, а относятся в целом к системе безопасности при работе в шахтах.

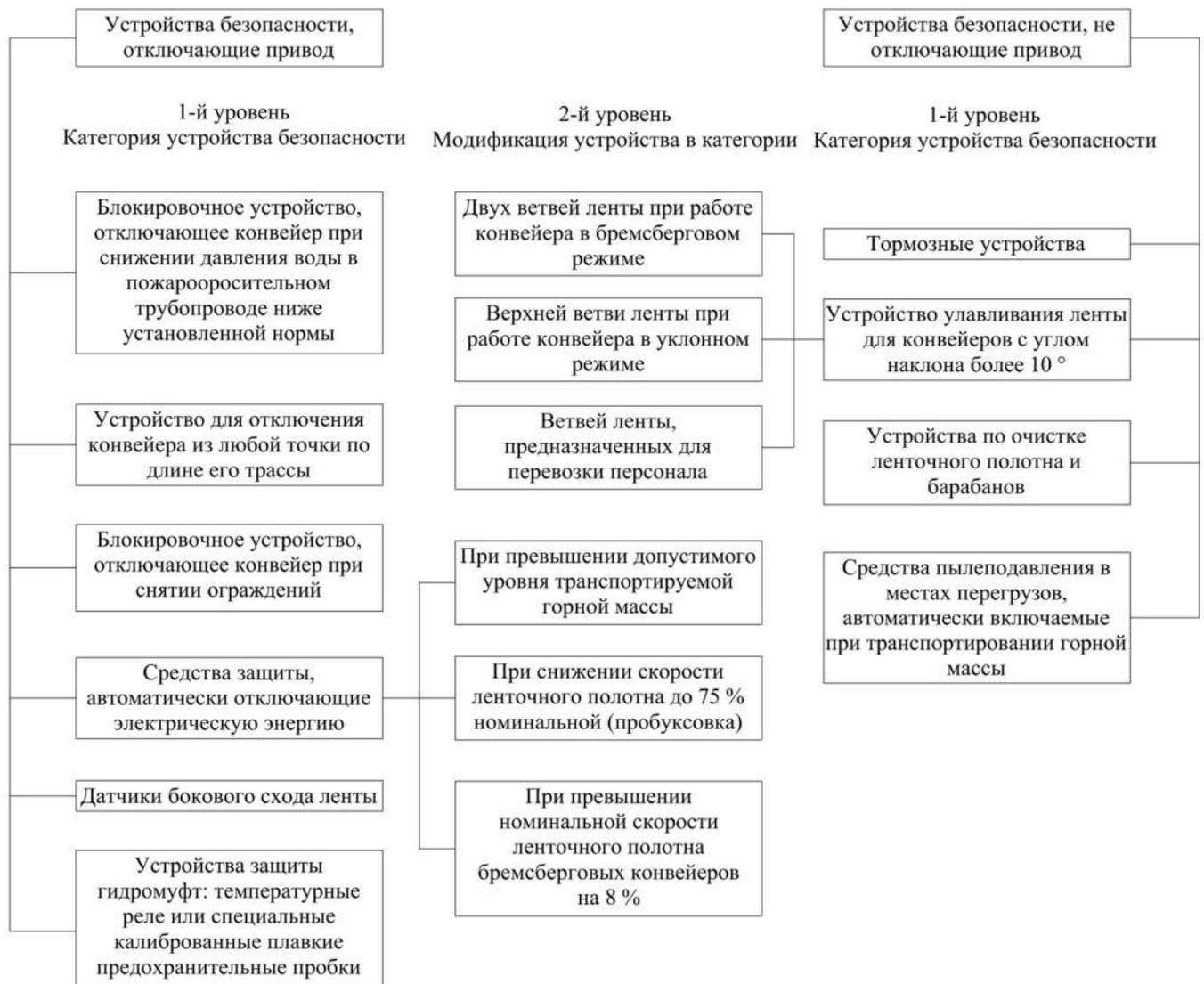


Рисунок 1.17 – Структура устройств безопасности шахтных ленточных конвейеров согласно [264]

Многоприводные ленточные конвейеры должны оборудоваться устройствами безопасности согласно [264] (рисунок 1.17), если они являются шахтными. При использовании наземных многоприводных конвейеров часть требований документа [264] утрачивает актуальность, но при этом требований, предъявляемых [70], недостаточно для учета всех основных потенциальных факторов риска, связанных с конструкцией и особенностями эксплуатации многоприводных ленточных конвейеров.

При использовании в конструкциях многоприводных ленточных конвейеров промежуточных ленточных приводов необходимо устанавливать дополнительный контроль над качеством их работы, вводя в систему управления добавочные устройства безопасности. В работе [228] сформулированы некоторые дополнительные требования к устройствам безопасности многоприводных конвейеров:

а) обязательное оснащение натяжных устройств средствами контроля натяжения лент (датчиками), отключающими конвейер при достижении натяжениями лент определенных расчетом значений;

б) оснащение конвейера датчиками температуры нагрева подшипниковых узлов приводных барабанов и редукторов;

в) оснащение конвейера устройствами, обеспечивающими контроль проскальзывания лент промежуточных приводов относительно собственных приводных барабанов;

г) оснащение конвейера датчиками бокового схода лент промежуточных приводов.

С учетом приведенных дополнительных требований к многоприводным ленточным конвейерам можно сформулировать наиболее полный перечень их устройств безопасности (рисунок 1.18) на основе схемы, представленной на рисунке 1.17, так как шахтные многоприводные конвейеры будут находиться в наиболее жестких условиях в области исполнения требований безопасной эксплуатации. Практически все дополнительные требования безопасности, приведенные в [228], подразумевают наличие дополнительных устройств безопасности в категории устройств, отключающих привод, т.е. встроенных в систему управления конвейером.

Стоит отметить, что перечень устройств безопасности должен регулярно обновляться, учитывая внедрение в конструкции многоприводных конвейеров новейших технических разработок в области материалов (новые материалы лент, металлоконструкций), методов проектирования (дополнительные страховочные устройства при отработке новых конструкторских решений) и т.д.

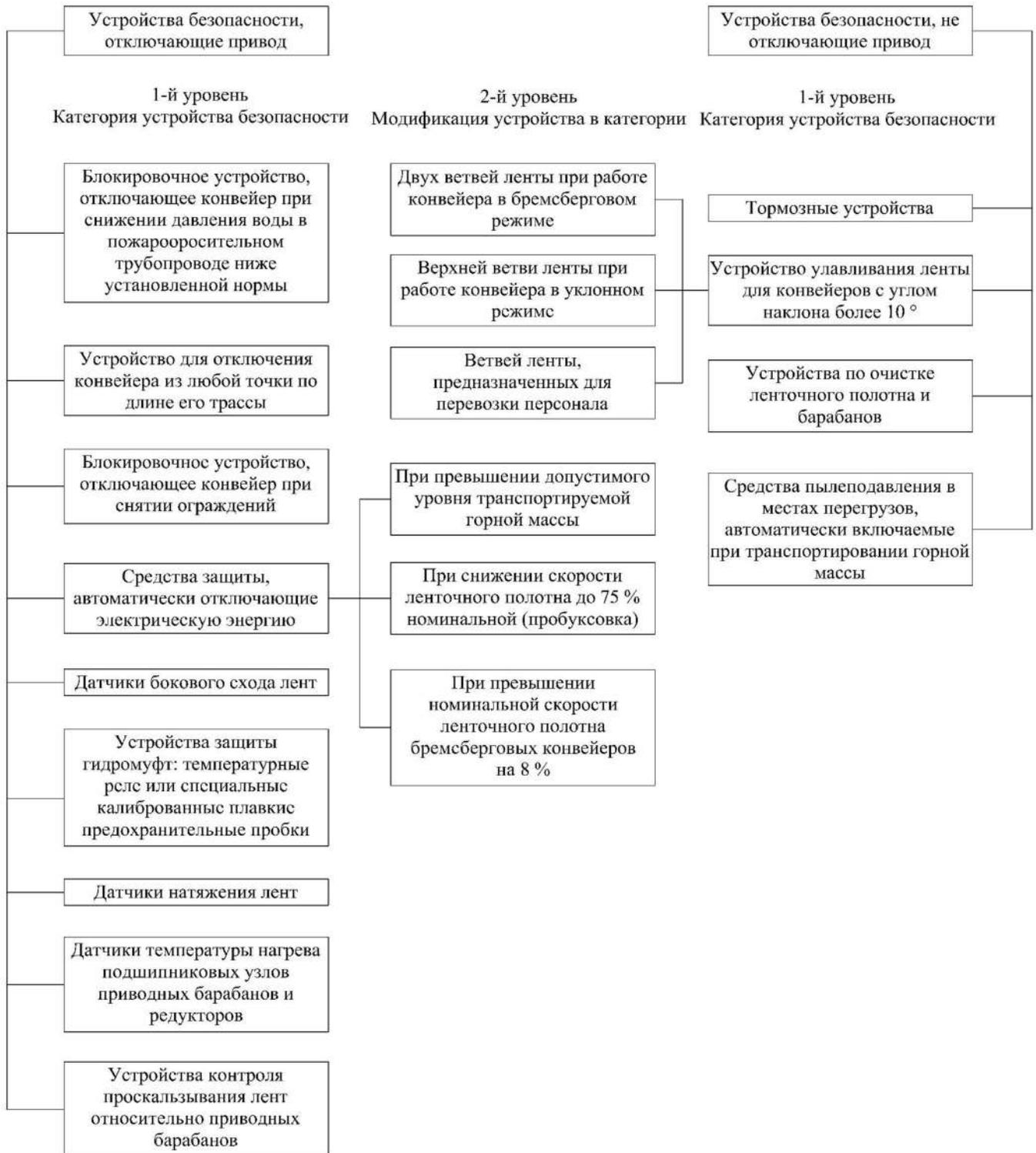


Рисунок 1.18 – Структура устройств безопасности шахтных многоприводных ленточных конвейеров

Предложенная идея разделения устройств безопасности на две категории по степени воздействия на привод наглядно иллюстрирует высокий технический уровень и сложность систем управления многоприводными ленточными конвейерами.

Перечень устройств, представленных на рисунке 1.18, относится к системе управления одной машиной. В контексте управления каскадом конвейеров общая система управления представляет собой объект высокой степени сложности при его проектировании.

1.2 Современные подходы к проектированию и моделированию рабочих процессов многоприводных ленточных конвейеров

Современные тенденции и подходы к моделированию и проектированию рабочих процессов многоприводных ленточных конвейеров целесообразно рассмотреть в виде трех последовательно переходящих друг в друга категорий:

- 1) методы моделирования многоприводных ленточных конвейеров;
- 2) методы тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров;
- 3) методы проектирования многоприводных ленточных конвейеров.

Внутри каждой категории формируется математический и методологический аппарат, являющийся совокупностью входных данных (методологической основой) следующей за ней категории.

1.2.1 Методы моделирования многоприводных ленточных конвейеров

Основным современным методом подробного моделирования работы ленточного конвейера является метод кусочно-линейной аппроксимации трассы конвейера, примененный в значительном количестве научных работ [16; 97; 100; 102; 104; 105; 134; 135; 137; 140; 141; 143 – 146; 249; 250 – 260; 288; 296 – 300; 305].

В источнике [135] с учетом появления новых конструктивных идей и проведенных исследований [13; 249] вопросы моделирования и проектирования многоприводных конвейеров рассмотрены в аспекте их разделения на две большие группы:

- 1) МЛК со стационарно установленными приводами;
- 2) МЛК с приводами, перемещающимися вместе с лентой.

С учетом подобного разделения перечисленные выше научные работы для удобства дальнейшей систематизации целесообразно отнести к соответствующим категориям, а именно:

1) вопросам моделирования работы конвейера на основе кусочно-линейной аппроксимации его трассы при стационарном положении привода посвящены работы [16; 97; 100; 102; 104; 105; 134; 288; 296; 297; 305];

2) вопросам моделирования работы конвейера на основе кусочно-линейной аппроксимации его трассы при движении распределенного привода посвящены работы [135; 137; 140; 141; 143 – 146; 249; 250 – 260; 298 – 300];

Многомассовые математические модели МЛК на основе кусочно-линейной аппроксимации при стационарном положении привода решают ряд специфических задач, отличаясь между собой количеством приведенных масс и схемами нагружения.

1 В работе [97] в многомассовую математическую модель введены экспериментально полученные данные исследований коэффициента сопротивления движению ленточных конвейеров [20], на основе чего создан программный комплекс, включающий модуль уточненного тягового расчета однобарабанного ленточного конвейера.

2 В работах [16; 100; 102; 104; 105; 134] на основе многомассовой модели решаются вопросы определения различных параметров систем управления однобарабанными и двухбарабанными ленточными конвейерами, в том числе управления натяжными устройствами конвейеров.

3 Работы [288; 296; 297; 305] повторяют цели и результаты моделирования, отраженные в предыдущих трудах, относящихся к данной категории.

Многомассовые математические модели МЛК на основе кусочно-линейной аппроксимации с мобильными приводами, перемещающимися вместе с лентой, характеризуются широким спектром решаемых задач:

1) определение рациональных значений ряда параметров ленточных конвейеров с распределенным приводом и подвесной лентой [137; 141; 146; 249; 298];

2) моделирование работы ленточных конвейеров с распределенным приводом и подвесной лентой в целом и установление теоретических закономерностей рабочих процессов [135; 140; 143 – 145; 250; 251 – 253; 256 – 258; 260; 299; 300];

3) моделирование отказа различных элементов конвейера [254; 255; 259].

Все вышеописанные математические модели, основанные на кусочно-линейной аппроксимации трассы конвейера, характеризуются следующими основными недостатками.

1 Принимаемые допущения при учете упругих и демпфирующих свойств материалов ленты в определенных случаях могут искажать реальную картину работы конвейера. В частности, не учитывается ряд факторов:

а) стык ленты имеет отличные от линейной части ленты упругие и демпфирующие свойства, зависящие от его конструкции (механический или вулканизированный) [4; 197; 203; 217];

б) параметры стыка резиновых лент зависят от принятого способа соединения тросов [4; 197; 203; 217];

в) при моделировании работы протяженного ленточного конвейера необходимо учитывать наличие нескольких стыков ленты с учетом вместимости бухт, в которых лента поставляется на объект сборки (в среднем 200...300 м);

г) не учитывается циклическое движение совокупности стыков ленты вдоль трассы конвейера;

д) не учитывается изменение упругих и демпфирующих свойств ленты во времени с учетом приработки ленты, её рабочей вытяжки под действием нагрузки и натяжных устройств.

2 Механические характеристики приводов моделируемых конвейеров описываются упрощенно в виде линейных функций. Данное допущение обосновано при моделировании работы конвейеров в установившихся режимах, в которых рабочая ветвь механической характеристики асинхронных электродвигателей переменного тока очень близка к линейному виду. При моделировании пусковых режимов значения крутящих моментов, развиваемых электродвигателями, часто

принимаются постоянными или внешними для модели, задаваемыми в виде начальных условий.

В работах [65; 94; 99; 198; 204; 205; 211; 212; 219; 224; 233; 246; 262; 270] представлены частные математические модели рабочих процессов ленточных конвейеров, базирующиеся не на методе кусочно-линейной аппроксимации трассы конвейера, а учитывающие специфические особенности работы различных систем ленточных конвейеров и решающие определенные локальные задачи:

1) распределения тяговых усилий между приводами ленточных конвейеров различных конфигураций с учетом механических характеристик приводов и свойств конвейерных лент [65; 198; 204; 205; 211; 212; 270];

2) оптимизации параметров ленточных трубчатых конвейеров по техническим критериям на основе экономико-математической модели [99];

3) определения параметров движения отдельного элемента конвейерной ленты на барабане с учетом нелинейной зависимости силы трения от скорости движения [219];

4) определения параметров процесса буксования привода ленточного конвейера [224];

5) изучения особенностей движения лент конвейеров по криволинейным трассам, движения лент с учетом различных конструктивных модификаций линейных роlikоопор (подвесных и жестко закрепленных) [94; 233];

6) изучения тяговой способности различных конструктивных решений промежуточных приводов ленточных конвейеров [246; 262].

Каждая из упомянутых частных математических моделей имеет свои преимущества и недостатки и характеризуется собственной уникальной областью применения, в которой дает наилучший результат.

Разнообразие описанных математических моделей в совокупности позволяет создавать эффективные методы расчета и проектирования для различных ситуаций с учетом возможности создания в каждой такой ситуации уникальной системы математических моделей, каждая из которых имеет свои пределы применения. При этом необходимо отметить некоторые аспекты, более глубокая прора-

ботка которых позволит значительно усовершенствовать существующие математические модели ленточных конвейеров, а именно:

1) создание системы математического описания механических характеристик двигателей с учетом их возможных случайных отклонений, различных возможных конфигураций приводов;

2) исследование изменения параметров конвейера и его элементов во времени с учетом случайного характера этого изменения;

3) экспериментальное изучение характера и качества контакта тяговых и приводных элементов ленточных конвейеров (контакт лента-лента, контакт барабан-лента) с целью корректировки математических моделей и создания более совершенных систем прогнозирования поведения конвейеров в различных рабочих ситуациях;

4) исследование возможностей применения различных современных систем диагностирования к изучению состояния ленточных конвейеров и их узлов в различные периоды времени, создание базы эксплуатационных данных, их использование в создаваемых вновь и дорабатываемых существующих математических моделях.

1.2.2 Методы тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров

Подробный обзор методов тягового расчета ленточных конвейеров представлен в авторской работе [65]. Классической целью тягового расчета является определение тяговых усилий приводов конвейера. Этому определению соответствует как приближенный, так и уточненный тяговый расчет. При этом уточненный тяговый расчет дополнительно позволяет определять натяжения тягового элемента конвейера в характерных точках трассы конвейера при различных начальных условиях.

Существует множество методов тягового расчета, как отечественных, так и зарубежных [36; 96; 98; 115; 116; 267], основанных на объемных практических

исследованиях. Их можно разделить на три основные группы по принципу нахождения тяговых усилий [60].

Согласно первой группе методов тяговые усилия приводов определяются из условий буксования. Тяговый расчет для конвейера, система приводов которого содержит как барабанные, так и промежуточные ленточные приводы, сводится к решению системы уравнений [36]:

$$K_M S_{сб} + \sum W_{ли} - \sum W_{бпi} - \sum W_{лпi} = S_{нб}; \quad (1.1)$$

$$S_{нб} = S_{сб} e^{\sum \mu \alpha}; \quad (1.2)$$

$$W_{бпi} = S_{нбi} (1 - e^{-(\sum \mu \alpha)}); \quad (1.3)$$

$$W_{лпi} = (q_{гр} + q_{лт}) \mu_{л} L_{лпi} \cos \beta. \quad (1.4)$$

В уравнениях (1.1 – 1.4) K_M – общий коэффициент местных сопротивлений на барабанах и батареях; $S_{сб}$ – натяжение грузонесущей ленты в точке сбегания с приводного барабана, условно принятого главным; $\sum W_{ли}$ – сумма сопротивлений движению грузонесущей ленты на прямолинейных горизонтальных и наклонных участках, не зависящих от натяжения ленты (линейные сопротивления); $\sum W_{бпi}$ – сумма тяговых усилий барабанных приводов; $\sum W_{лпi}$ – сумма тяговых усилий ленточных приводов, непосредственно снижающих натяжение грузонесущей ленты на участках этих приводов; $S_{нб}$ – натяжение грузонесущей ленты в точке набегания на приводной барабан, условно принятый главным; e – основание натурального логарифма; μ – коэффициент сцепления между приводным барабаном и грузонесущей лентой; α – угол обхвата грузонесущей лентой приводного барабана; $S_{нбi}$ – натяжение грузонесущей ленты в точке набегания на приводной барабан промежуточного привода; $q_{гр}$ – линейная сила тяжести груза; $q_{лт}$ – линейная сила тяжести тяговой ленты; $\mu_{л}$ – коэффициент трения между грузонесущей и тяговой лентами; $L_{лпi}$ – длина ленточного привода; β – угол наклона конвейера к горизонту.

Тяговый расчет по методам данной группы подразумевает установку в МЛК только регулируемых приводов с возможностью варьирования их тяговых усилий.

Следует отметить, что для каждого промежуточного ленточного привода проводится собственный тяговый расчет контура.

Согласно второй группе методов, тяговые усилия определяются с учетом механических характеристик приводов. В данном случае скорость ленты принимается условно одинаковой во всех точках контура конвейера (лента является синхронизирующим элементом).

Тяговое усилие барабанного привода в данном случае определяется функцией, аргументом которой является частота вращения вала двигателя

$$W_{\text{бп}} = c(n_{\text{дв}}). \quad (1.5)$$

Тяговое усилие ленточного привода

$$W_{\text{лп}} = c(n_{\text{дв}}) - W_{\text{соб}}, \quad (1.6)$$

где $W_{\text{соб}}$ – собственное сопротивление движению тягового контура, складывающееся из сопротивлений грузовой ветви (от груза, роlikоопор, ленты), холостой ветви (от роlikоопор, ленты) и сопротивлений на отклоняющих барабанах.

При обходе контура конвейера составляется уравнение, аналогичное уравнению (1.1).

Для барабанных приводов в качестве ограничения должно выполняться условие, соответствующее уравнению (1.3), а для ленточных – уравнению (1.4).

Решением системы уравнений (1.1 – 1.6) определяются необходимые тяговые усилия приводов.

Третья группа методов тягового расчета МЛК подобна второй, но учитывает продольное растяжение ленты посредством допущения о возможности представления конвейерной ленты в виде идеально растяжимой гибкой нити. Уравнения (1.1 – 1.6) дополняются зависимостями частот вращения приводных барабанов промежуточных приводов $n_{\text{бп}i}$ и $n_{\text{лп}i}$ от частоты вращения барабана главного привода $n_{\text{гп}}$ с учетом растяжения тяговых и грузонесущей лент [36].

Оценивая описанные выше группы методов тягового расчета МЛК, можно сделать следующие предварительные выводы [60].

1 Наиболее точный результат при проведении тягового расчета МЛК дают методы второй и третьей групп.

2 Наиболее трудоемок тяговый расчет по методам третьей группы. Наименее трудоемкий расчет – по методам первой группы.

3 Методы второй и третьей групп нецелесообразно применять в случае установки на конвейере одной приводной станции.

4 Существует необходимость проведения дополнительных теоретических исследований с целью выявления рациональных областей применения методов тягового расчета каждой из представленных выше групп.

В работе [115] приведен сравнительный анализ трех американских методов тягового расчета ленточных конвейеров [65]:

- 1 метод СЕМА;
- 2 метод компании «Гудьир»;
- 3 метод компании «Гудрич».

Основным достоинством метода СЕМА является введение в расчет двух коэффициентов сопротивления движению ленты с возможностью значительной дифференциации их числовых значений в зависимости от многих параметров конвейера. Недостатком является отсутствие учета влияния на расчетные коэффициенты скорости движения ленты, производственных условий работы конвейера, влажности и запыленности окружающей среды. Влияние окружающей среды учитывается только посредством введенного температурного коэффициента [65].

Структура расчетных формул в методах компаний «Гудрич» и «Гудьир» принципиально одинаковая. Данные методы базируются на эмпирических данных и могут быть использованы только для приближенных расчетов. Подробный тяговый расчет усилий по отдельным участкам трассы конвейера не предусматривается [115].

В общем случае приближенные методы тягового расчета неприменимы к многоприводным ленточным конвейерам, так как сложные конфигурации схем расположения приводов создают необходимость точного расчета натяжений в различных точках трассы конвейера.

1.2.3 Методы проектирования многоприводных ленточных конвейеров

Проектирование МЛК включает в себя комплекс взаимосвязанных мероприятий, направленных на создание его рабочей документации. Существующие методы проектирования МЛК и их элементов целесообразно разделить на несколько групп, характеризующихся степенью охвата полного перечня возможных проектных процедур.

1 Методы проектирования и оптимизации отдельных элементов МЛК [1; 2; 5 – 7; 9; 12; 18; 19; 21; 23 – 26; 68; 69; 78; 79; 87; 89; 90; 111; 112; 126; 128; 129; 130; 133; 139; 142; 154; 199; 207; 209; 210; 216; 218; 220; 221; 223; 227; 234 – 237; 239; 240; 241; 244; 245; 265; 266; 275; 290; 303; 306; 309; 311].

2 Обобщенные сквозные методы проектирования МЛК, предусматривающие движение по жесткому алгоритму со значительными ограничениями, не охватывающие полный перечень проектных процедур от технического задания до рабочей документации [80 – 85; 107; 124; 132; 195; 196; 228; 231; 242; 248; 263; 268 – 270; 272; 274].

3 Гибкие методы проектирования МЛК, предусматривающие возможность поиска рациональных решений в различных проектных ситуациях, не охватывающие полный перечень проектных процедур от технического задания до рабочей документации [3; 10; 14; 15; 71 – 77; 86; 92; 93; 95; 119; 125; 147 – 151; 153; 201; 208; 213; 226; 232; 247; 302; 304; 308; 310; 314].

4 Гибкие методы проектирования МЛК, предусматривающие возможность поиска рациональных решений в различных проектных ситуациях, охватывающие полный перечень проектных процедур с созданием проектной документации [54; 65; 108; 135].

Методы, относящиеся к первой группе, основаны на работах, часть которых вошла в структуру нормативных документов.

1 Труды [5 – 7] посвящены систематизации нормативных документов, регламентирующих особенности выбора и требования к общемашиностроительным элементам и узлам (уплотнениям, подшипникам, прокату, муфтам и т.д.).

2 Труды [68; 69; 240; 241] посвящены нормативному регулированию вопросов проектирования металлических конструкций.

3 Труды [78; 79] посвящены вопросам нормативного регулирования параметров мотор-барабанов ленточных конвейеров.

4 Работы [154; 227] посвящены вопросам стандартизации блоков и барабанов, применяемых в конструкциях подъемно-транспортных машин (ПТМ).

Другие работы в области методов проектирования и оптимизации отдельных элементов МЛК охватывают широкий перечень проведенных инженерных работ и исследований, на основе которых строятся укрупненные методы проектирования конвейеров в целом.

1 Труды [1; 2; 128] затрагивают вопросы проектирования типовых механизмов грузоподъемных машин (ГПМ), элементы которых используются в том числе в конструкциях ленточных конвейеров.

2 В работах [12; 89; 129; 133; 139; 235; 236; 237] рассматриваются вопросы проектирования элементов гидропривода и гидропривода подъемно-транспортных машин в целом.

3 В работах [18; 19; 41; 87; 90; 126; 142; 234; 239; 265] рассматриваются как классические, так и современные методы проектирования металлических конструкций подъемно-транспортных машин с учетом современных достижений в области применения метода конечных элементов (МКЭ).

4 Труды, посвященные вопросам проектирования типовых элементов ленточных конвейеров, охватывают как частные решения исполнения конструкций элементов конкретных типоразмеров, так и общие способы синтеза их параметров [9; 24; 111; 112; 130; 207; 209; 210; 216; 220; 221; 223; 266; 303; 306], в частности конвейерных лент [21; 23; 25; 26; 218; 311], барабанов [199], роликов [290], электродвигателей [244; 245; 275], редукторов [309].

Обобщенные сквозные методы проектирования МЛК, предусматривающие движение по жесткому алгоритму со значительными ограничениями, не охватывающие полный перечень проектных процедур от технического задания до рабочей документации, также вошли как в некоторые нормативные документы [80 –

85; 195; 196; 228], так и в классические учебники и учебные пособия [107; 132; 242; 248; 270; 272; 274]. Более современные сквозные методы проектирования ленточных конвейеров, в том числе и специальных видов ленточных конвейеров, описаны в работах [124; 231; 263; 268; 269].

Гибкие методы третьей группы представляют собой совокупность частных методов и подходов к систематизации процесса проектирования как такового, и созданию в рамках каждого проектного случая собственных уникальных решений на основе системного подхода.

1 Труды [3; 14; 15; 92; 93; 125; 153; 201; 208; 213; 232] описывают методологическую основу построения любых методов проектирования на основе системного подхода.

2 Работы [10; 95; 119; 226; 302; 308; 310; 314] посвящены вопросам надежности машин, особенностям интеграции теории надежности в структуры методов проектирования подъемно-транспортных машин в целом и ленточных конвейеров в частности.

3 Труды [147 – 154; 304] представляют собой скомбинированные готовые методы и методологии проектирования, включающие элементы системного подхода, теории надежности, методики проектирования и моделирования отдельных элементов и узлов различных видов подъемно-транспортных машин, в том числе ленточных конвейеров. Работы, отмеченные в данной категории, являются ярким примером современных тенденций и подходов к процессам проектирования объектов машиностроения.

4 Нормативные документы [71 – 77; 86; 247] формируют нормативную базу для стандартизации процесса проектирования любого объекта, регламентируя требования к различным стадиям процесса, устанавливая общие ограничения в вопросах безопасности.

Гибкий метод проектирования систем приводов МЛК, предусматривающий возможность поиска рациональных решений в различных проектных ситуациях, охватывающий полный перечень проектных процедур с созданием проектной документации подробно изложен автором в работе [65], включая пример проектиро-

вания. В работе [135] показана модификация данного метода с учетом возможностей управления комплексом критериев оценки эффективности объекта проектирования.

Стоит отметить, что создание гибкого метода проектирования любого технического объекта, включающего все стадии проектирования, является трудоемким процессом со значительными временными затратами, требующими от разработчиков высокий уровень квалификации. Поэтому, в большинстве своем, инженеры предпочитают пользоваться обобщенными сквозными методами проектирования с жестко прописанным алгоритмом действий.

1.3 Выводы по разделу 1

Анализ типовых конструкций, отечественной и зарубежной научно-технической литературы, посвященной вопросам моделирования и проектирования многоприводных ленточных конвейеров, позволяет сделать следующие выводы.

1 Сравнительный анализ схем расстановки приводов ленточных конвейеров отечественного производства позволил установить, что:

- при наличии в схеме конвейера одного или двух приводов ни один из них не выполняется промежуточным и не устанавливается на грузовой ветви; промежуточные приводы (взаимодействующие с грузовой ветвью конвейера) применяются в схемах, общее число приводов в которых составляет три и более; при этом применение хотя бы одного промежуточного привода позволило бы значительно снизить максимальное натяжение ленты конвейера и не усложнило бы общую конфигурацию системы управления конвейером; создание МЛК, в том числе методов их качественного проектирования, в данном сегменте рынка является перспективным стратегическим решением для развития отечественного конвейеростроения;

- фактически, в структурах конвейеров применяются барабанные и фрикционные ленточные приводы; остальные конструкторские решения не нашли широкого применения в силу дороговизны их реализации и эксплуатации; таким образом, при проведении дальнейших исследований на данном глобальном этапе развития техники является целесообразным установление ограничений в вопросах разработки методов тягового расчета, касающихся применения только указанных типов приводов.

2 Сравнительный анализ схем расстановки приводов ленточных конвейеров зарубежного производства позволяет сделать следующие выводы:

- наиболее распространенным техническим решением в зарубежных многоприводных ленточных конвейерах является применение головных и промежуточных барабанных приводов типа «ложный сброс»; в качестве основных мину-

сов такого решения стоит отметить необходимость промежуточной перегрузки с вытекающими дополнительными сопротивлениями движению, а также повышение уровня износа лент за счет увеличения количества загрузочных зон; положительными сторонами в данном случае являются относительная простота прогнозирования поведения барабанных приводов, а также отсутствие необходимости синхронизации скоростей лент, характерной для применения каскада конвейеров, т.к. перегрузка осуществляется на ту же движущуюся грузонесущую ленту; все указанные факторы привели к тому, что в Американском и Азиатском регионах подавляющее распространение получили многоприводные ленточные конвейеры, выполненные с применением промежуточных приводов типа «ложный сброс»; применение промежуточных ленточных приводов характерно для стран Европы и Российской Федерации;

- многие из изученных схем ленточных конвейеров зарубежного производства характеризуются наличием контактов приводных барабанов с рабочей «грязной» стороной ленты; в приводах типа «ложный сброс» такое решение объяснимо попытками максимального увеличения суммарного тягового фактора промежуточного привода путем задействования в качестве приводного устройства отклоняющего барабана каждого промежуточного привода; при этом вызывает вопрос целесообразность применения подобного решения в конструкциях головных барабанных приводов; можно предположить, что объяснение данному явлению заключается в желании конструкторов унифицировать элементы всех приводов (в том числе опорные металлоконструкции приводных станций) в рамках одного конвейера; в противном случае данное решение в долгосрочной перспективе приводит к повышенному уровню износа элементов приводных барабанов конвейеров;

- в сравнении со схемами отечественных конвейеров для некоторых зарубежных образцов машин характерно применение неуправляемых натяжных устройств (в частности, грузовых) при одновременном распространении лебедочных натяжных устройств с натяжными тележками; отечественные тяжелые ленточные конвейеры в большинстве своем характеризуются применением лебедочных натяжных устройств.

3 Концептуальные решения систем управления конвейерами вариативны и позволяют реализовывать различные качественные собственные модификации в соответствии с конкретными задачами управления, определенными техническим заданием. Проведенный сравнительный стоимостной анализ различных комплектаций двигателей и систем управления их механическими характеристиками позволяет сделать вывод о том, что повсеместное применение преобразователей частоты вне зависимости от структуры системы приводов может привести к значительным экономическим затратам при наличии возможности реализации более простых и экономически выгодных решений. Основным препятствием для применения таких решений в области создания многоприводных конвейеров является отсутствие универсальных методов их тягового расчета, учитывающих случайные отклонения рабочих параметров систем приводов.

4 Анализ различных вариантов загрузочных устройств, применяемых в том числе в наиболее распространенных промежуточных приводах типа «ложный сброс», выявил ряд значительных недостатков, характерных для загрузочных лотков и питателей. В частности, при применении загрузочных лотков груз при сходе с приводного барабана уже обладает составляющей скорости в направлении движения ленты и почти не попадает на заднюю наклонную стенку лотка, выполняющую функцию придания грузу первоначальной скорости. При этом открытая перегрузка приводит к значительным просыпям груза в зоне загрузки, в связи с чем приходится значительно наращивать высоту борта лотков. В случае установки загрузочного лотка с погрешностью груз, попадающий на ленту в конце лотка, не успевает в поперечном сечении приобрести желобчатую форму и разваливается перед выходом на линейные роlikоопоры, создавая дополнительное сопротивление движению. Применение питателей решает только одну из описанных проблем – придание грузу необходимой скорости движения, поэтому данное техническое решение может являться высокоэффективным только для скоростных магистральных ленточных конвейеров. Загрузочные бункеры могут показывать высокую эффективность в вопросах формирования сечения груза и отсутствия просыпей, но только в отношении зернистых, порошкообразных и пылевидных гру-

зов. К кусковатым грузам в силу преимущественно полиэдральности строения частиц и их крупности трудно применимы закономерности истечения груза через выпускные отверстия, что приводит к нестабильности грузопотока и необходимости уточнения реальных значений его параметров. С учетом описанных сведений целесообразно провести натурное исследование возможностей применения в зонах загрузки ленточных конвейеров бункерных устройств с нестандартными решениями выпускных отверстий (каскадом выпускных отверстий) с целью изучения качества формируемого сечения слоя груза на ленте.

5 Анализ нормативных документов, определяющих требования к структуре приборов безопасности ленточных конвейеров, показал, что шахтные многоприводные ленточные конвейеры при оснащении приборами безопасности в соответствии с нормативными документами не соответствуют необходимому уровню безопасности в силу разветвленности и определенного разнообразия конфигураций систем приводов. В связи с этим предложен универсальный перечень устройств безопасности многоприводных ленточных конвейеров, отвечающий требованиям нормативной документации при работе в шахтах, а также учитывающий возможность наличия в структуре системы приводов промежуточных приводов различной конфигурации.

6 Математические модели работы ленточных конвейеров, основанные на кусочно-линейной аппроксимации трассы конвейера, характеризуются следующими основными недостатками:

- принимаемые допущения при учете упругих и демпфирующих свойств материалов ленты в определенных случаях могут искажать реальную картину работы конвейера; в частности, не учитывается качество стыка лент и количество стыков по длине трассы, а также возможность движения стыка вдоль трассы конвейера; не учитывается изменение упругих и демпфирующих свойств ленты во времени с учетом приработки ленты, её рабочей вытяжки под действием нагрузки и натяжных устройств;

- механические характеристики приводов моделируемых конвейеров описываются упрощенно в виде линейных функций; данное допущение обосновано

при моделировании работы конвейеров в установившихся режимах, в которых рабочая ветвь механической характеристики асинхронных электродвигателей переменного тока очень близка к линейному виду; при моделировании пусковых режимов значения крутящих моментов, развиваемых электродвигателями, часто принимаются постоянными или внешними для модели, задаваемыми в виде начальных условий.

7 Разнообразие изученных математических моделей работы ленточных конвейеров в совокупности позволяет создавать эффективные методы расчета и проектирования для различных ситуаций с учетом возможности создания в каждой такой ситуации уникальной системы математических моделей, каждая из которых имеет свои пределы применения. При этом необходимо отметить некоторые аспекты, более глубокая проработка которых позволит значительно усовершенствовать существующие математические модели ленточных конвейеров, а именно:

- создание системы математического описания механических характеристик двигателей с учетом их возможных случайных отклонений, различных возможных конфигураций приводов;
- экспериментальное изучение характера и качества контакта тяговых и приводных элементов ленточных конвейеров (контакт лента-лента, контакт барабан-лента) с целью корректировки математических моделей и создания более совершенных систем прогнозирования поведения конвейеров в различных рабочих ситуациях;
- исследование возможностей применения различных современных систем диагностирования к изучению состояния ленточных конвейеров и их узлов в различные периоды времени, создание базы эксплуатационных данных, их использование в создаваемых вновь и дорабатываемых существующих математических моделях.

8 Оценивая существующие методы тягового расчета МЛК, можно сделать следующие выводы:

- наиболее точный результат при проведении тягового расчета МЛК дают методы тягового расчета с учетом механических характеристик приводов;

- наибольшую трудоемкость представляет тяговый расчет с учетом механических характеристик приводов и продольных деформаций грузонесущей и тяговых лент; наименее трудоемкий расчет – тяговый расчет, в котором тяговые усилия приводов определяются из условий буксования;

- методы тягового расчета с учетом механических характеристик приводов нецелесообразно применять в случае установки на конвейере одной приводной станции;

- существует необходимость проведения дополнительных теоретических исследований с целью выявления рациональных областей применения различных методов тягового расчета, а также создания единого дифференциального метода тягового расчета, позволяющего варьировать степень точности его проведения в зависимости от целей расчета и уникальности структур систем приводов.

9 На основе анализа существующих методов проектирования ленточных конвейеров установлено, что создание гибкого метода проектирования многоприводного ленточного конвейера, включающего все стадии проектирования, является трудоемким процессом со значительными временными затратами, требующими от разработчиков высокий уровень квалификации. Поэтому, в большинстве своем, инженеры предпочитают пользоваться обобщенными сквозными методами проектирования с жестко прописанным алгоритмом действий. При этом совершенствование существующих методов проектирования целесообразно производить в области поиска закономерностей совместной работы приводов различных конфигураций в структуре одного конвейера, развития методик выбора рациональных решений на различных этапах проектирования, введения в существующие методы проектирования более совершенных математических моделей и методов расчета, созданных на их основе.

1.4 Постановка цели и задач исследования

Целью работы является развитие элементов теории проектирования многоприводных ленточных конвейеров на основе вероятностного прогнозирования расчетных ситуаций, дифференциации тягового расчета в зависимости от уникальности структур систем приводов, реализации рекомендаций в области управления работой приводов, позволяющих в совокупности обеспечивать наилучшие показатели качества проектируемой машины в соответствии с принятыми критериями эффективности.

Для достижения указанной цели должны быть решены следующие *задачи*.

1 Разработать вероятностную математическую модель распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров, обеспечивающую повышенную точность их определения в любом случайном сочетании барабанных и ленточных приводов в структуре одного конвейера. Вероятностная математическая модель должна учитывать допустимые нормативными документами и нерегламентированные случайные возможные отклонения скольжения электродвигателей приводов в контексте качества их исполнения, тип применяемой системы управления работой приводов, влияние продольного растяжения грузонесущей и тяговых лент на распределение тяговых усилий внутри системы приводов конвейера.

2 Разработать математическую модель совместной работы электродвигателей и гидромуфт в структуре приводов ленточных конвейеров, учитывающую возможные отклонения их скольжения от номинальных значений, позволяющую формировать аналитическое описание функции механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты.

3 На основе вероятностной математической модели установить закономерности совместной работы приводов ленточных конвейеров при наличии случайных отклонений механических характеристик их электродвигателей. Разработать комплекс проектных мер, реализующих рациональную компоновку систем приводов на основе полученных закономерностей с учетом критериев их эффективности.

4 Экспериментально исследовать процесс формирования потока груза при его истечении через каскад выпускных отверстий в загрузочных и перегрузочных пунктах трасс ленточных конвейеров с целью синтеза рекомендаций по учету особенностей перегрузочных процессов при проектировании промежуточных приводов типа «ложный сброс».

5 Разработать экспериментальный стенд и выполнить исследования в области влияния конструкции промежуточного ленточного привода на его рабочие процессы с целью синтеза рекомендаций в вопросе определения тяговой способности приводов данного типа. Интегрировать указанные рекомендации в разработанные математические модели.

6 На основе предлагаемых математических моделей и проведенных экспериментальных исследований разработать метод дифференциального тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров, позволяющий варьировать степень точности его проведения в зависимости от целей расчета и уникальности структур систем приводов. Установить закономерности применения данного метода для ленточных конвейеров с системами приводов различной конфигурации.

7 На основе предлагаемых математических моделей и проведенных экспериментальных исследований с учетом метода дифференциального тягового расчета разработать и научно обосновать технические решения, позволяющие реализовать дополнительные возможности по управлению работой приводов ленточных конвейеров без усложнения и принципиального изменения систем управления двигателями.

2 ВЕРОЯТНОСТНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ ВНУТРИ СИСТЕМ ПРИВОДОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Для достижения цели и задач исследования систематизирован комплекс математических моделей распределения тяговых усилий в структуре системы приводов ленточного конвейера [63], показанный на рисунке 2.1.

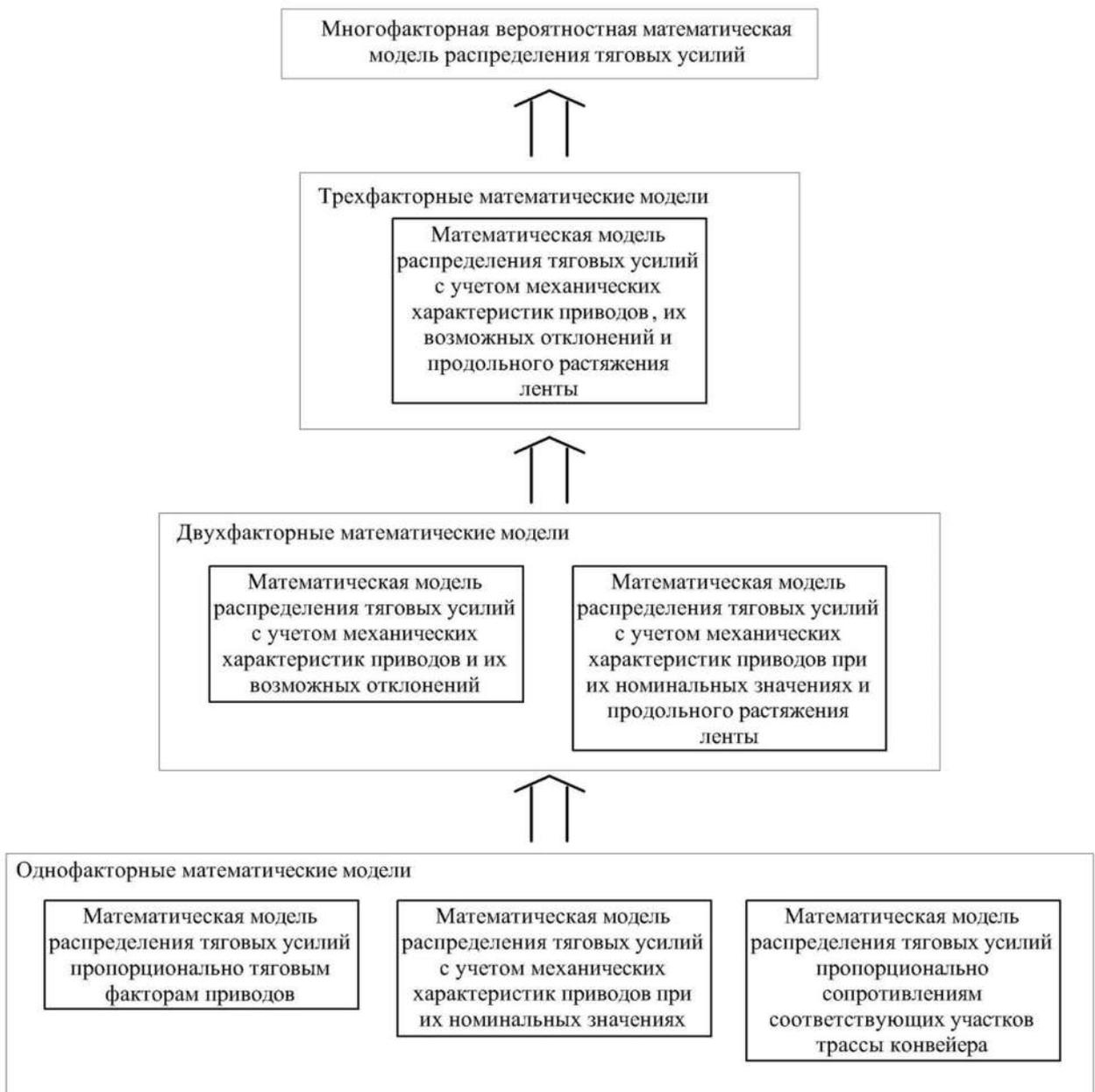


Рисунок 2.1 – Комплекс математических моделей распределения тяговых усилий в структуре системы приводов ленточного конвейера

Математические модели в представленном комплексе разделены на три уровня в соответствии с количеством базовых факторов, определяющих структуру модели. Однофакторные математические модели [20; 267] являются наиболее простыми в построении и учитывают только одну какую-либо закономерность, влияющую на распределение тяговых усилий внутри системы приводов ленточных конвейеров. Двухфакторные модели немногим более сложны в построении и могут оперировать как сочетаниями двух невязанных факторов (механические характеристики двигателей и продольное растяжение лент), так и факторами, находящимися в зависимости друг от друга (механические характеристики двигателей и их отклонения) [65; 202]. Трехфакторная математическая модель фактически объединяет в единое целое описанные выше двухфакторные модели.

Многофакторная вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий базируется на вероятностном подходе к определению отклонений скольжения электродвигателей приводов ленточных конвейеров и позволяет дополнительно учесть ряд сопутствующих факторов, влияющих на распределение тяговых усилий, в вероятностной постановке задачи моделирования, а именно:

- возможный выход границ отклонения скольжения электродвигателей за пределы, установленные нормативными документами, вызванный недостаточным контролем качества их производства, а также другими техническими условиями их производства и эксплуатации;
- возможное влияние типа применяемых в структурах конвейеров систем управления приводами и натяжными устройствами на границы интервала отклонений скольжения электродвигателей;
- степень нивелирования негативного воздействия на работу приводов от изменения границ отклонения скольжения электродвигателей вне нормативного интервала при применении в структурах приводов дополнительных предохранительных устройств (гидромуфт и т.п.);
- другие неустановленные факторы, определяемые конкретным проектным случаем.

2.1 Вероятностный подход к определению отклонений скольжения электродвигателей приводов ленточных конвейеров

В качестве базиса для построения математической модели введем коэффициент стабильности механической характеристики поставляемого электродвигателя K_H . Данный коэффициент является входным параметром модели и отражает вероятность P_H того, что поставленный предприятием-изготовителем конкретный электродвигатель характеризуется отклонением его номинального скольжения $\varepsilon_{ном}$ в пределах $0,8\varepsilon_{ном} \leq \varepsilon_{ном} \leq 1,2\varepsilon_{ном}$, определяемых согласно [66]. В дальнейшем при моделировании будем использовать указанный интервал отклонений скольжения, но он, естественно, не является единственным возможным, т.к. формируется по данным нормативных документов, сопровождающих производство электродвигателей на различных предприятиях.

В указанном интервале разброс значений $\varepsilon_{ном}$ представим с помощью нормального распределения с математическим ожиданием $a = \varepsilon_{ном}$ и функцией плотности вероятности

$$f(\varepsilon) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\varepsilon - \varepsilon_{ном})^2}{2\sigma^2}}. \quad (2.1)$$

Среднеквадратичное отклонение σ в этом случае определим из функции распределения при заданной вероятности $P_H = K_H$, полагая заданный интервал отклонения скольжения симметричным относительно $\varepsilon_{ном}$:

$$P_H = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{1,2\varepsilon_{ном} - \varepsilon_{ном}}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{0,8\varepsilon_{ном} - \varepsilon_{ном}}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt. \quad (2.2)$$

На рисунке 2.2 показаны графики плотности вероятности, построенные для различных значений коэффициента K_H при величине номинального скольжения электродвигателя $\varepsilon_{ном} = 2\%$ и его допустимых отклонениях $\pm 20\%$.

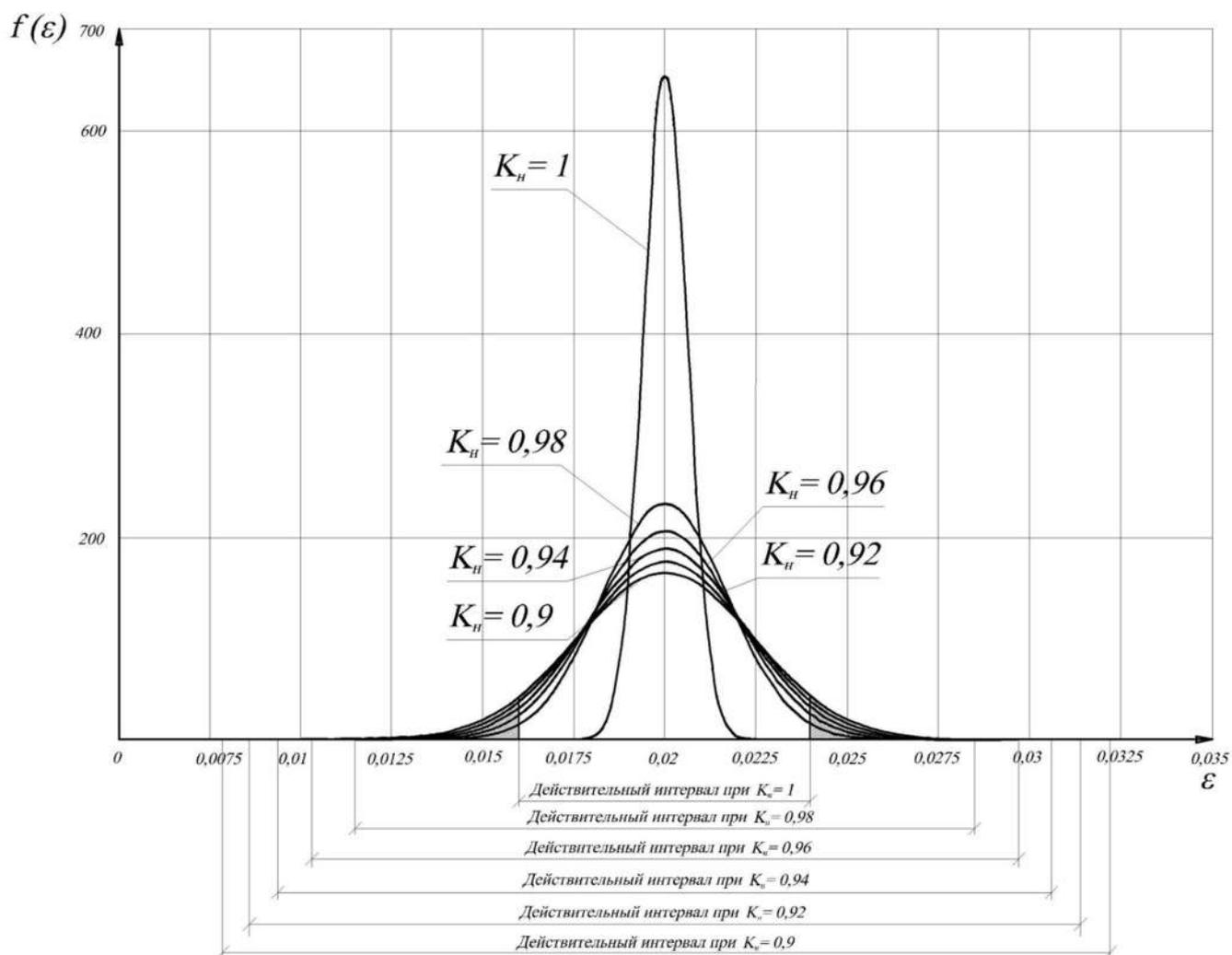


Рисунок 2.2 – Функции плотности вероятности реализации нормативного интервала скольжения электродвигателя при $\varepsilon_{ном} = 0,02$ и различных значениях K_H

При анализе данных графиков при $K_H < 1$ наглядно прослеживается процесс нарушения возможными значениями скольжения границ допустимого нормативного интервала (заштрихованные области). Величина этих областей тем больше, чем ниже коэффициент K_H . При этом можно заметить, что наибольшее смещение действительных границ интервалов скольжений соответствует диапазону изменения значений коэффициента $K_H = 0,98 \dots 1$.

При выходе возможных величин скольжения электродвигателей за пределы нормативных интервалов возникает необходимость определения действительных границ этих интервалов (также в предположении их симметрии относительно $\varepsilon_{ном}$). При известных и определенных ранее значениях $\varepsilon_{ном}$ и σ искомые границы интер-

вала $[\alpha; \beta]$ соответствуют вероятности попадания в них значений скольжения $P_H = 1$. Таким образом, функция нормального распределения запишется в виде

$$1 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{\beta - \varepsilon_{\text{ном}}}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{\alpha - \varepsilon_{\text{ном}}}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt. \quad (2.3)$$

Учитывая равенство модулей слагаемых правой части уравнения (2.3) в силу симметрии функции плотности вероятности, искомые действительные границы интервала $[\alpha; \beta]$ определяются решением данного уравнения. Полученный действительный интервал отклонения скольжения в дальнейшем используется для моделирования распределения тяговых усилий. Выход значений скольжений за пределы нормативных интервалов не является уникальным случаем. К примеру, в работе [65] при моделировании распределения тяговых усилий между приводами многоприводного ленточного конвейера и сравнении их с измеренными экспериментальными значениями величины отклонений скольжения электродвигателя одного из четырех приводов вышли за рамки нормативного интервала, что может быть объяснено как погрешностью измерительной аппаратуры, так и сбоями в системе контроля качества конкретного электродвигателя.

Анализируя вышенаписанное, раскроем технический смысл коэффициента стабильности механической характеристики K_H :

- K_H равен единице при проведении заводом-изготовителем электродвигателей тотального контроля качества каждой единицы своей выпускаемой продукции с обязательной отбраковкой электродвигателей, параметры скольжения которых выходят за пределы, установленные сопровождающим процесс производства нормативным документом; подобная система контроля качества наиболее характерна для предприятий со штучным и мелкосерийным производством;
- при снижении коэффициента K_H до значения 0,98 (условный контроль качества 98-ми из ста единиц продукции) действительный интервал отклонения скольжения с малой вероятностью (0,02) примерно в 2 раза превышает нормативный интервал, а при снижении коэффициента K_H от значения 0,98 до значения 0,9 (условный контроль качества девяти десятков из ста единиц продукции) действи-

тельный интервал отклонения скольжения с соответствующей вероятностью (0,1) примерно в 3 раза превышает нормативный интервал, из чего можно сделать вывод о незначительности влияния на возможные отклонения скольжения электродвигателей (в контексте их учета при тяговом расчете ленточных конвейеров) различий в системах условно девяностопроцентного контроля качества продукции и системах девяностовосьмипроцентного контроля качества продукции, отмечая критическую важность перехода на стопроцентный контроль.

Исходя из приведенных выводов, установим границы рекомендуемого интервала расчетных значений коэффициента K_H в диапазоне 0,98...1,0.

При моделировании не всегда присутствует необходимость учета крайних возможных значений определенного интервала скольжений электродвигателя. Определяющим фактором в данном случае является тип применяемой системы управления приводами конвейера. В общем случае управление электроприводом ленточных конвейеров преследует решение следующих задач [228]:

- 1) снижение пускового момента двигателя и динамической составляющей натяжения лент (грузонесущей и тяговых) при пуске;
- 2) снижение длительности и величины пусковых токов электродвигателей приводов конвейера;
- 3) сохранение расчетного распределения тяговых усилий между приводами во всех режимах работы;
- 4) защиту от перегрузок элементов привода.

В зависимости от числа решаемых задач (из перечисленных выше), а также степени их выполнения, можно провести градацию пускорегулирующих устройств и средств регулирования скорости ленточного конвейера (таблица 2.1).

Анализируя сведения, представленные в таблице 2.1, можно заметить, что при применении в приводах ленточных конвейеров регулируемых пуско-предохранительных гидромуфт или систем управления с тиристорным регулированием частоты тока и напряжения любые возможные отклонения скольжений электродвигателей приводов нивелируются за счет возможностей самих систем управления.

Таблица 2.1 – Соответствие систем управления конвейерами и решаемых ими задач

Тип системы управления	Номер решаемой задачи			
	1	2	3	4
Электродвигатели с фазным ротором	+	+	\pm^5	–
Тиристорное регулирование напряжения (переменный ток)	+	+	–	\pm^1
Тиристорное регулирование частоты тока и напряжения (переменный ток)	+	+	+	\pm
Нерегулируемая пуско-предохранительная гидромуфта	+	\pm^2	\pm^3	+
Регулируемая пуско-предохранительная гидромуфта	+	\pm^2	+	+
Нерегулируемая предохранительная гидромуфта	\pm^4	\pm^2	\pm^3	+

Примечания:
 Знак \pm показывает частичное решение задачи.
 1. Обеспечивается при соблюдении ограничений по количеству повторных запусков.
 2. Обеспечивается при использовании высоковольтных двигателей.
 3. Обеспечивается частично за счет смягченной механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты [65], а также дифференциации уровня заливки рабочей жидкости.
 4. Обеспечивается частично, зависит от особенностей конструкции конкретной предохранительной гидромуфты.
 5. Сохранение расчетного распределения тяговых усилий между приводами обеспечивается частично в связи со ступенчатым изменением механической характеристики электродвигателя.

Для остальных систем управления и пуско-предохранительных устройств при тяговом расчете расчетный интервал отклонения скольжения определяется устанавливаемой проектировщиком требуемой степенью точности моделирования в зависимости от уровня ответственности конвейера в рамках определенного предварительно интервала максимальных отклонений скольжений с учетом принятого коэффициента K_H .

При использовании нерегулируемых пуско-предохранительных и предохранительных гидромуфт в сочетании с электродвигателями с короткозамкнутым ротором смягчение механической характеристики двигателя приводит к уменьшению относительного интервала отклонения их номинального скольжения при постоянном скольжении гидромуфт. К примеру, при совместной работе электродвигателя (мощность 250 кВт, $\varepsilon_{\text{ном}} = 1,7\%$, синхронная частота вращения ротора 1500 об/мин, кратность максимального момента 1,9) и гидромуфты (номинальный момент 1658 Нм, активный диаметр 0,57 м, $\varepsilon_{\text{гм.ном}} = 5\%$, кратность пускового момента 1,8) при отклонении номинального скольжения двигателя $\pm 20\%$, момент, соответствующий моменту двигателя, на турбинном колесе гидромуфты реализуется в диапазоне частот вращения 1395,53...1407,3 об/мин, что составляет отклонение суммарного номинального скольжения электродвигателя и гидромуфты $\varepsilon_{\Sigma} \pm 6\%$ при $\varepsilon_{\Sigma} = 6,57\%$.

При ступенчатом изменении сопротивления в цепи ротора электродвигателя с фазным ротором (при работе на смягченных характеристиках) относительный интервал отклонения скольжений в абсолютных значениях может только увеличиваться, что требует повышенной точности моделирования.

Из графика, представленного на рисунке 2.2 (при $K_H = 1$), видно, что 90 % площади, ограничиваемой графиком плотности вероятности, приходится на интервал скольжений $\pm 5\%$ от $\varepsilon_{\text{ном}}$. При этом 45 % указанной площади приходится на интервал отклонения $\pm 1\%$ от $\varepsilon_{\text{ном}}$, что уже не оказывает существенного влияния на точность моделирования. При таком соответствии площадей границам интервалов скольжения, а также с учетом обобщения описанных выше сведений, касающихся систем управления приводами, можно сформулировать следующие рекомендации по определению степени точности построения вероятностной математической модели в зависимости от применяемой в многоприводном ленточном конвейере системы управления:

1) при применении в приводах ленточных конвейеров электродвигателей с фазным ротором, а также при использовании систем управления приводами с тиристорным регулированием напряжения точность моделирования соответствует

вероятности $P = 1$, характеризующейся необходимостью учета максимального интервала отклонения номинального скольжения;

2) при использовании в приводах нерегулируемых пуско - предохранительных и предохранительных гидромуфт в сочетании с двигателями с короткозамкнутым ротором точность моделирования соответствует вероятности $P = 0,45 \dots 0,9$, характеризующейся возможностью уменьшения расчетного интервала отклонения номинального скольжения в зависимости от степени смягчения механических характеристик; более жестким характеристикам соответствуют большие значения P ;

3) при применении в приводах ленточных конвейеров регулируемых пуско-предохранительных гидромуфт или систем управления с тиристорным регулированием частоты тока и напряжения точность моделирования определяется вероятностью $P = 0$, что соответствует достаточности проведения моделирования только по номинальным значениям скольжения электродвигателей, без учета их возможных отклонений.

В качестве примера применения вероятностного подхода рассмотрим необходимость установления параметров процедуры построения вероятностной математической модели для системы приводов ленточного конвейера, содержащей несколько приводов с электродвигателями и пуско-предохранительными нерегулируемыми гидромуфтами, при значении коэффициента стабильности механической характеристики поставляемого электродвигателя $K_H = 0,99$. Параметры двигателя и гидромуфты приведены выше.

Подставляя в зависимость (2.2) величины K_H и $\varepsilon_{\text{ном}}$ и решая данное уравнение относительно σ , получим искомую величину $\sigma = 1,319 \cdot 10^{-3}$. Найденное значение σ подставим в зависимость (2.3) и определим действительный интервал возможного отклонения номинального скольжения электродвигателя в диапазоне $0,825 \dots 2,59$ %.

С учетом значительного смягчения механической характеристики двигателя при совместной работе с гидромуфтой, а также при наличии возможности регулирования скольжения гидромуфты периодическим изменением уровня рабочей

жидкости (при остановке конвейера), зададимся минимальной необходимой степенью точности проводимого моделирования из рекомендуемого диапазона, соответствующей вероятности $P = 0,45$.

Подставляя значение P в зависимость (2.2) при известном параметре $\sigma = 1,319 \cdot 10^{-3}$, определим искомый интервал $[\alpha; \beta]$ отклонения номинального скольжения электродвигателя, необходимый для проведения тягового расчета. Указанный интервал составит $1,62 \dots 1,78 \%$.

2.2 Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей в структурах систем приводов ленточных конвейеров

Для адекватного построения вероятностной математической модели необходимо выделить ряд факторов, влияющих на отклонения механических характеристик двигателей приводов от номинальных значений, и сопоставить их с общей структурой системы приводов ленточного конвейера, показанной в [65]. К таким факторам можно отнести:

1) общесистемные приведенные отклонения механических характеристик приводов в целом по отношению друг к другу, обусловленные продольным растяжением грузонесущей и тяговых лент; отклонения данной группы воздействуют на каждый привод в системе без учета количества электродвигателей в структурах приводов;

2) общесистемные отклонения механических характеристик приводов в целом по отношению друг к другу, обусловленные спецификой работы системы управления (система управления абсолютно одинаково воздействует на отличающиеся механические характеристики всех электродвигателей какого-либо одного привода в системе);

3) внутренние отклонения скольжения каждого электродвигателя внутри какого-либо одного привода системы, связанные с конструкторско-технологическими факторами производства электродвигателей [27; 51];

4) внутренние отклонения скольжения каждого электродвигателя внутри какого-либо одного привода системы при непосредственном воздействии системы управления на механическую характеристику каждого электродвигателя [27].

Таким образом, учитывая приведенные факторы, воздействующие на отклонения механических характеристик электродвигателей, часть вероятностной математической модели распределения тяговых усилий между многодвигательными приводами ленточного конвейера, касающуюся формирования вида уравнений механических характеристик электродвигателей, можно представить в виде иерархической структуры (рисунок 2.3), привязанной к структуре системы приводов.

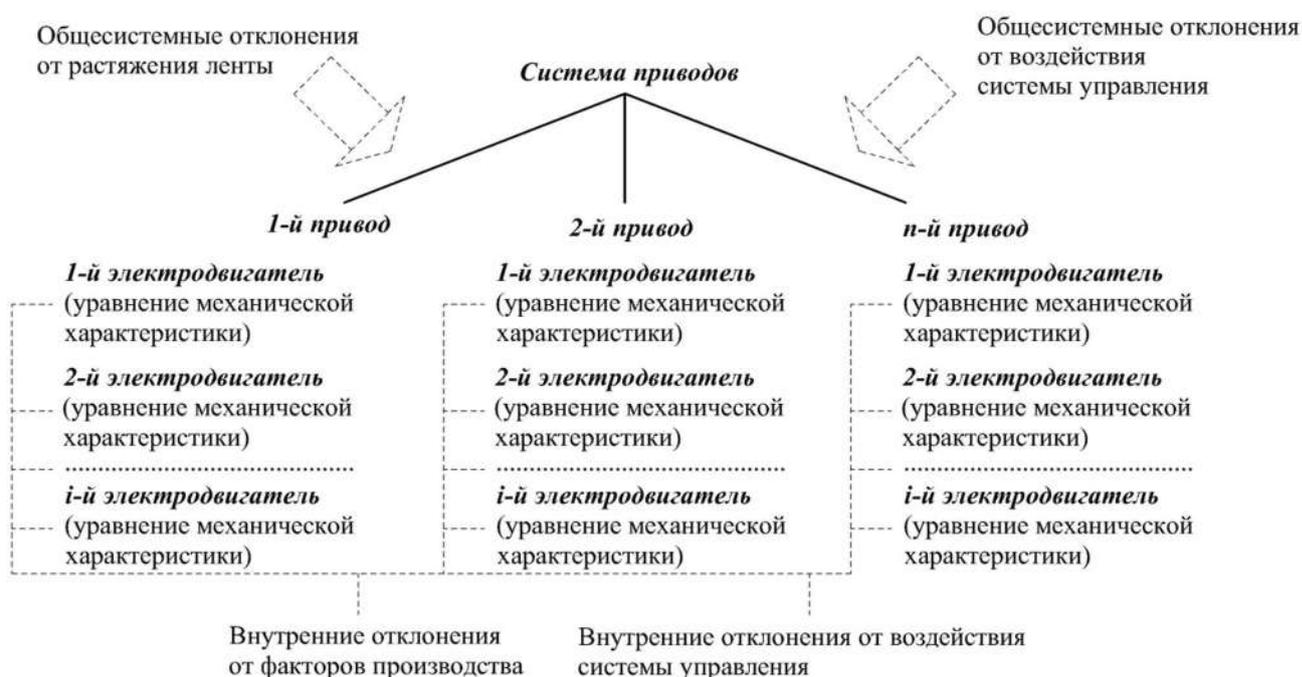


Рисунок 2.3 – Иерархическая структура системы приводов с действующими отклонениями

Каждый привод в данной структуре описывается рядом уравнений механических характеристик в соответствии с количеством электродвигателей. Вид уравнения механической характеристики каждого электродвигателя формируется внутренними отклонениями внутри привода, в котором функционирует электродвигатель, и внешними отклонениями, одинаково воздействующими на все двигатели одного какого-либо привода. Общее количество возможных комбинаций механических характеристик для мощных конвейеров с сильно разветвленными

структурами систем приводов при моделировании может быть значительным (например, для системы, состоящей из четырех приводов по четыре электродвигателя в каждом, при учете граничных и медианных функций механических характеристик общее число комбинаций составит 43046721), при этом подробному анализу при тяговом расчете необходимо будет подвергнуть лишь малую часть из них, что было показано в работе [51].

Предложенная на рисунке 2.3 иерархическая структура является обобщенной для вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в целом. Применение однодвигательных приводов является частным случаем реализации указанной иерархии.

Общесистемные отклонения механических характеристик от растяжения лент являются искусственными. Учет продольного растяжения тяговых и грузонесущей лент с помощью уравнения идеально растяжимой гибкой нити [20] по факту приводит к созданию дополнительного интервала дифференциации скоростей в разных точках контуров лент. Поскольку определяющими в данном случае являются значения скоростей в точках набегания лент на приводные барабаны и точки начала зон покоя при контакте тяговых лент с грузонесущей, то указанный интервал разности скоростей можно привязать к вероятностной модели отклонения скольжения электродвигателей, определив в общем виде его границы и степень влияния различных сопутствующих факторов на их значения.

Данное утверждение сводится к следующему принципу: в реальном конвейере упругая лента (с разными скоростями в разных точках трассы) синхронизирует работу приводов, имеющих отклонения механических характеристик в соответствии с качеством их изготовления; в предлагаемой математической модели лента принимается в виде абсолютно неупругого элемента с одинаковыми скоростями в разных точках трассы конвейера, при этом скольжение электродвигателя каждого привода получает дополнительное отклонение, эквивалентное изменению скоростей на обечайках приводных барабанов, в случае учета упругих свойств ленты.

Максимальное значение интервала дифференциации скоростей соответствует возрастанию на рассматриваемом участке натяжения ленты до максимальной величины, по которой производят выбор ленты с учетом коэффициентов запаса. Согласно [67] относительное удлинение резинотканевой ленты определяют при приложении нагрузки, составляющей 10 % номинальной прочности образца, при ширине последнего 50 ± 1 мм. Таким образом, в общем случае при применении в качестве грузонесущей и тяговой резинотканевых лент известного типоразмера с определенной шириной максимальный интервал дифференциации скоростей в разных точках контура одной ленты определится из зависимости

$$V_{i+1} = V_i(1 + s_i) = V_i \left(1 + \frac{50s}{\Delta B} \right), \quad (2.4)$$

где s_i – относительное удлинение ленты на рассматриваемом участке трассы конвейера; s – нормативное относительное удлинение ленты, определенное согласно [67]; B – ширина ленты, мм; V_{i+1} , V_i – линейная скорость точки на обечайке приводного барабана, соответственно учитывающая и не учитывающая искусственное отклонение механической характеристики электродвигателя, эквивалентное изменению скорости ленты при её растяжении-сжатии; $\Delta = 0,8 \dots 1,2$ – приведенный рекомендуемый диапазон задаваемого коэффициента запаса прочности (8...12) [242].

При анализе совместной работы контуров грузонесущей и тяговой лент, с учетом их взаимодействия, зависимость (2.4) примет вид

$$V_{i+1} = V_i \left(1 + \frac{50s_{\text{ГР}}}{\Delta B_{\text{ГР}}} \right) \left(1 + \frac{50s_{\text{Т}}}{\Delta B_{\text{Т}}} \right), \quad (2.5)$$

где $s_{\text{ГР}}$ – нормативное относительное удлинение грузонесущей ленты на рассматриваемом участке трассы конвейера, определенное согласно [67]; $s_{\text{Т}}$ – нормативное относительное удлинение тяговой ленты на рассматриваемом участке трассы промежуточного привода, определенное согласно [67]; $B_{\text{ГР}}$ – ширина грузонесущей ленты, мм; $B_{\text{Т}}$ – ширина тяговой ленты, мм.

С учетом зависимостей (2.4) и (2.5) максимальное отклонение скольжения (%) электродвигателя какого-либо привода по отношению к номинальному значению составит (для контура одной ленты)

$$\Delta\varepsilon = \left[\left(1 + \frac{50s}{\Delta B} \right) (1 - \varepsilon_{\text{НОМ}}) - 1 + \varepsilon_{\text{НОМ}} \right] \frac{100}{\varepsilon_{\text{НОМ}}}, \quad (2.6)$$

где $\varepsilon_{\text{НОМ}}$ – номинальное скольжение электродвигателя.

Для конвейеров с несколькими контурами лент (грузонесущим и тяговыми)

$$\Delta\varepsilon = \left[\left(1 + \frac{50s_{\text{ГР}}}{\Delta B_{\text{ГР}}} \right) \left(1 + \frac{50s_{\text{Т}}}{\Delta B_{\text{Т}}} \right) (1 - \varepsilon_{\text{НОМ}}) - 1 + \varepsilon_{\text{НОМ}} \right] \frac{100}{\varepsilon_{\text{НОМ}}}, \quad (2.7)$$

К примеру, при применении резиноканевой ленты с прокладками из ткани ТК при величине $s = 0,04$, ширине ленты 1600 мм и величине принятого коэффициента запаса прочности 8 (соответствует $\Delta = 0,8$) отклонение линейной скорости ленты от номинальной величины при максимальной загрузке участка между приводными барабанами (в структуре трассы конвейера только один контур грузонесущей ленты) эквивалентно отклонению скольжения электродвигателя одного из приводов от номинального на 7,66 %. При этом, согласно [66], допускаются отклонения скольжения электродвигателей в диапазоне ± 20 %.

Введение в математическую модель распределения тяговых усилий между приводами ленточного конвейера увеличенного допустимого интервала отклонения скольжения ± 20 % $\pm \Delta\varepsilon$ с учетом вероятностного подхода позволяет уйти от трудоемкой процедуры учета продольного растяжения ленты на каждом участке трассы конвейера, заменив его максимально возможным по прочности ленты эквивалентным отклонением скольжения электродвигателя соответствующего привода. Данный подход также позволяет привести уравнения систем тягового расчета, описанные в [36; 42] к линейному виду.

При использовании в конструкции конвейера резиноканевой ленты учитывать интервал $\Delta\varepsilon$ нет необходимости в связи со значительным снижением её нормативного относительного удлинения s по сравнению с резиноканевыми лентами (в 10 раз и более).

Гибкость системы сочетаний отклонений скольжения электродвигателей в случае применения многодвигательных приводов целесообразно продемонстрировать на примере конвейера ЛСТ-1600 [38; 43] при оригинальной конфигурации двигателей.

Данный конвейер оснащен двумя барабанными приводами, взаимодействующими с грузонесущей лентой. Первый по ходу движения ленты от разгрузочного барабана привод оборудован двумя электродвигателями мощностью 1000 кВт каждый [38]. Второй привод является «подматывающим» и оборудован одним электродвигателем мощностью 1000 кВт [38].

В структуре системы, состоящей из двух приводов, общесистемные приведенные отклонения механических характеристик приводов в целом по отношению друг к другу, обусловленные продольным растяжением грузонесущей ленты, будут воздействовать только на какой-либо один привод. В работе [51] данное обстоятельство в целях упрощения примера было нивелировано, что не является критическим условием для моделирования, так как в этом случае дополнительно образуется несколько фиктивных сочетаний возможных отклонений скольжения электродвигателей. Фактически, именно общесистемное приведенное отклонение от растяжения ленты и должно создавать дифференциацию между тяговыми усилиями приводов, характерную для математических моделей, описанных в [65; 135].

Обозначим отклонение скольжения в сторону увеличения жесткости механической характеристики i -го электродвигателя α_i , отклонение в сторону смягчения механической характеристики – β_i . Присваиваемый отклонению индекс соответствует порядковому номеру электродвигателя в структуре системы приводов. В случае конвейера ЛСТ-1600 для первого по ходу движения ленты двухдвигательного привода обозначим отклонения скольжения первого электродвигателя – α_1 и β_1 , второго электродвигателя – α_2 и β_2 . Отклонения скольжения электродвигателя следующего по ходу движения грузонесущей ленты «подматывающего» привода будут описываться параметрами α_3 и β_3 . При моделировании распределения тяговых усилий не должны рассматриваться сочетания параметров α_i и β_i для всех трех электродвигателей в системе приводов с одновременным учетом в каж-

дом компоненты, отвечающей за относительное удлинение ленты. При этом параметры α_1, β_1 и α_2, β_2 постоянно в процессе моделирования «работают в паре» и либо учитывают в каждом параметре отклонение от удлинения ленты, либо не учитывают его совсем.

В работе [51] при построении вероятностной математической модели было проанализировано 16 сочетаний параметров α_i и β_i для четырех приводов. Данная система сочетаний, как было описано выше, составлена с учетом упрощения и включает в себя фиктивные сочетания. Применительно к рассматриваемой ситуации на примере конвейера ЛСТ-1600 с учетом вариативности воздействия на какой-либо отдельный привод общесистемного приведенного отклонения скольжения от растяжения ленты можно сформировать систему сочетаний параметров α_i и β_i , представленную в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов

Электродвигатель	Скольжение электродвигателя в рамках сочетания															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1-й электродвигатель	α_{1p}	α_{1p}	α_{1p}	α_{1p}	β_{1p}	β_{1p}	β_{1p}	β_{1p}	α_1	α_1	α_1	α_1	β_1	β_1	β_1	β_1
2-й электродвигатель	α_{2p}	α_{2p}	β_{2p}	β_{2p}	α_{2p}	α_{2p}	β_{2p}	β_{2p}	α_2	α_2	β_2	β_2	α_2	α_2	β_2	β_2
3-й электродвигатель	α_3	β_3	α_3	β_3	α_3	β_3	α_3	β_3	α_{3p}	β_{3p}	α_{3p}	β_{3p}	α_{3p}	β_{3p}	α_{3p}	β_{3p}
Качественное описание сочетания	Отклонение скольжения от удлинения ленты в первом приводе (индекс p)								Отклонение скольжения от удлинения ленты во втором приводе (индекс p)							

При учете внутренних отклонений скольжения каждого электродвигателя внутри какого-либо одного привода системы, связанных с конструкторско-технологическими факторами их производства, параметры α_i и β_i всех трех двигателей системы изменят свои значения, что не отразится на количестве расчетных сочетаний, сформированных в таблице 2.2. Таким образом, общее число анализируемых сочетаний отклонений скольжения электродвигателей N при исследовании их тяговых способностей при работе в многодвигательной системе приводов случайной конфигурации можно определить по зависимости

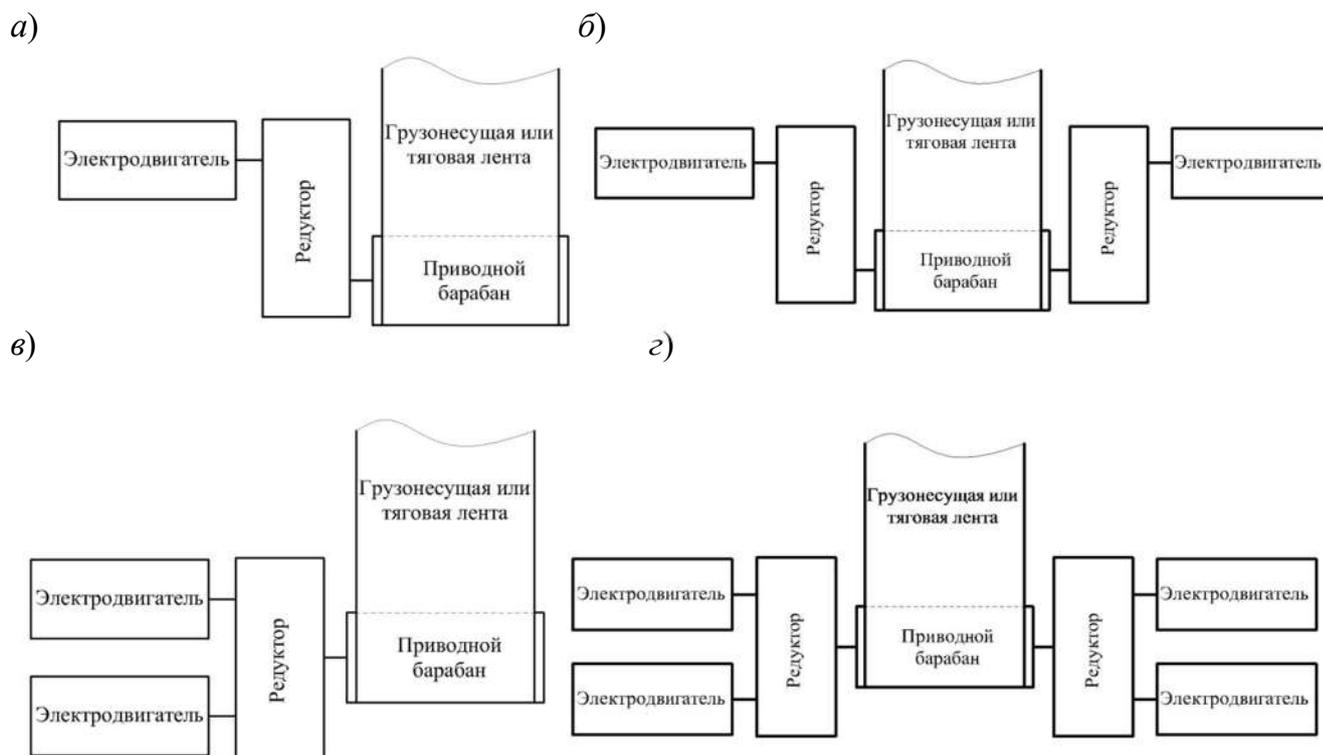
$$N = k(\gamma)^n, \quad (2.8)$$

где γ – общее количество граничных, медианных и промежуточных значений параметров α_i и β_i для одного двигателя в исследуемой системе; n – общее число электродвигателей в системе приводов; k – число приводов в системе.

Зависимость (2.8) составлена с учетом допущения, что наиболее опасным является отклонение от реализуемого тягового усилия какого-либо одного привода системы. Так, для системы приводов конвейера ЛСТ-1600, состоящей из трех электродвигателей, сгруппированных в два привода, при учете только двух граничных значений параметров α_i и β_i для каждого электродвигателя необходимо проанализировать 16 сочетаний отклонений скольжения, что было показано выше в таблице 2.2.

При анализе особенностей построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере, описанных в [51], можно заметить, что наибольшую опасность при реальной работе конвейера представляет собой случай отклонения скольжения какого-либо одного электродвигателя в сторону увеличения жесткости механической характеристики (уменьшение параметра α_i). Если одинаковые двигатели кинематически жестко связаны в структуре одного привода, то не имеет значения – у какого именно из двигателей одного привода произойдет отклонение скольжения до величины α_i . Исходя из этого, для кинематических схем многодвигательных приводов, представленных на рисунке 2.4, можно предложить ряд обязательных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей (внутренних для многодвигательных приводов) при моделировании и тяговом расчете (таблица 2.3). С учетом данных, приведенных в таблице 2.3, можно сформулировать зависимость, отражающую относительный уровень трудоемкости математического моделирования и тягового расчета многоприводного ленточного конвейера, выраженный в количестве сочетаний отклонений скольжения электродвигателей, обязательных для анализа:

$$N = \gamma_1^{n_1} \gamma_2^{n_2} \gamma_4^{n_4}. \quad (2.9)$$



а – с одним электродвигателем; *б* – с двумя разнесенными от приводного барабана электродвигателями; *в* – с двумя электродвигателями по одну сторону от приводного барабана; *з* – с четырьмя электродвигателями

Рисунок 2.4 – Кинематические схемы многодвигательных приводов ленточных конвейеров

Таблица 2.3 – Обязательные внутренние сочетания отклонений скольжения электродвигателей для многодвигательных приводов

Номер сочетания	Тип привода по количеству электродвигателей (ЭД)		
	Привод с одним ЭД	Привод с двумя ЭД	Привод с четырьмя ЭД
	Учитываемые значения параметров для сочетания		
1	α	α_1 и α_2	$\alpha_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$
2	β	α_1 и β_2	$\alpha_1, \alpha_2, \beta_3, \beta_4$
3	$\epsilon_{ном}$	β_1 и β_2	$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \beta_4$
4	–	α_1 и $\epsilon_{ном2}$	$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$
5	–	β_1 и $\epsilon_{ном2}$	$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$
6	–	$\epsilon_{ном1}$ и $\epsilon_{ном2}$	$\alpha_1, \epsilon_{ном2}, \epsilon_{ном3}, \epsilon_{ном4}$
7	–	–	$\beta_1, \epsilon_{ном2}, \epsilon_{ном3}, \epsilon_{ном4}$
8	–	–	$\alpha_1, \epsilon_{ном2}, \beta_3, \beta_4$
9	–	–	$\alpha_1, \alpha_2, \epsilon_{ном3}, \beta_4$
10	–	–	$\epsilon_{ном1}, \epsilon_{ном2}, \epsilon_{ном3}, \epsilon_{ном4}$
11	–	–	$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \epsilon_{ном4}$
12	–	–	$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \epsilon_{ном4}$

В зависимости (2.9) γ_1 – число расчетных сочетаний отклонений скольжения единственного электродвигателя в приводе согласно таблице 2.3 ($\gamma_1 = 3$); γ_2 – число расчетных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей в приводе с двумя электродвигателями согласно таблице 2.3 ($\gamma_2 = 6$); γ_4 – число расчетных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей в приводе с четырьмя электродвигателями согласно таблице 2.3 ($\gamma_4 = 12$); n_1 – число приводов с одним электродвигателем в структуре привода; n_2 – число приводов с двумя электродвигателями в структуре привода; n_4 – число приводов с четырьмя электродвигателями в структуре привода.

С учетом общесистемного приведенного отклонения механических характеристик приводов в целом по отношению друг к другу, обусловленного продольным растяжением грузонесущей ленты, совмещением выражений (2.8) и (2.9) можно получить общую зависимость, определяющую необходимое количество сочетаний отклонений скольжения электродвигателей при вероятностном моделировании и тяговом расчете для системы приводов случайной конфигурации, включающей многодвигательные приводы:

$$N = k(\gamma_1^{n_1} \gamma_2^{n_2} \gamma_4^{n_4}). \quad (2.10)$$

Детализацию по структуре каждого сочетания следует проводить с учетом данных таблицы 2.2 и таблицы 2.3.

Согласно зависимости (2.9) количество расчетных сочетаний для вероятностного моделирования работы конвейера ЛСТ-1600 составит $N = 18$. Полное число сочетаний с учетом растяжения лент согласно выражению (2.10) $N = 36$. Без учета рекомендаций таблицы 2.3 общее количество расчетных сочетаний определится по зависимости (2.8) и составит $N = 54$.

К примеру, для протяженного конвейера, описанного в [127], система приводов которого включает три последовательно расположенных барабанных привода, в каждом из которых барабан приводится двумя электродвигателями, согласно зависимости (2.10) полное количество расчетных сочетаний для вероятностного моделирования работы составит $N = 648$. Без учета рекомендаций таблицы 2.3 общее количество расчетных сочетаний определится по зависимости (2.8) и составит $N = 2187$.

В целом, можно утверждать, что проведенный теоретический анализ учета отклонений скольжения электродвигателей для различных структур многодвигательных приводов и рекомендации, полученные на его основе, позволяют в среднем в 1,5...3 раза снизить трудоемкость построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере. С увеличением количества электродвигателей в системе данный параметр увеличивается.

С учетом результатов проведенных в данном пункте теоретических исследований можно сделать следующие общие выводы:

1) система приводов, включающая в свою структуру многодвигательные приводы случайной конфигурации, является наиболее сложным и трудоемким объектом для вероятностного моделирования распределения тяговых усилий между приводами, что обусловлено учетом не только общесистемных «внешних» отклонений скольжения электродвигателей от удлинения (растяжения) конвейерных лент и воздействия системы управления, но и внутренних «внутриприводных» отклонений скольжения электродвигателей при их жестком кинематическом взаимодействии внутри привода;

2) общесистемное приведенное отклонение механических характеристик приводов в целом по отношению друг к другу, обусловленное продольным растяжением грузонесущей и тяговых лент, увеличивает число расчетных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей при моделировании кратно количеству приводов; данный вывод вытекает из допущения воздействия данного общесистемного отклонения только на какой-либо один привод системы, что соответствует результатам моделирования при использовании математических моделей, описанных в [65; 135];

3) представленные в таблице 2.3 обязательные внутренние для многодвигательных приводов сочетания отклонений скольжения электродвигателей позволяют систематизировать алгоритм построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий для любой случайной конфигурации системы приводов конвейера; полученные зависимости для определения расчетного числа сочетаний отклонений скольжения для типовых структур приводов с одним, двумя и четырьмя электродвигателями позволяют не только оценить трудоемкость построения

вероятностных математических моделей, но и с учетом структур зависимостей определиться с детальным качественным описанием каждого расчетного случая.

2.3 Структура вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров

Обобщенную структуру вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров можно представить в виде схемы (рисунок 2.5).

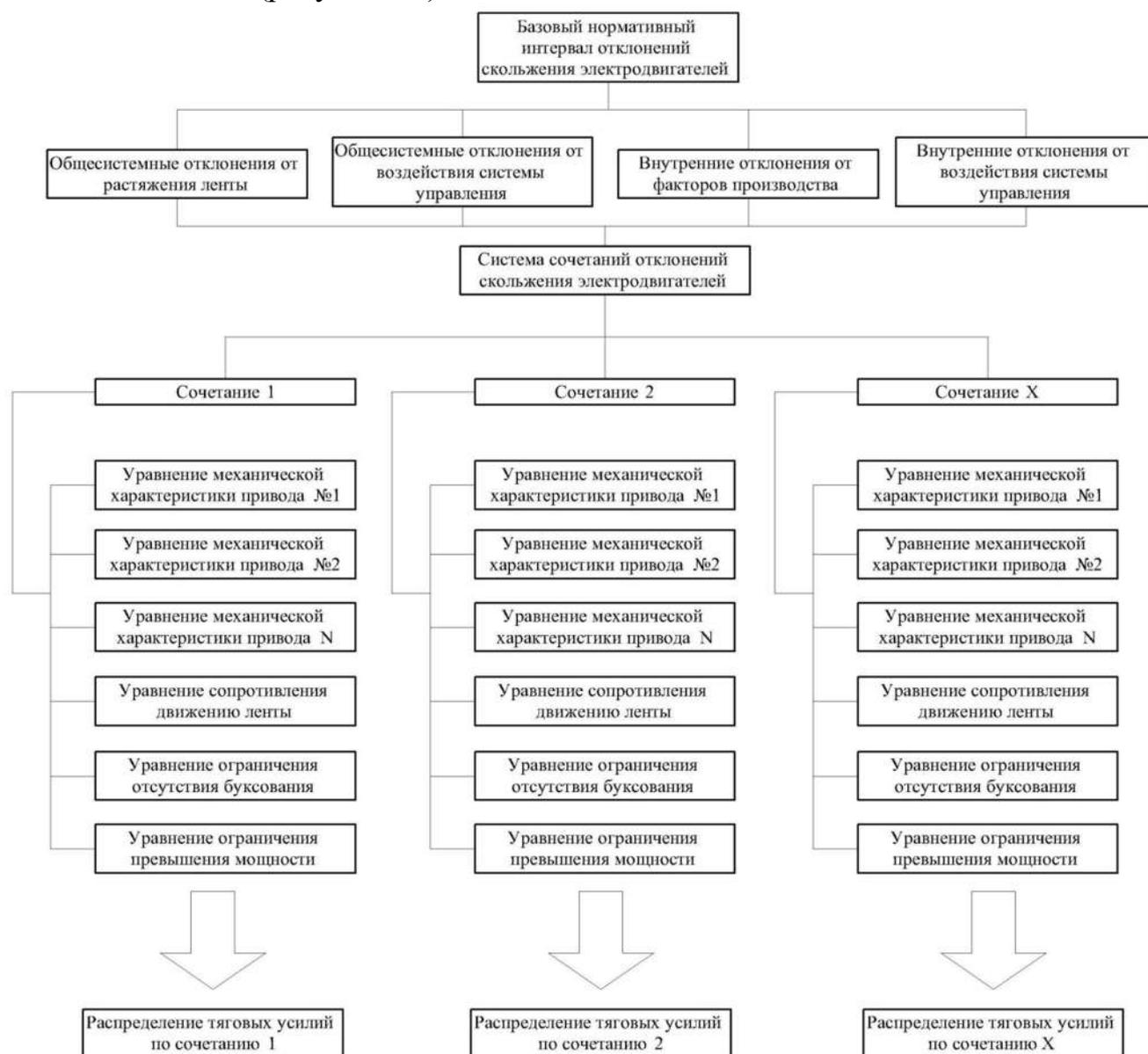


Рисунок 2.5 – Обобщенная структура вероятностной математической модели распределения тяговых усилий

Базовые нормативные интервалы отклонений скольжения электродвигателей определяются с учетом зависимостей (2.1 – 2.3). Далее в полученные интервалы вводится общесистемное отклонение скольжения от растяжения лент, формируя расчетные интервалы отклонения скольжения. При этом внешние и внутренние отклонения от воздействия системы управления и факторов производства фактически учитываются при формировании базовых интервалов отклонения скольжения электродвигателей. Данные интервалы могут являться как уникальными для каждого электродвигателя, так и общими для всех двигателей системы в зависимости от необходимой точности моделирования.

На основе расчетных интервалов отклонений скольжения с учетом данных таблицы 2.3 и зависимостей (2.8 – 2.10) формируется система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей системы приводов ленточного конвейера. Каждое из сочетаний системы оперирует уравнениями механических характеристик двигателей приводов, приведенных к обечайкам приводных барабанов, уравнениями ограничения отсутствия буксования и превышения мощности двигателей, а также обобщенным уравнением сопротивления движению ленты. Механические характеристики двигателей могут представляться как в линейном, так и в нелинейном виде посредством зависимостей, описанных в [65]. При этом наибольшую сложность и трудоемкость в построении вызывают механические характеристики совместной работы электродвигателей и гидромуфт в связи с необходимостью циклического исполнения достаточно объемного алгоритма моделирования механической характеристики для каждого из граничных и медианных значений скольжения в рассматриваемом расчетном интервале.

В результате решения системы уравнений, характеризующей каждое сочетание отклонений скольжения механических характеристик, формируется расчетное распределение тяговых усилий между приводами системы. Каждое из полученных расчетных распределений анализируется на предмет работоспособности машины в конкретных условиях, возможностей систем управления при нивелировании негативных последствий при реализации расчетного сочетания.

Рациональная последовательность построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров, учитывающая особенности использования каждого компонента модели, представлена на рисунке 2.6 [50].



Рисунок 2.6 – Последовательность построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров

Приведенная последовательность построения вероятностной математической модели справедлива для любых структур систем приводов ленточных конвейеров, в состав которых входят как барабанные, так и промежуточные ленточные приводы. Данный алгоритм универсален и позволяет избежать ошибок при построении математических моделей в случае строгой реализации.

2.4 Математическая модель совместной работы электродвигателей и гидромуфт

В случае применения в структуре приводов электродвигателей в сочетании с гидромуфтами необходим синтез аналитического описания функций механических характеристик их совместной работы. Представление функции в виде прямой искажает результаты моделирования работы приводов в некоторых сочетаниях, в частности, при моделировании последовательного отказа или остановки приводов одной системы [291].

В рамках построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий необходимо иметь спектр аналитических выражений механических характеристик, каждое из которых будет отражать какое-либо граничное или медианное значение интервала отклонений скольжения электродвигателя. Дополнительно могут быть востребованы механические характеристики, моделирующие совместную работу двигателей и гидромуфт при переменном наполнении последних.

Таким образом, с учетом представления механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты в виде гиперболической функции [291] семейство механических характеристик можно представить в виде системы уравнений (2.11).

В системе (2.11): n_c – синхронная частота вращения электродвигателя; a_1, b_1, c_1, d_1 – параметры функции для первого граничного значения интервала отклонений скольжения электродвигателя; a_2, b_2, c_2, d_2 – то же для второго граничного значения интервала отклонений скольжения электродвигателя; a_m, b_m, c_m, d_m – то же для медианного значения интервала отклонений скольжения электродвигателя;

$a_{n1}, b_{n1}, c_{n1}, d_{n1}$ – то же при первом расчетном случае изменения наполнения гидромуфты; $a_{ni}, b_{ni}, c_{ni}, d_{ni}$ – то же при i -м расчетном случае изменения наполнения гидромуфты.

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{1T}(n_T) = \frac{-b_1}{a_1(n_c - n_T) + c_1} + d_1; \\ M_{2T}(n_T) = \frac{-b_2}{a_2(n_c - n_T) + c_2} + d_2; \\ M_{mT}(n_T) = \frac{-b_m}{a_m(n_c - n_T) + c_m} + d_m; \\ M_{Tn1}(n_T) = \frac{-b_{n1}}{a_{n1}(n_c - n_T) + c_{n1}} + d_{n1}; \\ \dots\dots\dots \\ M_{Tni}(n_T) = \frac{-b_{ni}}{a_{ni}(n_c - n_T) + c_{ni}} + d_{ni}. \end{array} \right. \quad (2.11)$$

Структурная схема математической модели совместной работы электродвигателей и гидромуфт представлена на рисунке 2.7.



Рисунок 2.7 – Структурная схема математической модели совместной работы электродвигателей и гидромуфт

Модуль «Аналитическое описание кривой коэффициента момента гидромфты λ » (рисунок 2.7).

Исходными данными при реализации данного модуля являются:

- момент гидромфты при номинальном скольжении $M_{\text{ГМНОМ}}$, Нм;
- плотность рабочей жидкости гидромфты ρ , кг/м³;
- активный диаметр гидромфты D_a , м;
- номинальное скольжение гидромфты $\varepsilon_{\text{ГМНОМ}}$;
- синхронная частота вращения вала электродвигателя n_c , об/мин;
- кратность пускового момента гидромфты k .

Модуль состоит из двух подмодулей. В первом подмодуле определяются следующие вспомогательные параметры [65]:

- номинальная частота вращения турбинного колеса гидромфты, соответствующая номинальному скольжению

$$n_{\text{ГМНОМ}} = n_c (1 - \varepsilon_{\text{ГМНОМ}}); \quad (2.12)$$

- номинальное значение коэффициента момента гидромфты $\lambda_{\text{НОМ}}$, соответствующее номинальной частоте вращения турбинного колеса гидромфты

$$\lambda_{\text{НОМ}} = \frac{M_{\text{ГМНОМ}}}{\rho D_a^5 n_{\text{ГМНОМ}}^2}; \quad (2.13)$$

- пусковой момент гидромфты

$$M_{\text{ГМП}} = k M_{\text{ГМНОМ}}; \quad (2.14)$$

- максимальное значение коэффициента момента гидромфты λ_{max}

$$\lambda_{\text{max}} = k \lambda_{\text{НОМ}}. \quad (2.15)$$

Второй подмодуль сводится к решению системы уравнений (2.17), в результате чего определяются параметры кривой коэффициента момента гидромфты (a, b, c, d), также представляемой в виде гиперболы [65]

$$\lambda(\varepsilon) = \frac{-b}{a\varepsilon + c} + d, \quad (2.16)$$

где ε – скольжение гидромфты.

Система уравнений второго подмодуля выглядит следующим образом.

$$\begin{cases} 0 = \frac{-b}{c} + d; \\ \lambda_{\text{НОМ}} = \frac{-b}{a \varepsilon_{\text{ГМНОМ}} + c} + d; \\ \lambda_{\text{макс}} = \frac{-b}{a + c} + d; \\ \frac{\lambda_{\text{НОМ}}}{2} = \frac{-b}{a \left(\frac{\varepsilon_{\text{ГМНОМ}}}{2} \right) + c} + d. \end{cases} \quad (2.17)$$

Модуль «Аналитическое описание механической характеристики электродвигателя» (рисунок 2.7).

Исходными данными при реализации данного модуля являются:

- номинальная мощность электродвигателя $N_{\text{НОМ}}$, кВт;
- номинальное скольжение электродвигателя $\varepsilon_{\text{Н}}$;
- кратность максимального момента электродвигателя $k_{\text{эд}}$.

В рамках данного модуля предварительно определяются следующие вспомогательные параметры:

- номинальный момент электродвигателя

$$M_{\text{НОМ}} = 9550 \frac{N_{\text{НОМ}}}{n_{\text{с}}(1 - \varepsilon_{\text{Н}})}; \quad (2.18)$$

- максимальный момент, развиваемый электродвигателем

$$M_{\text{макс}} = k_{\text{эд}} M_{\text{НОМ}}; \quad (2.19)$$

- критическое скольжение электродвигателя

$$\varepsilon_{\text{кр}} = k_{\text{эд}} \varepsilon_{\text{Н}} + \varepsilon_{\text{Н}} \sqrt{k_{\text{эд}}^2 - 1}. \quad (2.20)$$

При описании механической характеристики электродвигателя используется формула Клосса [65]

$$M_{\text{НОМ}}(n) = \frac{2M_{\text{макс}}}{\frac{\left(1 - \frac{n}{n_{\text{с}}}\right)}{\varepsilon_{\text{кр}}} + \frac{\varepsilon_{\text{кр}}}{\left(1 - \frac{n}{n_{\text{с}}}\right)}}, \quad (2.21)$$

где n – частота вращения вала электродвигателя.

Модуль «Аналитическое описание семейства механических характеристик гидромуфты» (рисунок 2.7).

Данный модуль состоит из двух подмодулей. В первом подмодуле задается ряд отклонений скольжения гидромуфты в пределах $0 \dots 1$. Большое количество заданных значений способствует более точной аппроксимации механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты. В настоящей математической модели используется ряд значений скольжения, соответствующих геометрической прогрессии со знаменателем 2, а именно: 1; 0,5; 0,25; 0,125; 0,0625; 0,03125; 0,015625; 0,0078125; 0,0039; 0,00195.

Для каждого задаваемого значения скольжения определяется соответствующий ему коэффициент момента гидромуфты с использованием зависимости (2.16) с вычисленными коэффициентами кривой согласно (2.17).

Семейство механических характеристик гидромуфты представляет собой совокупность уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{\text{ГМ1}}(n) = \lambda_{\varepsilon 1} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,5)}(n) = \lambda_{\varepsilon(0,5)} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,25)}(n) = \lambda_{\varepsilon(0,25)} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,125)}(n) = \lambda_{\varepsilon(0,125)} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,0625)}(n) = \lambda_{\varepsilon(0,0625)} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,03125)}(n) = \lambda_{\varepsilon(0,03125)} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,015625)}(n) = \lambda_{\varepsilon(0,015625)} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,0078125)}(n) = \lambda_{\varepsilon(0,0078125)} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,0039)}(n) = \lambda_{\varepsilon(0,0039)} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,00195)}(n) = \lambda_{\varepsilon(0,00195)} \rho D_a^5 n^2. \end{array} \right. \quad (2.22)$$

Модуль «Аналитическое описание механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты» (рисунок 2.7).

Данный модуль также состоит из двух подмодулей.

В первом подмодуле последовательно сопоставляются выражения из системы (2.22) с уравнением (2.21), в результате чего определяются значения частот вращения насосного колеса гидромуфты и соответствующие им величины развиваемых гидромуфтой моментов. При известных соответствующих значениях скольжения гидромуфты вычисляются частоты вращения её турбинного колеса.

Во втором подмодуле на основе полученных значений моментов гидромуфты и соответствующих им частот вращений турбинного колеса производится интерполяция механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты на основе выражений (2.11). Вычисление коэффициентов гипербол осуществляется аналогично вычислению параметров гиперболы коэффициента момента гидромуфты.

Пример построения математической модели совместной работы электродвигателя и гидромуфты.

В качестве примера рассмотрим математическую модель совместной работы электродвигателя и гидромуфты со следующими параметрами: $N_{\text{ном}} = 250$ кВт; $\varepsilon_{\text{н}} = 0,017$; $k_{\text{эд}} = 1,9$; $M_{\text{ГМНОМ}} = 1658$ Нм; $\rho = 890$ кг/м³; $D_{\text{а}} = 0,57$ м; $\varepsilon_{\text{ГМНОМ}} = 0,05$; $n_{\text{с}} = 1500$ об/мин; $k = 1,8$.

Номинальная частота вращения турбинного колеса гидромуфты, соответствующая номинальному скольжению, согласно зависимости (2.12) $n_{\text{ГМНОМ}} = 1425$ об/мин. Номинальное значение коэффициента момента гидромуфты, соответствующее номинальной частоте вращения турбинного колеса гидромуфты, согласно зависимости (2.13) $\lambda_{\text{ном}} = 1,525 \times 10^{-5}$. Пусковой момент гидромуфты с учетом формулы (2.14) составит $M_{\text{ГМП}} = 2984,4$ Нм. Максимальное значение коэффициента момента гидромуфты согласно зависимости (2.15) $\lambda_{\text{мах}} = 2,745 \times 10^{-5}$.

Система уравнений второго подмодуля (2.17) для указанных начальных условий и дополнительно вычисленных параметров примет вид

$$\begin{cases} 0 = \frac{-b}{c} + d; \\ 1,525 \cdot 10^{-5} = \frac{-b}{a \cdot 0,05 + c} + d; \\ 2,745 \cdot 10^{-5} = \frac{-b}{a + c} + d; \\ \frac{1,525 \cdot 10^{-5}}{2} = \frac{-b}{a \frac{0,05}{2} + c} + d. \end{cases} \quad (2.23)$$

В результате решения системы уравнений (2.23) получим выражение для функции кривой коэффициента момента гидромуфты

$$\lambda(\varepsilon) = \frac{-9,45 \cdot 10^{-9}}{6,04 \cdot 10^{-3} \varepsilon + 3,21 \cdot 10^{-4}} + 2,91 \cdot 10^{-5}. \quad (2.24)$$

График функции представлен на рисунке 2.8.

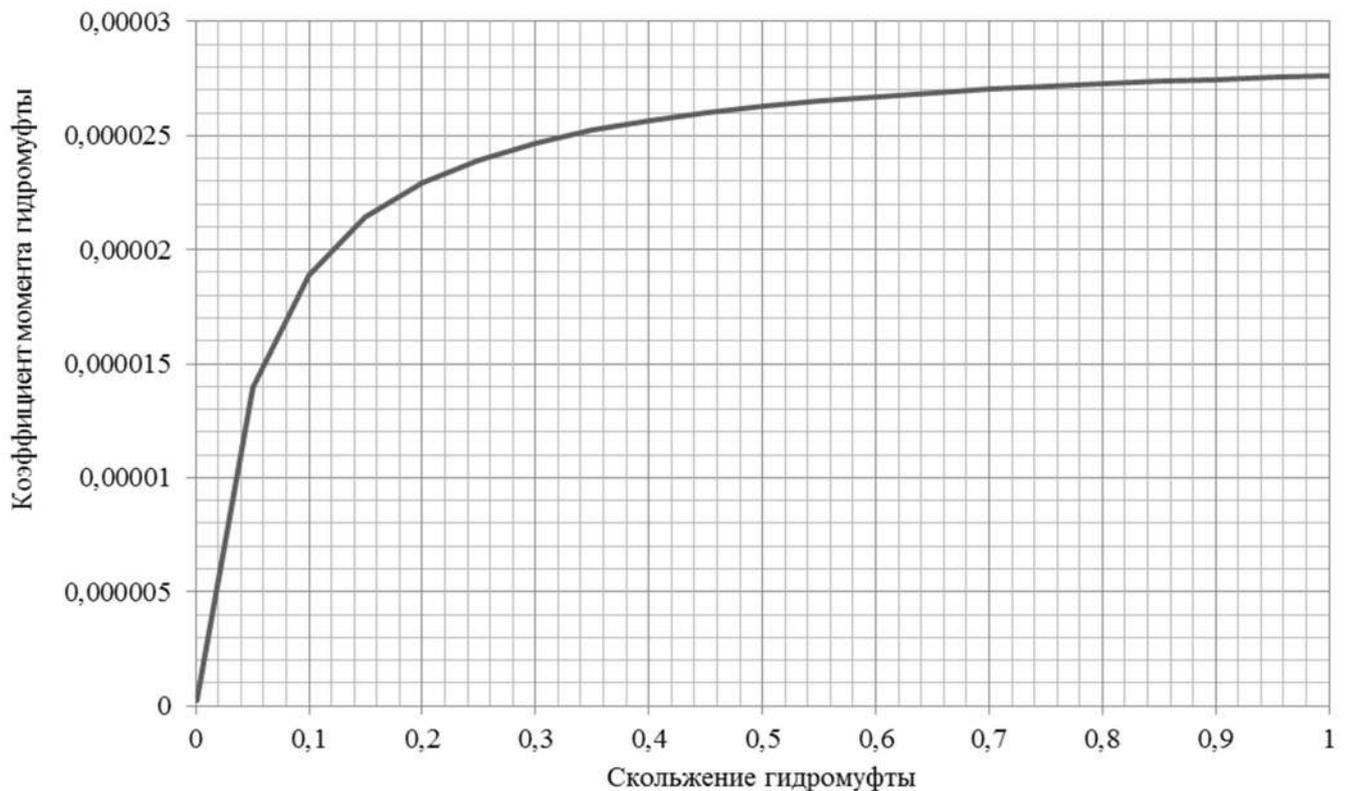


Рисунок 2.8 – График функции кривой коэффициента момента гидромуфты

Номинальный момент электродвигателя согласно зависимости (2.18) составит $M_{\text{ном}} = 1619,2$ Нм. Максимальный момент, развиваемый электродвигателем, с

учетом формулы (2.19) $M_{\max} = 3076,5$ Нм. Критическое скольжение электродвигателя согласно зависимости (2.20) $\varepsilon_{\text{кр}} = 0,05976$.

Таким образом, механическая характеристика электродвигателя, описываемая зависимостью (2.21), примет следующий вид

$$M_{\text{эд}}(n) = \frac{2 \cdot 3076,5}{\frac{\left(1 - \frac{n}{1500}\right)}{0,05976} + \frac{0,05976}{\left(1 - \frac{n}{1500}\right)}}. \quad (2.25)$$

Последовательной подстановкой значений скольжения гидромуфты (1; 0,5; 0,25; 0,125; 0,0625; 0,03125; 0,015625; 0,0078125; 0,0039; 0,00195) в зависимость (2.24) определяется ряд соответствующих значений коэффициента момента гидромуфты λ (ε_i). С учетом данного ряда семейство механических характеристик гидромуфты запишется в виде системы уравнений (2.26).

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{\text{ГМ1}}(n) = 2,76 \cdot 10^{-5} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,5)}(n) = 2,63 \cdot 10^{-5} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,25)}(n) = 2,39 \cdot 10^{-5} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,125)}(n) = 2,03 \cdot 10^{-5} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,0625)}(n) = 1,56 \cdot 10^{-5} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,03125)}(n) = 1,06 \cdot 10^{-5} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,015625)}(n) = 6,36 \cdot 10^{-6} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,0078125)}(n) = 3,44 \cdot 10^{-6} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,0039)}(n) = 1,68 \cdot 10^{-6} \rho D_a^5 n^2; \\ M_{\text{ГМ}(0,00195)}(n) = 7,12 \cdot 10^{-7} \rho D_a^5 n^2. \end{array} \right. \quad (2.26)$$

Проверка критерия корректности выбора гидромуфты по её номинальным характеристикам (проверка отсутствия пересечения механической характеристики гидромуфты при скольжении $\varepsilon_{\text{ГМном}} = 1$ с рабочей ветвью механической характеристики электродвигателя) заключается в построении и анализе графиков механической характеристики электродвигателя и семейства механических характеристик

гидромуфты (рисунок 2.9). Рабочая ветвь механической характеристики электродвигателя на рисунке 2.9 соответствует диапазону частот вращения 1410...1500 об/мин. Применение при моделировании формулы Клосса (зависимость 2.21) позволяет с высокой степенью точности смоделировать именно рабочую ветвь механической характеристики электродвигателя, не являющуюся линейной функцией, при этом ветвь, соответствующая диапазону частот 0...1410 об/мин в данном случае является мнимой и не отражает реальный вид механической характеристики электродвигателя, которой, как правило, соответствуют значительно более высокие величины пускового момента. Таким образом, при анализе графиков на рисунке 2.9 точками пересечения кривых гидромуфты с нерабочей ветвью характеристики электродвигателя можно пренебречь.

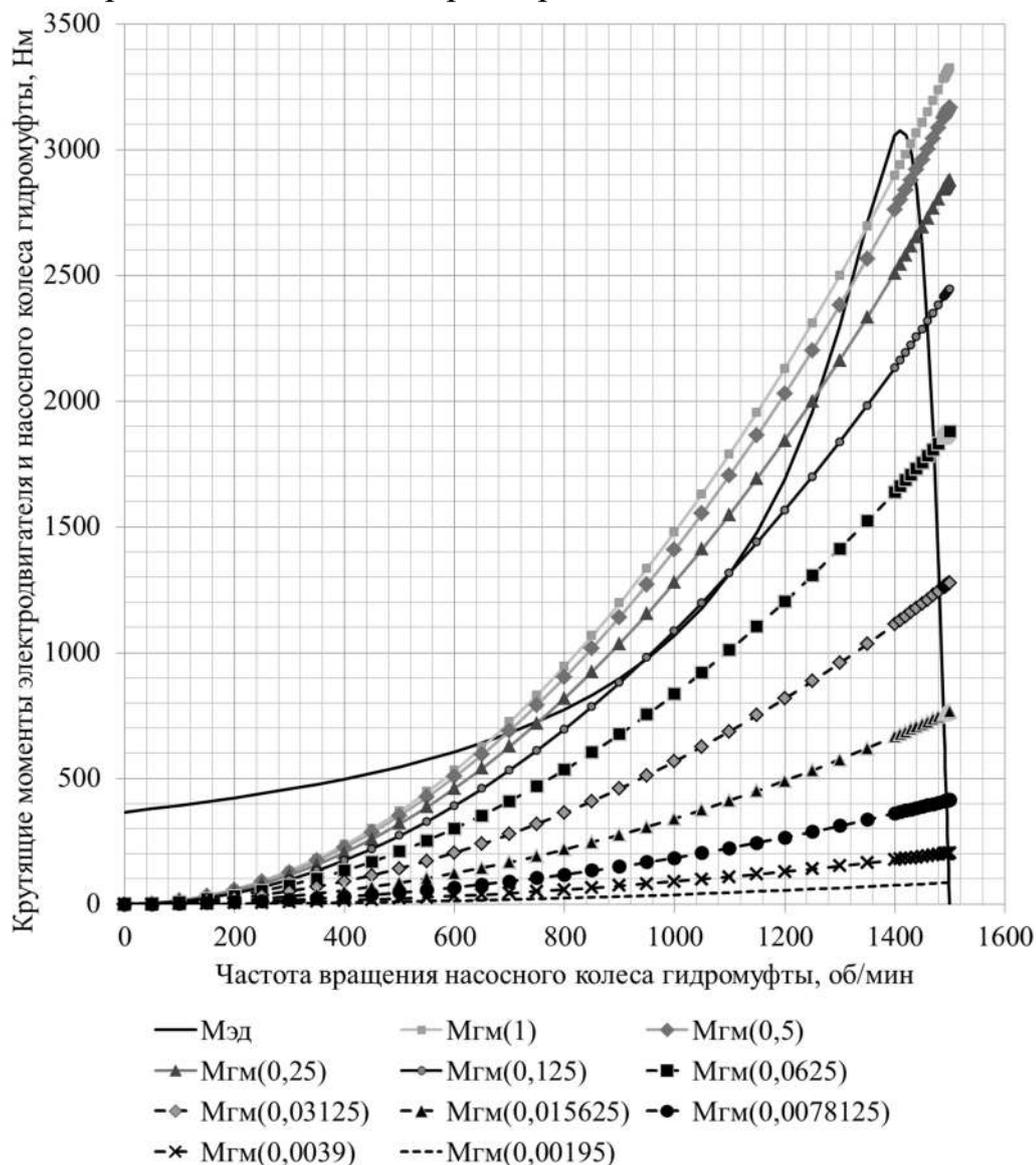


Рисунок 2.9 – Функции механических характеристик гидромуфты

В случае интерполяции механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты на основе выражений (2.11) формируется следующая зависимость момента, передаваемого гидромуфтой, от частоты вращения турбинного колеса гидромуфты

$$M_{1Г}(n_T) = \frac{-1,47 \cdot 10^6}{4,98(n_c - n_T) + 428,16} + 3241,51. \quad (2.27)$$

В случае невозможности проведения интерполяции вместо зависимости (2.27) с высокой степенью точности конечного результата может быть использована следующая эмпирическая зависимость, полученная в результате анализа процесса моделирования

$$M_T(n_T) = \frac{-b\rho D_a^5 n_{н1}^2}{a \left(1 - \frac{n_T}{n_{н0,00195}} \right) + c} + d\rho D_a^5 n_{н1}^2, \quad (2.28)$$

где $n_{н0,00195}$ – частота вращения насосного колеса гидромуфты при скольжении последней 0,195 % в точке пересечения кривой гидромуфты и рабочей ветви механической характеристики электродвигателя; $n_{н1}$ – то же при скольжении гидромуфты 100 %.

Графики механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты (зависимости 2.27, 2.28) представлены на рисунке 2.10. Приемлемость применения той или иной зависимости к различным расчетным ситуациям определяется целями расчета. Например, с учетом графиков, показанных на рисунке 2.10, при моделировании неравномерности распределения тяговых усилий приводов ленточных конвейеров, развиваемых в установившемся режиме работы, целесообразнее применение зависимости (2.28). Данная зависимость обладает повышенной «крутизной» наклона рабочей ветви (диапазон частот вращения 1000...1500 об/мин), что, в свою очередь, приведет к более значительному разбросу значений тяговых усилий приводов (система искусственно поставлена в ухудшенные условия по сравнению с возможными реальными сценариями работы конвейера) [135; 291].

Применение зависимости (2.27) целесообразно при моделировании распределения тяговых усилий между приводами конвейера в случае последовательного

отказа приводов [135; 291]. В этом случае в диапазоне частот вращения турбинного колеса 500...1000 об/мин зависимость (2.27) имеет повышенную «крутизну» наклона механической характеристики по сравнению с зависимостью (2.28), что опять же ставит систему в более невыгодные расчетные условия.

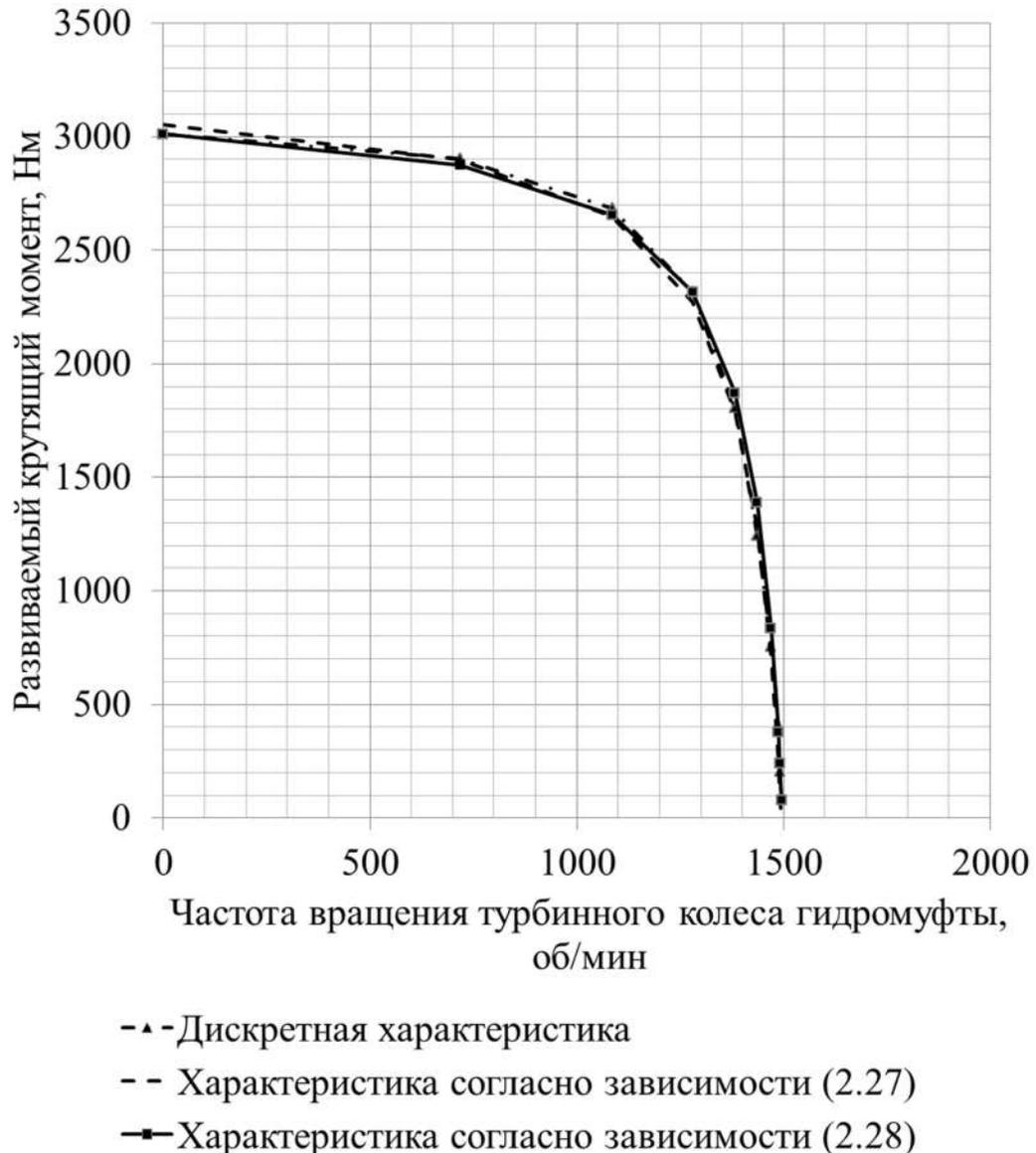


Рисунок 2.10 – Механические характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты

Разность значений крутящего момента на турбинном колесе, определенных по зависимостям (2.27) и (2.28), при значении его частоты вращения 1350 об/мин (наибольшее видимое расхождение механических характеристик на рисунке 2.10) составляет 69,97 Нм или 3,5 %.

Стоит отметить, что зависимость (2.27) оперирует повышенным начальным крутящим моментом при разгоне турбинного колеса гидромолфы по сравнению с дискретной (опытной) характеристикой и значением момента, определяемым по зависимости (2.28). Величина расхождения составляет 42,37 Нм или 1,4 %.

При учете отклонений номинального скольжения электродвигателей в диапазоне $\pm 20\%$ (два граничных значения и одно медианное, соответствующее номинальному режиму работы) семейство механических характеристик совместной работы электродвигателя и гидромолфы (2.11) с использованием зависимости (2.27) примет вид

$$\begin{cases} M_{T1}(n_T) = \frac{-9,28 \cdot 10^4}{0,306(n_c - n_T) + 26,984} + 3210,13; \\ M_{T2}(n_T) = \frac{-1,06 \cdot 10^5}{0,351(n_c - n_T) + 30,955} + 3286,34; \\ M_{TM}(n_T) = \frac{-1,47 \cdot 10^6}{4,98(n_c - n_T) + 428,16} + 3241,51. \end{cases} \quad (2.29)$$

Семейство механических характеристик совместной работы электродвигателя и гидромолфы (2.11) с использованием зависимости (2.28) примет вид

$$\begin{cases} M_{T1}(n_T) = \frac{-b\rho D_a^5 n_{H1}^2}{a\left(1 - \frac{n_T}{1498,51}\right) + c} + d\rho D_a^5 1418,2^2; \\ M_{T2}(n_T) = \frac{-b\rho D_a^5 n_{H1}^2}{a\left(1 - \frac{n_T}{1499}\right) + c} + d\rho D_a^5 1435,59^2; \\ M_{TM}(n_T) = \frac{-b\rho D_a^5 n_{H1}^2}{a\left(1 - \frac{n_T}{1498,75}\right) + c} + d\rho D_a^5 1427,07^2. \end{cases} \quad (2.30)$$

В системе уравнений (2.30) коэффициенты a , b , c , d определены соответственно зависимостями (2.16) и (2.24).

Графическая интерпретация граничных механических характеристик совместной работы электродвигателей и гидромолфы, соответствующих отклонениям номинального скольжения в пределах $\pm 20\%$, представлена на рисунке 2.11 (графики построены по зависимостям системы уравнений (2.30), наиболее точно от-

ражающим пусковые характеристики по отношению к дискретной (опытной) механической характеристике). Для удобства визуального анализа графики построены в одной системе с номинальной механической характеристикой.

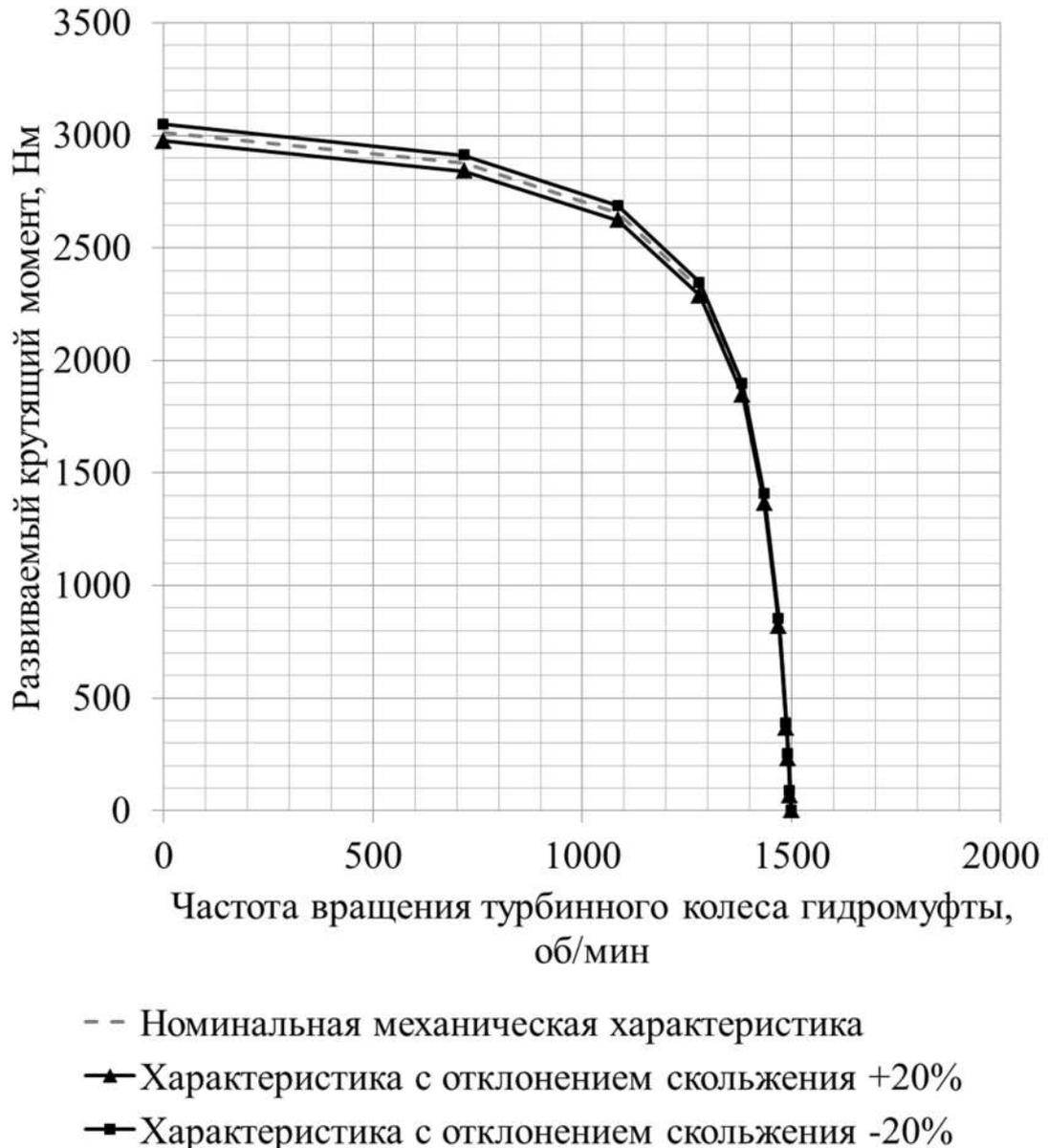


Рисунок 2.11 – Механические характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты с учетом отклонений скольжения

При анализе графиков на рисунке 2.11 разность крутящих моментов на турбинном колесе гидромуфты в момент начала его разгона с учетом граничных зависимостей составляет 73,4 Нм или 2,47 %. В процессе дальнейшего разгона турбинного колеса данное отклонение при приближении к номинальным значениям частоты вращения и развиваемого момента нивелируется.

Таким образом, воздействие отклонений номинальных значений скольжения электродвигателей в структурах приводов ленточных конвейеров на распределение тяговых усилий в значительной степени уменьшается при их совместном использовании с гидромуфтами.

2.5 Моделирование распределения тяговых усилий между приводами ленточного конвейера с гидромуфтами при их последовательном отказе

Рассмотрим процесс распределения тяговых усилий между приводами при их последовательном отказе с использованием предложенной математической модели и модели, описанной в работе [202], на примере ленточного конвейера, имеющего четыре барабанных привода с тройной промежуточной перегрузкой (рисунок 2.12). Производительность конвейера 3000 т/ч, скорость движения ленты 3,15 м/с. Каждый привод оснащен электродвигателем с короткозамкнутым ротором мощностью 250 кВт каждый и гидромуфтами ГПЭ570-20. На рисунке 2.12 длины участков указаны в метрах.

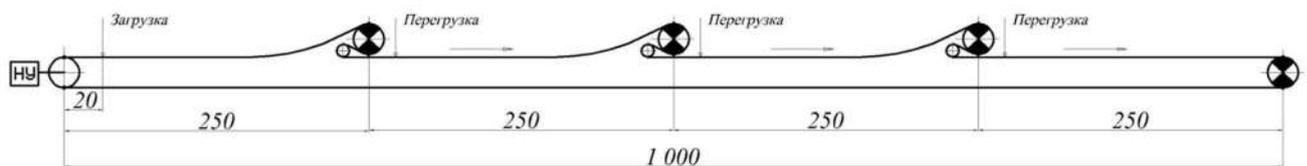


Рисунок 2.12 – Схема трассы конвейера с четырьмя барабанными приводами

При моделировании в рассматриваемом примере не учитывается продольное растяжение ленты. Данное допущение не дает существенных погрешностей при использовании резиновых лент и наличии относительно мягких механических характеристик приводов, что достигается применением гидромуфт. При отказе какого-либо привода его тяговое усилие становится равным нулю.

При нормальной работе всех четырех приводов без отклонений скольжений математическая модель распределения тяговых усилий при стационарном режиме работы описывается системой уравнений

$$\begin{cases} 1,22S_1 + 268857 - 1,16F_1 - 1,1F_2 - 1,05F_3 - F_4 = S_1; \\ F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = \frac{31,5}{0,6} \left(\frac{324043}{(-1,02)(n_c - n_T) - 96,68} + 3261 \right); \\ F_4 = S_1 (e^{\mu\alpha} / k_3 - 1). \end{cases} \quad (2.31)$$

Результаты моделирования представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Сравнение результатов моделирования

Параметр	Предложенная математическая модель			Математическая модель [202]		
	Количество работающих приводов			Количество работающих приводов		
	4	3	2	4	3	2
Величина S_{\min} , кН	24,4	33,6	52,4	24,4	33,6	52,4
Тяговые усилия приводов, кН	63,6	87,6	136,7	63,6	87,6	136,7
Скорость движения ленты, м/с	2,87	2,78	2,22	2,845	2,79	2,68
Производительность, т/ч	2735	2651	2113	2710	2657	2550

Сравнивая две модели (таблица 2.4) можно отметить, что при нормальной работе всех четырех приводов и отказе одного из них результаты моделирования сопоставимы. При отказе двух приводов предложенная математическая модель дает более корректный результат. Разница в падении производительности значительная – 437 т/ч. При увеличении скольжения электродвигателя четвертого привода в допустимых пределах математическая модель распределения тяговых усилий в стационарном режиме работы описывается системой уравнений

$$\begin{cases} 1,22S_1 + 268857 - 1,16F_1 - 1,1F_2 - 1,05F_3 - F_4 = S_1; \\ F_4 = \frac{31,5}{0,6} \left(\frac{2927730}{(-8,95)(n_c - n_T) - 879,87} + 3232 \right); \\ F_1 = F_2 = F_3 = \frac{31,5}{0,6} \left(\frac{324043}{(-1,02)(n_c - n_T) - 96,68} + 3261 \right); \\ F_4 = S_1 (e^{\mu\alpha} / k_3 - 1). \end{cases} \quad (2.32)$$

Аналогично при уменьшении скольжения электродвигателя четвертого привода в допустимых пределах математическая модель распределения тяговых усилий в стационарном режиме работы описывается системой

$$\begin{cases} 1,22S_1 + 268857 - 1,16F_1 - 1,1F_2 - 1,05F_3 - F_4 = S_1; \\ F_4 = \frac{31,5}{0,6} \left(\frac{712948}{(-2,32)(n_c - n_T) - 211,3} + 3290 \right); \\ F_1 = F_2 = F_3 = \frac{31,5}{0,6} \left(\frac{324043}{(-1,02)(n_c - n_T) - 96,68} + 3261 \right); \\ F_4 = S_1 (e^{\mu\alpha} / k_3 - 1). \end{cases} \quad (2.33)$$

Результаты моделирования представлены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Сравнение результатов моделирования

Параметр	Предложенная математическая модель			Математическая модель [202]		
	Количество работающих приводов			Количество работающих приводов		
	4	3	2	4	3	2
Увеличенное скольжение четвертого привода						
Величина S_{\min} , кН	25,7	32,9	51,9	23,5	32,4	51
Тяговое усилие первого привода, кН	64,1	-	-	64,3	-	-
Тяговое усилие второго привода, кН	64,1	88,3	-	64,3	88,9	-
Тяговое усилие третьего привода, кН	64,1	88,3	137,7	64,3	88,9	139,8
Тяговое усилие четвертого привода, кН	61,8	85,8	135,4	61,2	84,6	133,1
Скорость движения ленты, м/с	2,87	2,78	2,19	2,84	2,79	2,67
Производительность, т/ч	2733	2647	2084	2708	2654	2543
Уменьшенное скольжение четвертого привода						
Величина S_{\min} , кН	25,1	34,3	52,9	25,4	34,8	53,9
Тяговое усилие первого привода, кН	63	-	-	62,8	-	-
Тяговое усилие второго привода, кН	63	86,8	-	62,8	86,2	-
Тяговое усилие третьего привода, кН	63	86,8	135,5	62,8	86,2	133,3
Тяговое усилие четвертого привода, кН	65,5	89,5	138	66,2	90,8	140,5
Скорость движения ленты, м/с	2,87	2,79	2,25	2,85	2,79	2,68
Производительность, т/ч	2737	2655	2142	2712	2660	2557

Сопоставляя результаты моделирования (таблица 2.5) можно сделать вывод, что отклонение скольжения любого приводного электродвигателя при неизменных номинальных параметрах других приводов может привести к отклонению

производительности конвейера (в сравнении математических моделей) в момент отказа первого и второго приводов ± 22 т/ч.

Реальная производительность конвейера при его работе является варьируемым параметром и зависит от стабильности процесса загрузки и других параметров. Смоделируем ситуацию, при которой на короткий период времени распределенная нагрузка от веса груза увеличивается до значения, соответствующего производительности 4000 т/ч.

При увеличении скольжения электродвигателя четвертого привода в допустимых пределах математическая модель распределения тяговых усилий в стационарном режиме работы примет вид

$$\begin{cases} 1,22S_1 + 307166 - 1,16F_1 - 1,1F_2 - 1,05F_3 - F_4 = S_1; \\ F_4 = \frac{31,5}{0,6} \left(\frac{2927730}{(-8,95)(n_c - n_T) - 879,87} + 3232 \right); \\ F_1 = F_2 = F_3 = \frac{31,5}{0,6} \left(\frac{324043}{(-1,02)(n_c - n_T) - 96,68} + 3261 \right); \\ F_4 = S_1 (e^{\mu\alpha} / k_3 - 1). \end{cases} \quad (2.34)$$

Результаты моделирования представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Сравнение результатов моделирования

Параметр	Предложенная математическая модель			Математическая модель [202]		
	Количество работающих приводов			Количество работающих приводов		
	4	3	2	4	3	2
1	2	3	4	5	6	7
Увеличенное скольжение четвертого привода						
Величина S_{\min} , кН	27,1	37,7	59,5	26,8	37	58,3
Тяговое усилие первого привода, кН	73,2	-	-	73,4	-	-
Тяговое усилие второго привода, кН	73,2	100,8	-	73,4	101,5	-
Увеличенное скольжение четвертого привода						
Тяговое усилие третьего привода, кН	73,2	100,8	157	73,4	101,5	159,7
Тяговое усилие четвертого привода, кН	70,8	98,3	155,1	69,9	96,6	152
Скорость движения ленты, м/с	2,84	2,71	0,84	2,82	2,76	2,62
Производительность, т/ч	3608	3439	1063	3584	3502	3332

Анализируя результаты моделирования (таблица 2.6) можно отметить, что в момент отказа первого привода разность значений реализуемой производительности в сравнении моделей составляет 63 т/ч. Применение приближенной к реальному виду механической характеристики совместной работы электродвигателей и гидромуфт, построенной с использованием зависимостей (2.11 – 2.22), при работе только третьего и четвертого приводов иллюстрирует значительное уменьшение скорости движения ленты по сравнению с результатами моделирования согласно [202], что соответствует разности в величине реализуемой производительности 2269 т/ч.

Полученные результаты моделирования подтверждают адекватность применения механической характеристики совместной работы электродвигателей и гидромуфт, построенной с использованием зависимостей (2.11 – 2.22), т.к. отражают реальную работу гидромуфт, защищающих приводы от перегрузок.

При учете продольного растяжения ленты разность между тяговыми усилиями приводов дополнительно увеличится, что также скажется на величине реализуемой производительности в связи с дифференциацией скоростей грузонесущей ленты в разных точках трассы конвейера.

2.6 Определение зон относительного скольжения и покоя грузонесущей и тяговой лент при использовании промежуточных приводов ленточных конвейеров

В источниках [20; 270] описаны основные теоретические принципы формирования зон упругого скольжения и покоя в районе контакта грузонесущей и тяговой лент, непосредственно влияющих на распределение натяжений между ними. В работе [20] определение длин указанных зон производится исходя из величины тягового усилия соответствующего привода, задаваемого проектировщиком. В источниках [202; 270] предложена идея, заключающаяся в учете механических характеристик систем приводов посредством выражения тяговых усилий промежуточных приводов через тяговое усилие главного привода с учетом продольного растяжения лент. В данном подходе можно выявить следующие недостатки:

- приближенность решения, заключающаяся в отбрасывании малых величин изменения скоростей лент, совокупный учет которых при определенной жесткости механических характеристик приводов [56] может оказать существенное влияние на распределение тяговых усилий между ними;
- сопротивления передвижению лент задаются в общем виде без разделения на сопротивления зависящие от натяжения лент и не зависящие от них; так как многоприводные ленточные конвейеры в большинстве своем имеют сложную пространственную трассу, вопрос определения необходимых натяжений лент, создаваемых натяжными устройствами, особенно актуален и связывает воедино два фактора: с одной стороны – уменьшение сопротивления движению лент, с другой – обеспечение сцепления лент и приводных барабанов;
- механические характеристики двигателей учитываются посредством угловых коэффициентов наклона их рабочих ветвей (жесткостей характеристик), что соответствует их линейному виду; данное обстоятельство в определенных проектных ситуациях может привести к значительным погрешностям в расчетах [291].

Из-за описанных выше недостатков данный подход не дает качественный результат при определении длин зон упругого скольжения и покоя в районе контакта грузонесущей и тяговой лент.

В настоящем подразделе предлагается способ решения данной задачи с опорой на методику тягового расчета, предложенную в [36].

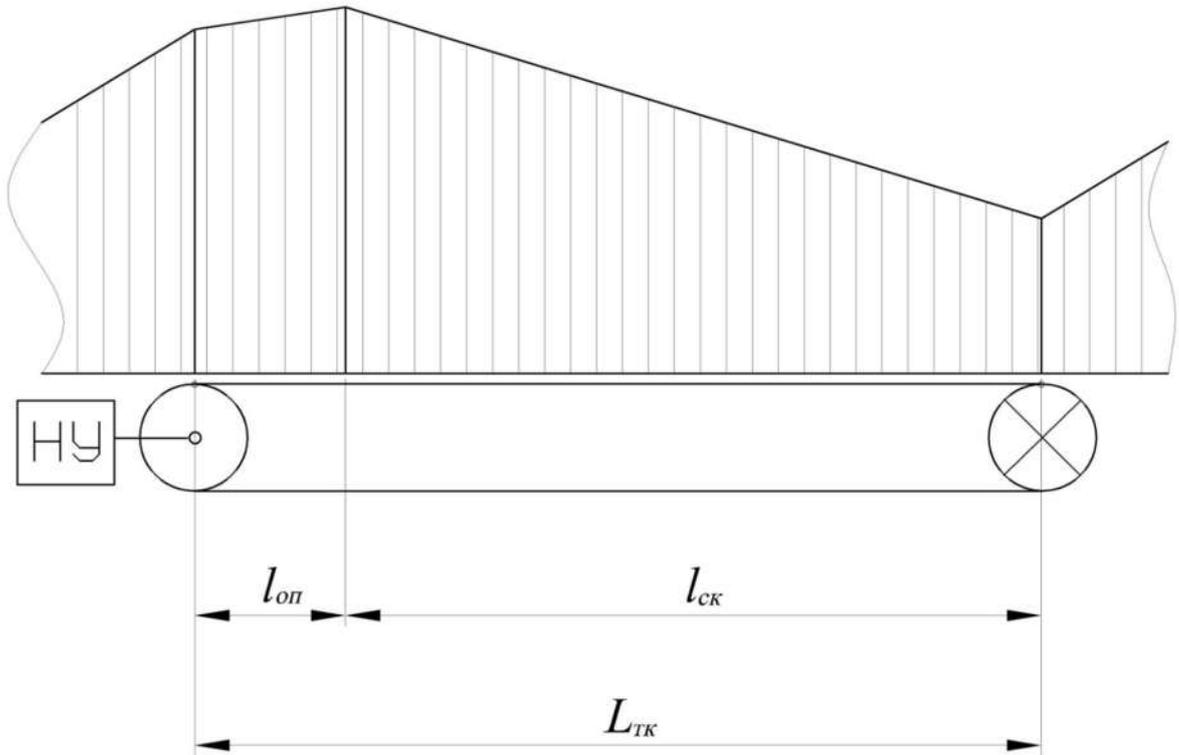
При набегании несущей ленты на промежуточный привод (рисунок 2.13) согласно [20] образуется зона относительного покоя лент длиной $l_{оп}$.

На участке $l_{оп}$ натяжение грузонесущей ленты увеличивается на величину

$$\Delta S_{опi} = \left[(q_{л}^H + q_{л}^T + q_{гр} + q_{рв}) \omega \cos \beta + (q_{л}^H + q_{л}^T + q_{гр}) \sin \beta \right] \frac{E_H l_{оп}}{E_H + E_T} = w_{iy} \frac{E_H l_{оп}}{E_H + E_T},$$

где $q_{л}^H$ – распределенная нагрузка от веса несущей ленты; $q_{л}^T$ – распределенная нагрузка от веса тяговой ленты; $q_{гр}$ – распределенная нагрузка от веса груза; $q_{рв}$ – распределенная нагрузка от вращающихся частей роlikоопор грузовой ветви конвейера; ω – обобщенный коэффициент сопротивления движению на грузовой

ветви конвейера; β – угол наклона привода к горизонту; E_H – жесткость на растяжение несущей ленты; E_T – жесткость на растяжение тяговой ленты.



НУ – натяжное устройство

Рисунок 2.13 – Положение зон относительного покоя и скольжения

На участке относительного скольжения $l_{ск}$ натяжение несущей ленты изменяется на величину

$$\Delta S_{ски} = \left((q_L^H + q_{ГР}) \sin \beta - (q_L^H + q_{ГР}) \mu \cos \beta \right) (L_{ТК} - l_{оп}) = (w_{Пн} - W_{Пнi}) (L_{ТК} - l_{оп}),$$

где μ – коэффициент сцепления между тяговой и несущей лентой соответствующего привода; $L_{ТК}$ – длина промежуточного ленточного привода (расстояние между конечным и приводным барабанами); $w_{Пн}$ – удельное сопротивление от подъема груза на заданном перепаде высот при наклонном расположении промежуточного привода; $W_{Пнi}$ – удельное полезное тяговое усилие промежуточного привода, передаваемое несущей ленте.

Таким образом, при обходе замкнутого контура несущей ленты, содержащего участки барабанных и ленточных приводов, можно записать

$$kS_{сб1} + \Sigma W_{ли} + \Sigma \Delta S_{опi}(l_{опi}) + \Sigma \Delta S_{скi}(l_{опi}) - \Sigma W_{бпi} = S_{сб1}, \quad (2.35)$$

где k – коэффициент, учитывающий сопротивления движению ленты, зависящие от её натяжения; $\Sigma W_{ли}$ – сумма сопротивлений движению ленты, не зависящих от её натяжения; $\Sigma W_{бпi}$ – сумма тяговых усилий барабанных приводов конвейера; $S_{сб1}$ – натяжение несущей ленты в точке её сбегания с приводного барабана в начальной точке отсчета.

Уравнения механических характеристик барабанных приводов записываются аналогично [36]. Для промежуточных ленточных приводов

$$W_{лпi}(L_{ткi} - l_{опi}) = W_{лпi}(n_i) - F_{ткi}, \quad (2.36)$$

где $W_{лпi}(n_i)$ – функция механической характеристики i -го ленточного привода, в которой в качестве аргумента выступает частота вращения вала двигателя n_i ; $F_{ткi}$ – собственное сопротивление движению тягового контура, определяемое зависимостью

$$F_{ткi} = k_{тк} S_{сбi} + (q_{л}^T + q_{рн}) \omega_1 \cos \beta L_{ткi} + q_{л}^T \sin \beta L_{ткi} + w_{iy} \frac{E_T l_{опi}}{E_H + E_T} + \\ + (q_{л}^H + q_{л}^T + q_{гр} + q_{рв}) \omega \cos \beta (L_{ткi} - l_{опi}) + q_{л}^T \sin \beta (L_{ткi} - l_{опi}), \quad (2.37)$$

где $k_{тк}$ – коэффициент, учитывающий сопротивления движению тяговой ленты привода, зависящие от её натяжения; $S_{сбi}$ – натяжение тяговой ленты в точке её сбегания с приводного барабана в начальной точке отсчета; $q_{рн}$ – распределенная нагрузка от вращающихся частей роlikоопор порожней ветви конвейера; ω_1 – обобщенный коэффициент сопротивления движению на порожней ветви конвейера.

Частоты вращения барабанов приводов аналогично [36; 270] могут быть связаны друг с другом через продольное растяжение лент или в общем случае равны друг другу

$$n_{лпi} = f(n_{бпi}, E_H, E_T, S_{сбi}, l_{опi}).$$

Добавив условия отсутствия буксования приводных барабанов с варьируемым параметром коэффициента запаса по сцеплению, в общем виде получим следующую систему уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} kS_{c\bar{b}1} + \Sigma W_{лi} + \Sigma \Delta S_{опi}(l_{опi}) + \Sigma \Delta S_{cki}(l_{опi}) - \Sigma W_{бпи} = S_{c\bar{b}1} \\ W_{бпи} = W_{бпи}(n_i); \\ W_{ппи} \cdot (L_{тки} - l_{опи}) = W_{бпи}(n_i) - F_{тки}(l_{опи}, S_{c\bar{b}i}); \\ n_j = f(n_i, E_H, E_T, S_{c\bar{b}i}, l_{опи}); \\ k_{zi} \cdot W_{бпи} = S_{c\bar{b}i} (e^{\mu_i \cdot \alpha_i} - k_{zi}) \end{array} \right. \quad (2.38)$$

В системе уравнений (2.38) μ_i – коэффициент сцепления ленты с приводным барабаном, α_i – угол обхвата лентой приводного барабана.

Неизвестными переменными в данной системе являются $S_{c\bar{b}1}$, $S_{c\bar{b}i}$, $l_{опи}$, n_i .

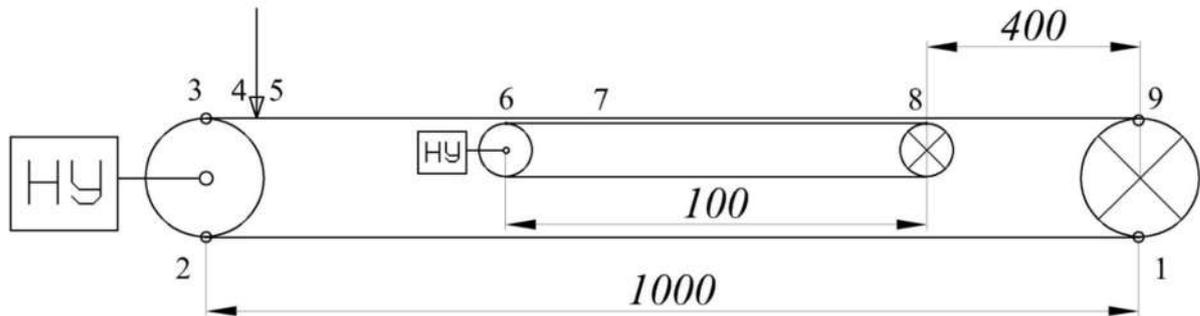
В качестве примера определим зоны упругого скольжения и покоя в районе контакта грузонесущей и тяговой лент для конвейера (рисунок 2.14), имеющего следующие параметры: мощность каждого электродвигателя 55 кВт, $\mu_i = 0,3$, $\alpha_i = 240^\circ$. Несущая и тяговая ленты изготовлены из стандартной резиноканевой ленты 2ШТК200-2×3 с жесткостью на растяжение $E_H = E_T = 3,2$ МН. Производительность конвейера 300 т/ч. Механические характеристики приводов идентичны.

Для данного примера система уравнений (2.38) примет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} kS_{c\bar{b}1} + \Sigma W_{ли} + w_{1y} \frac{E_H l_{он}}{E_H + E_m} + (w_{n1} - W_{nn1})(L_{mk} - l_{он}) - W_{бн1} = S_{c\bar{b}1} \\ W_{бн1} = W_{бн1}(n_1) \\ W_{бн2} = W_{бн2}(n_2) \\ W_{nn1} \cdot (L_{mk} - l_{он}) = W_{бн2}(n_2) - F_{mk2}(l_{он}, S_{c\bar{b}2}) \\ n_2 = n_1 \cdot \left(1 + \frac{S_{6н}(l_{он}, S_{c\bar{b}1}) - S_{9н}(l_{он}, S_{c\bar{b}1})}{E_H} \right) \cdot \left(1 + \frac{S_{8м}(l_{он}) - S_{6м}(l_{он})}{E_m} \right); \\ k_{31} \cdot W_{бн1} = S_{c\bar{b}1} (e^{\mu_1 \cdot \alpha_1} - k_{31}) \\ k_{32} \cdot W_{бн2} = S_{c\bar{b}2} (e^{\mu_2 \cdot \alpha_2} - k_{32}) \end{array} \right. \quad (2.39)$$

При задаваемых коэффициентах запаса по сцеплению $k_{zi} = 1,6$ длина зоны относительного покоя лент составит 31,364 м (участок 6 – 7), при этом максимальное натяжение несущей ленты наблюдается в точке 7 (точка окончания зоны относительного покоя) и составляет 43785 Н. Головной барабанный привод развивает тяговое усилие 22790 Н, промежуточный ленточный привод – 17230 Н.

Полезное тяговое усилие, передаваемое промежуточным приводом несущей ленте, составляет 13280 Н.



НУ – натяжное устройство

Рисунок 2.14 – Схема трассы конвейера для расчета

Для сравнения, при проведении тягового расчета без учета зон относительного покоя и скольжения при тех же значениях коэффициента запаса по сцеплению максимальное натяжение ленты наблюдается в точке 6 и составляет 43291 Н. Головной барабанный привод развивает тяговое усилие 22790 Н, промежуточный ленточный привод – 17230 Н. Полезное тяговое усилие, передаваемое промежуточным приводом несущей ленте, составляет 12780 Н.

Длина зоны относительного покоя составляет 31,3 % длины промежуточного привода, что существенно снижает эффективность привода. При сокращении длины промежуточного привода до 80 м (с сохранением расстояния между точками 8 и 9 равным 400 м) длина зоны относительного покоя лент составит 10,127 м. Максимальное натяжение несущей ленты наблюдается в точке 7 и составляет 44019 Н. Головной барабанный привод развивает тяговое усилие 22780 Н, промежуточный ленточный привод – 17050 Н. Полезное тяговое усилие, передаваемое промежуточным приводом несущей ленте, составляет 13510 Н.

То есть, при сохранении основных показателей работы системы приводов и натяжения несущей ленты длину тяговой ленты промежуточного привода можно уменьшить на 40 погонных метров, а также устранить из конструкции порядка восьми холостых роlikоопор, сократив при этом длину става конвейера.

В данном случае следует учесть, что расчет проводился для случая полной загрузки конвейера. Дополнительно необходимо проверить холостой режим работы конвейера.

По результатам приведенного примера можно сделать следующие выводы.

1 Расчеты без учета зон относительного покоя и скольжения лент и с их учетом дают сопоставимые по точности результаты, однако расчет без учета зон менее трудоемок, что позволяет судить о целесообразности его использования на предварительных этапах проектирования систем приводов ленточных конвейеров при определении параметров различных вариантов систем приводов [200].

2 Расчет с учетом зон относительного покоя и скольжения лент целесообразно проводить для выбранного к реализации варианта системы приводов ленточного конвейера. Как было показано на примере, особенности данного расчета позволяют избежать лишних затрат и повысить эффективность конструкции еще на стадии проектирования.

2.7 Выводы по разделу 2

1 Разработана вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров, обеспечивающая повышенную точность их определения в любом случайном сочетании барабанных и ленточных приводов в структуре одного конвейера. Вероятностная математическая модель учитывает допустимые нормативными документами и нерегламентированные случайные возможные отклонения скольжения электродвигателей приводов с учетом предварительного прогнозирования качества их исполнения, тип применяемой системы управления работой приводов, влияние продольного растяжения грузонесущей и тяговых лент на распределение тяговых усилий внутри системы приводов конвейера.

2 Разработана математическая модель совместной работы электродвигателей и гидромуфт в структуре приводов ленточных конвейеров, учитывающая возможные отклонения их скольжения от номинальных значений, позволяющая

формировать аналитическое описание функции механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты, отражающей изменение момента, развиваемого турбинным колесом гидромуфты, в зависимости от частоты его вращения.

3 Установлено, что представление механической характеристики совместной работы электродвигателей и гидромуфт в виде гиперболической функции значительно повышает точность анализа поведения многоприводного конвейера, оборудованного гидромуфтами, в ситуации последовательного отказа приводов.

4 Предложен способ определения зон относительного скольжения и покоя грузонесущей и тяговой лент на участках установки промежуточных приводов ленточных конвейеров, выполненных в виде тяговых контуров, при составлении уравнений сопротивления движению лент.

5 Установлено, что тяговые расчеты без вычисления протяженности зон относительного покоя и скольжения лент и с вычислением дают сопоставимые по точности результаты, однако расчет без учета зон менее трудоемок, что позволяет судить о целесообразности его использования на предварительных этапах проектирования систем приводов ленточных конвейеров при определении их базовых параметров. При этом тяговый расчет с учетом зон относительного покоя и скольжения лент целесообразно проводить для выбранного к реализации варианта системы приводов, так как особенности данного расчета позволяют избежать лишних затрат и повысить эффективность конструкции еще на стадии проектирования.

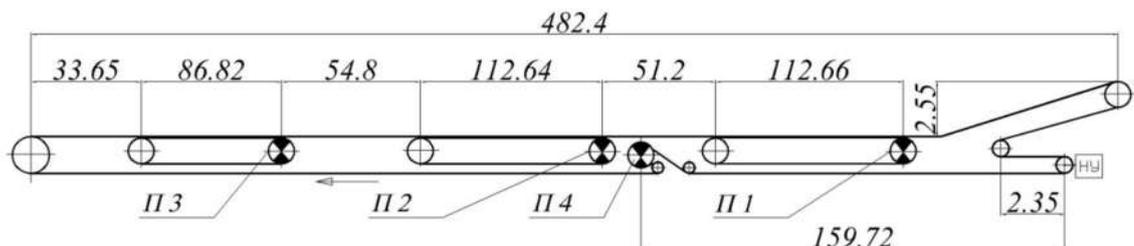
3 ОСОБЕННОСТИ ВЕРОЯТНОСТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ЗАКОНОМЕРНОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ПРИВодОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ПРИ НАЛИЧИИ СЛУЧАЙНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ СКОЛЬЖЕНИЯ ИХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Построение вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров сопровождается рядом особенностей, подробный анализ которых позволяет выявить некоторые закономерности совместной работы приводов, имеющие высокую степень важности при проектировании ленточных конвейеров.

В данном разделе произведена верификация состоятельности разработанной вероятностной математической модели с учетом данных экспериментальных исследований, описанных в [8; 65; 88; 114]. Выявленные закономерности совместной работы приводов систематизированы, и на их основе предложен комплекс проектных мер, реализующих рациональную компоновку систем приводов.

3.1 Особенности построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров

В качестве объекта исследования выберем многоприводный ленточный конвейер, описанный в источнике [114]. Схема трассы конвейера представлена на рисунке 3.1 (линейные размеры участков трассы указаны в метрах).



НУ – натяжное устройство; *П1* – промежуточный привод №1; *П2* – промежуточный привод №2;
П3 – промежуточный привод №3; *П4* – барабанный привод

Рисунок 3.1 – Схема трассы многоприводного ленточного конвейера

Выбор данного объекта исследований обусловливается следующими обстоятельствами:

- наличием в системе более трех распределенных по трассе конвейера приводов, что обеспечивает многовариантность моделирования;
- взаимодействием в единой системе как барабанных, так и промежуточных ленточных приводов;
- отличием длин тяговых контуров промежуточных ленточных приводов;
- применением в структуре приводов электродвигателей с фазным ротором, что увеличивает диапазоны возможных отклонений их механических характеристик;
- наличием в открытых источниках экспериментальных данных испытаний конвейера в различных режимах работы [8; 114].

В работе [65] автором анализировались данные, полученные по итогам сравнения результатов экспериментальных исследований и результатов математического моделирования распределения тяговых усилий между приводами рассматриваемого конвейера. Примененные математические модели учитывали продольное растяжение лент и номинальные механические характеристики электродвигателей приводов. Проведенный сравнительный анализ показал достаточную сходимость результатов при использовании двухфакторной математической модели распределения тяговых усилий с учетом механических характеристик приводов при их номинальных значениях и продольного растяжения лент. При искусственном приведении механических характеристик электродвигателей в соответствие экспериментально измеренным данным мощностей (в пределах диапазона отклонений скольжения электродвигателей $\pm 20\%$) расхождение результатов моделирования с помощью двухфакторной математической модели не превысило 7% по отношению к экспериментальным данным. При этом стоит отметить, что отклонение экспериментально определенной величины тягового усилия одного из приводов вышло за пределы допустимых значений. Применение вероятностной математической модели распределения тяговых усилий между приводами позволит учесть в дальнейших расчетах подобные явления.

Рассматриваемый конвейер оснащен одним барабанным и тремя ленточными приводами, оборудованными электродвигателями с фазным ротором мощностью $N = 40$ кВт каждый с синхронной частотой вращения ротора 1500 об/мин (при моделировании в работах [32; 51; 65] мощность двигателей была искусственно ограничена величиной 14 кВт). Грузонесущая и тяговая ленты – РЛХ-120 с четырьмя прокладками. Производительность конвейера 450 т/ч, транспортируемый груз – песчано-гравийная масса, скорость движения ленты 1,6 м/с [65; 114]. Подобный конвейер был установлен на песчаном карьере строительства Рогунской ГЭС (1970 г.) [117].

В качестве неизвестных компонентов выступают тяговые усилия четырех приводов W_1 (ленточный привод длиной 112,66 м), W_2 (ленточный привод длиной 112,64 м), W_3 (ленточный привод длиной 86,82 м), W_4 (барабанный привод, расположенный на нижней ветви конвейера). Дополнительными неизвестными переменными модели являются натяжения S_{gp} грузонесущей ленты (в точке её сбегания с барабанного привода), S_1 тяговой ленты (ленточный привод длиной 112,66 м), S_2 тяговой ленты (ленточный привод длиной 112,64 м), S_3 тяговой ленты (ленточный привод длиной 86,82 м).

При построении вероятностной математической модели распределения тяговых усилий воспользуемся алгоритмом, описанным в подразделе 2.3.

Уравнение сопротивления движению при подробном обходе контура грузонесущей ленты с учетом дополнительных данных, представленных в [114], при холостой работе машины с разбивкой участков ленточных приводов на зоны относительного покоя и скольжения лент [42] запишется в виде

$$\begin{aligned}
 & 1,217S_{gp} + 4886,17 + 1,125 \left[w_{3y} \frac{E_H l_{оп3}}{E_H + E_T} + (w_{п3} - W_{пп3})(L_{тк3} - l_{оп3}) \right] + \\
 & \quad + 1,125 \left[w_{2y} \frac{E_H l_{оп2}}{E_H + E_T} + (w_{п2} - W_{пп2})(L_{тк2} - l_{оп2}) \right] + \\
 & \quad + 1,125 \left[w_{1y} \frac{E_H l_{оп1}}{E_H + E_T} + (w_{п1} - W_{пп1})(L_{тк1} - l_{оп1}) \right] - W_4 = S_{gp}
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

где E_n – жесткость на растяжение несущей ленты; E_T – жесткость на растяжение тяговой ленты; $W_{п1}, W_{п2}, W_{п3}$ – удельные полезные тяговые усилия соответствующих ленточных приводов, передаваемые грузонесущей ленте; $L_{тк1}, L_{тк2}, L_{тк3}$ – длины ленточных приводов; $l_{оп1}, l_{оп2}, l_{оп3}$ – длины зон относительного покоя грузонесущей ленты и лент соответствующих ленточных приводов; $w_{п1}, w_{п2}, w_{п3}$ – удельные сопротивления от подъема груза на заданном перепаде высот при наклонном расположении соответствующих ленточных приводов; $w_{1y} = w_{2y} = w_{3y}$ – параметры, определяемые выражением

$$w_{1y} = w_{2y} = w_{3y} = (2q_{л} + q_{рв})\omega, \quad (3.2)$$

где $q_{л}$ – распределенная нагрузка от веса ленты; $q_{рв}$ – распределенная нагрузка от вращающихся частей роlikоопор грузовой ветви конвейера; ω – обобщенный коэффициент сопротивления движению конвейера (по рекомендациям [114] для летнего периода эксплуатации примем $\omega = 0,03$).

Рабочие ветви механических характеристик электродвигателей аппроксимируем прямыми, соответствующими номинальным данным электродвигателей (при номинальном скольжении $\varepsilon = 0,02$), с учетом работы последних на естественных характеристиках (цепи роторов короткозамкнутые). В данном случае при установке в системе приводов четырех одинаковых двигателей уравнения рабочих ветвей их механических характеристик будут идентичны и примут вид

$$M = 1299 - 8,662 n, \quad (3.3)$$

где M – развиваемый электродвигателем момент, Нм; n – соответствующая развиваемому моменту частота вращения ротора, об/мин.

При определении параметров и составлении вероятностных зависимостей, определяющих интервалы отклонений скольжения электродвигателей приводов, используем рекомендации, сформулированные в подразделе 2.1. Примем значение коэффициента стабильности механической характеристики поставляемых двигателей $K_H = 0,98$ (условный контроль качества 98 из 100 единиц продукции).

Определим величину среднеквадратичного отклонения σ из функции нормального распределения с математическим ожиданием $a = \varepsilon$ при допустимых от-

клонениях скольжения $\pm 20\%$ (зависимость 2.2). Из решения уравнения (2.2) $\sigma = 1,7194 \cdot 10^{-3}$. Данное значение σ подставим в уравнение (2.3), аналогичное (2.2) при $K_H = 1$ и определим действительный интервал $[\alpha; \beta]$ возможного отклонения скольжения.

В результате решения уравнения (2.3) параметр примет значение $\beta = 0,0313$ (3,13 %), параметр $\alpha = 0,00869$ (0,869 %).

В связи с использованием в структуре системы приводов электродвигателей с фазным ротором точность дальнейшего тягового расчета характеризуется необходимостью учета максимального интервала отклонения номинального скольжения, поэтому границы интервала $[\alpha; \beta]$ оставим неизменными по отношению к полученным результатам без поправки на тип применяемой системы управления приводами.

Для корректировки вычисленного для двигателей четырех приводов интервала отклонения скольжения с учетом растяжения лент воспользуемся рекомендациями подраздела 2.2. В частности, для промежуточных ленточных приводов применим зависимость (2.7), для барабанных приводов – зависимость (2.6).

При ширине грузонесущей и тяговой резинотканевой ленты $B_{гр} = B_T = 800$ мм, величине относительного удлинения лент $s = s_{гр} = s_T = 0,035$ и принятого коэффициента запаса прочности 8 (в зависимостях (2.6, 2.7) соответствует 0,8) отклонение линейной скорости ленты от номинальной величины при максимальной загрузке конвейера эквивалентно отклонению скольжения электродвигателя от номинального значения для промежуточного ленточного привода на 26,83 %, для барабанного привода на 13,4 %.

Таким образом, полный интервал возможных отклонений скольжения составит

- для промежуточных ленточных приводов $[\alpha; \beta] \rightarrow [0,00332; 0,0367]$;
- для барабанного привода $[\alpha; \beta] \rightarrow [0,006; 0,03399]$.

Уравнения рабочих ветвей механических характеристик при значении номинальных скольжений, соответствующих полученным границам интервалов, примут вид:

- для электродвигателей промежуточных ленточных приводов по параметру β

$$M = 7208 - 4,8 n; \quad (3.4)$$

- для электродвигателей промежуточных ленточных приводов по параметру α
- $$M = 76870 - 51,247 n; \quad (3.5)$$

- для электродвигателя барабанного привода по параметру β
- $$M = 7756 - 5,17 n; \quad (3.6)$$

- для электродвигателя барабанного привода по параметру α
- $$M = 42623 - 28,415 n. \quad (3.7)$$

В качестве ограничений введем в математическую модель неравенства, устанавливающие границы тяговой способности промежуточных ленточных приводов

$$W_{\text{пш}} \leq (q_{\text{л}} + q_{\text{гр}}) \mu L_{\text{тк}i}, \quad (3.8)$$

где μ – коэффициент сцепления лент (с учетом данных [114] для летнего периода эксплуатации примем $\mu = 0,62$).

При моделировании холостой работы конвейера в зависимости (3.8) не будет учитываться параметр $q_{\text{гр}}$. Для барабанных приводов с учетом их идентичности, в том числе и в конструкциях промежуточных ленточных приводов, должны выполняться условия

$$S_{\text{гр}} + W_4 \leq S_{\text{гр}} e^{\mu_1 \alpha_1}, \quad (3.9)$$

$$S_1 + W_1 \leq S_1 e^{\mu_1 \alpha_2}, \quad (3.10)$$

$$S_2 + W_2 \leq S_2 e^{\mu_1 \alpha_2}, \quad (3.11)$$

$$S_3 + W_3 \leq S_3 e^{\mu_1 \alpha_2}, \quad (3.12)$$

где μ_1 – коэффициент сцепления ленты с приводным барабаном (с учетом рекомендаций [242] для барабанов, футерованных резиной, при возможности попадания в зону контакта между барабаном и лентой нелипкого груза и влажных атмосферных условиях примем $\mu_1 = 0,25$); α_1 – угол обхвата лентой приводного барабана барабанного привода ($\alpha_1 = 4\pi/3$); α_2 – угол обхвата лентой приводного барабана промежуточного ленточного привода ($\alpha_2 = \pi$).

Минимальные натяжения лент ограничим условиями их провисания [242]:

- на холостых (нижних) ветвях конвейера и ленточных приводов

$$S_{\text{Гр}}, S_1, S_2, S_3 \geq 8q_{\text{л}}l_{\text{рн}}, \quad (3.13)$$

- на грузовых (верхних) ветвях конвейера и ленточных приводах

$$S_{\text{Гр}} \geq 10(q_{\text{Гр}} + q_{\text{л}})l_{\text{рв}}, \quad (3.14)$$

$$S_1, S_2, S_3 \geq 10(q_{\text{Гр}} + 2q_{\text{л}})l_{\text{рв}}. \quad (3.15)$$

В зависимостях (3.13 – 3.15) $l_{\text{рн}}$ – расстояние между роlikоопорами холостой ветви конвейера и промежуточных приводов; $l_{\text{рв}}$ – расстояние между роlikоопорами грузовой ветви конвейера и промежуточных приводов.

Дополнительно стоит уточнить, что неравенства (3.14 – 3.15) повышают требования к минимальным значениям натяжений лент, удовлетворяющим условию (3.13). Фактически данное повышение требований сводится к тому, что минимальные натяжения нижних ветвей лент конвейера и приводов не могут быть меньше минимально необходимых натяжений лент грузовой ветви по условиям провисания.

При формировании системы сочетаний границ отклонений скольжения электродвигателей для всех приводов конвейера в отличие от рекомендаций [135] для сокращения объемов расчетов не будем учитывать возможную работу приводов при номинальных значениях скольжения электродвигателей. В этом случае вместо 81 сочетания механических характеристик образуется 16 сочетаний. При проведении подробного расчета данное допущение целесообразно не учитывать в связи с необходимостью получения более полного массива данных для синтеза параметров системы управления конвейером. Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов представлена в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов

Электродвигатель привода	Скольжение электродвигателя в рамках сочетания															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Барabanного П4	α	α	α	α	β	α	α	β	α	β	β	β	β	β	α	β
Ленточного П1	α	α	α	β	α	α	β	β	β	α	α	β	β	α	β	β
Ленточного П2	α	α	β	α	α	β	β	α	α	β	α	β	α	β	β	β
Ленточного П3	α	β	α	α	α	β	α	α	β	α	β	α	β	β	β	β

Данные сочетания формируют следующие системы уравнений по сочетаниям механических характеристик электродвигателей (таблица 3.2) без учета их приведения к обечайке барабанов радиусом R и передаточными числами приводов i .

Таблица 3.2 – Взаимодействие механических характеристик в системе сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов

Сочетание 1			Сочетание 2		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 42623 - 28,415 n$	α	П4	$M = 42623 - 28,415 n$	α
П1	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П1	$M = 76870 - 51,247 n$	α
П2	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П2	$M = 76870 - 51,247 n$	α
П3	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П3	$M = 7208 - 4,8 n$	β
Сочетание 3			Сочетание 4		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 42623 - 28,415 n$	α	П4	$M = 42623 - 28,415 n$	α
П1	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П1	$M = 7208 - 4,8 n$	β
П2	$M = 7208 - 4,8 n$	β	П2	$M = 76870 - 51,247 n$	α
П3	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П3	$M = 76870 - 51,247 n$	α
Сочетание 5			Сочетание 6		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 7756 - 5,17 n$	β	П4	$M = 42623 - 28,415 n$	α
П1	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П1	$M = 76870 - 51,247 n$	α
П2	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П2	$M = 7208 - 4,8 n$	β
П3	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П3	$M = 7208 - 4,8 n$	β
Сочетание 7			Сочетание 8		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 42623 - 28,415 n$	α	П4	$M = 7756 - 5,17 n$	β
П1	$M = 7208 - 4,8 n$	β	П1	$M = 7208 - 4,8 n$	β
П2	$M = 7208 - 4,8 n$	β	П2	$M = 76870 - 51,247 n$	α
П3	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П3	$M = 76870 - 51,247 n$	α
Сочетание 9			Сочетание 10		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 42623 - 28,415 n$	α	П4	$M = 7756 - 5,17 n$	β
П1	$M = 7208 - 4,8 n$	β	П1	$M = 76870 - 51,247 n$	α
П2	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П2	$M = 7208 - 4,8 n$	β
П3	$M = 7208 - 4,8 n$	β	П3	$M = 76870 - 51,247 n$	α

Продолжение таблицы 3.2

Сочетание 11			Сочетание 12		
Привод	Уравнение	[α ; β]	Привод	Уравнение	[α ; β]
П4	$M = 7756 - 5,17 n$	β	П4	$M = 7756 - 5,17 n$	β
П1	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П1	$M = 7208 - 4,8 n$	β
П2	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П2	$M = 7208 - 4,8 n$	β
П3	$M = 7208 - 4,8 n$	β	П3	$M = 76870 - 51,247 n$	α
Сочетание 13			Сочетание 14		
Привод	Уравнение	[α ; β]	Привод	Уравнение	[α ; β]
П4	$M = 7756 - 5,17 n$	β	П4	$M = 7756 - 5,17 n$	β
П1	$M = 7208 - 4,8 n$	β	П1	$M = 76870 - 51,247 n$	α
П2	$M = 76870 - 51,247 n$	α	П2	$M = 7208 - 4,8 n$	β
П3	$M = 7208 - 4,8 n$	β	П3	$M = 7208 - 4,8 n$	β
Сочетание 15			Сочетание 16		
Привод	Уравнение	[α ; β]	Привод	Уравнение	[α ; β]
П4	$M = 42623 - 28,415 n$	α	П4	$M = 7756 - 5,17 n$	β
П1	$M = 7208 - 4,8 n$	β	П1	$M = 7208 - 4,8 n$	β
П2	$M = 7208 - 4,8 n$	β	П2	$M = 7208 - 4,8 n$	β
П3	$M = 7208 - 4,8 n$	β	П3	$M = 7208 - 4,8 n$	β

Полезное тяговое усилие, передающееся одним ленточным приводом грузонесущей ленте, запишется в виде

$$W_{\text{лп}i}(L_{\text{тк}i} - l_{\text{оп}i}) = W_{\text{лп}i}(n_i) - F_{\text{тк}i}, \quad (3.16)$$

где $W_{\text{лп}i}(n_i)$ – функция механической характеристики i -го ленточного привода (выражения 3.4 – 3.7, приведенные к обечайкам приводных барабанов через параметры R и i); $F_{\text{тк}i}$ – собственное сопротивление движению тягового контура, определяемое зависимостью (2.37).

Каждая из анализируемых в дальнейшем систем уравнений по предложенным сочетаниям включает в себя зависимости (3.1, 3.8 – 3.16, 2.37) и какое-либо сочетание из представленных в таблице 3.2, с учетом приведения уравнений к обечайкам приводных барабанов ($i = 31,5$; $R = 0,315$ м).

Результаты моделирования для сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов (таблицы 3.1, 3.2) представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Сводная таблица результатов моделирования

Сочета- ние	Значение параметра									
	$W_{1,Н}$	$W_{2,Н}$	$W_{3,Н}$	$W_{4,Н}$	$W_{n1,Н}$	$W_{n2,Н}$	$W_{n3,Н}$	$S_{max,Н}$	$N_{\Sigma,кВт}$	$n, об/мин$
1	3126	3126	3126	1733	1543	1543	1824	5601	20,5	1499,3
2	4235	4235	397	2348	2549	2549	-693	7494	20,7	1499,2
3	4235	397	4235	2348	2549	-973	2830	5899	20,7	1499,2
4	401	4275	4275	2370	-970	2585	2865	6075	20,9	1499,2
5	3534	3534	3534	357	1919	1919	2200	5569	20,2	1499,3
6	6555	615	615	3635	4616	-773	-493	9110	21,1	1498,7
7	628	628	6698	3714	-761	-761	5024	7813	21,6	1498,7
8	492	5244	5244	530	-887	3448	3729	7841	21,3	1499
9	615	6555	615	3635	-773	4616	-493	7101	21,1	1498,7
10	5042	473	5042	509	3268	-904	3549	5455	20,4	1499
11	5042	5042	473	509	3268	3268	-623	7357	20,4	1499
12	–	–	–	–	–	–	X	–	–	–
13	836	8912	836	900	-570	6716	-289	8325	21,2	1498,3
14	8680	814	814	876	6509	-589	-309	8551	20,7	1498,3
15	1357	1357	1357	8024	-89	-89	193	12372	22,3	1497,2
16	2760	2760	2760	2970	1205	1205	1486	5849	20,7	1494,3

n – реализуемая усредненная частота вращения барабанов;

S_{max} – максимальное натяжение грузонесущей ленты;

N_{Σ} – суммарная мощность, развиваемая приводами;

W_{n1} – полезное тяговое усилие, передаваемое приводом П1 грузонесущей ленте;

W_{n2} – полезное тяговое усилие, передаваемое приводом П2 грузонесущей ленте;

W_{n3} – полезное тяговое усилие, передаваемое приводом П3 грузонесущей ленте;

W_1 – общее тяговое усилие, развиваемое приводом П1;

W_2 – общее тяговое усилие, развиваемое приводом П2;

W_3 – общее тяговое усилие, развиваемое приводом П3;

W_4 – общее тяговое усилие, развиваемое приводом П4;

X – символ, характеризующий критические проблемы соответствующего привода (перегрузку по мощности, срыв сцепления тяговой и грузонесущей лент, оба явления в комплексе).

Результаты, приведенные в таблице 3.3, соответствуют моделированию работы конвейера в порожнем режиме, без груза на ленте.

Картина распределения тяговых усилий между приводами исследуемого конвейера (по результатам данных таблицы 3.3) представлена на рисунке 3.2.

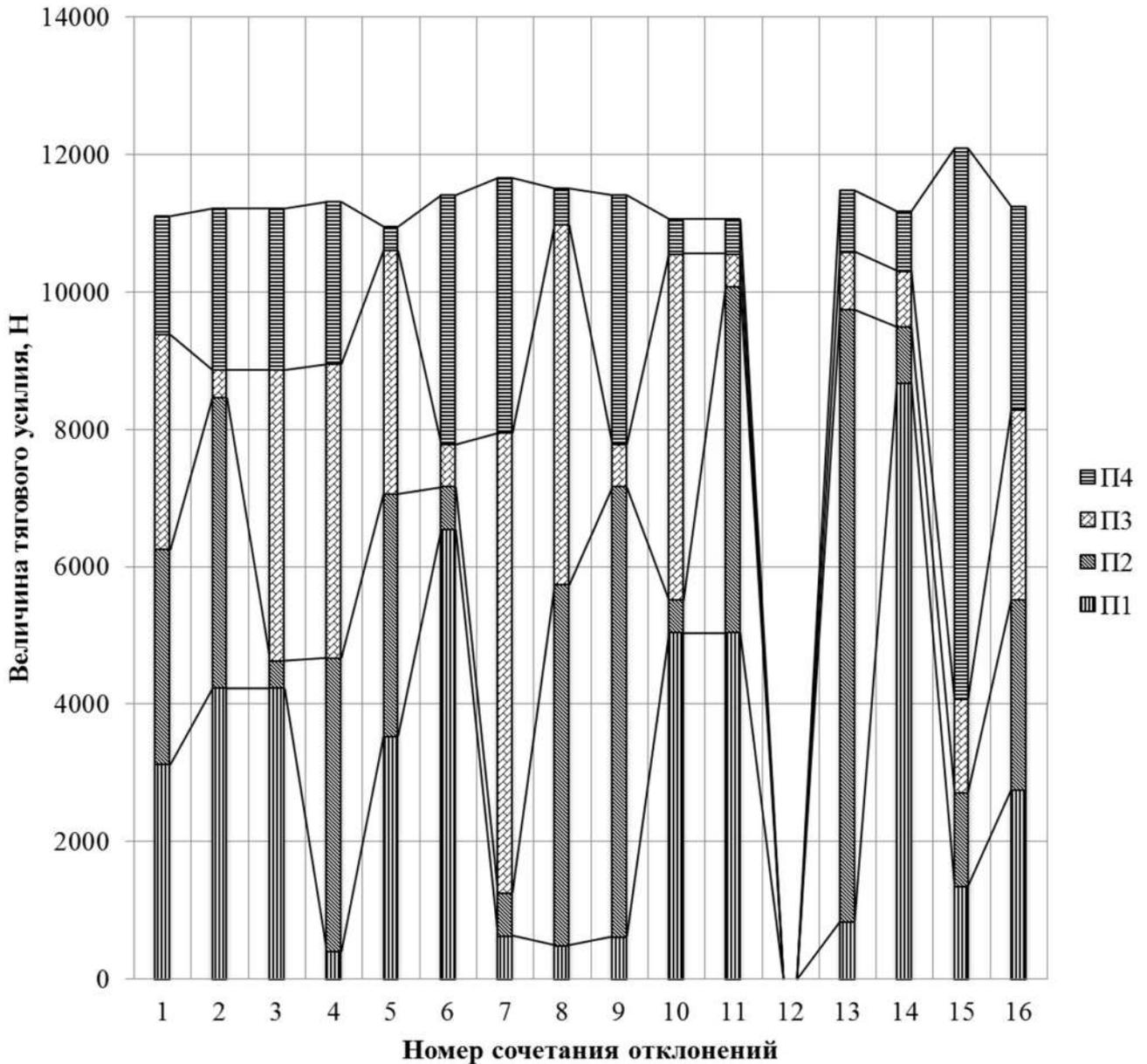


Рисунок 3.2 – Полные тяговые усилия, развиваемые приводами, полученные по результатам вероятностного моделирования распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере (порожнее движение)

Наибольшее суммарное тяговое усилие, развиваемое приводами, соответствует 15-му сочетанию отклонений скольжения, в котором увеличение минимального натяжения грузонесущей ленты для стабилизации тяговой способности привода П4, воспринимающего наибольшую нагрузку, приводит к увеличению составляющей общего сопротивления движению грузонесущей ленты, зависящей непосредственно от этого натяжения. Графики максимальных натяжений грузонесущей ленты и полезных тяговых усилий промежуточных приводов, составленные по результатам моделирования (таблица 3.3), представлены на рисунках 3.3 и 3.4.

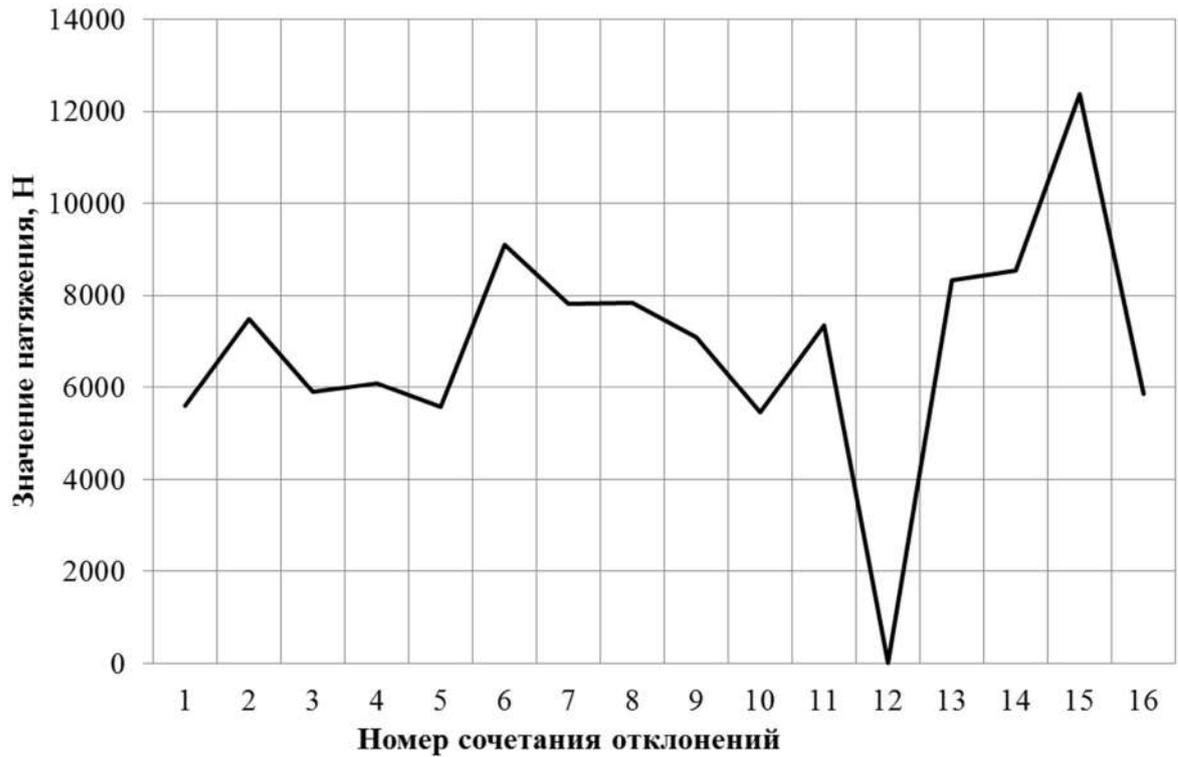


Рисунок 3.3 – Максимальные натяжения грузонесущей ленты, полученные по результатам вероятностного моделирования (порожнее движение)

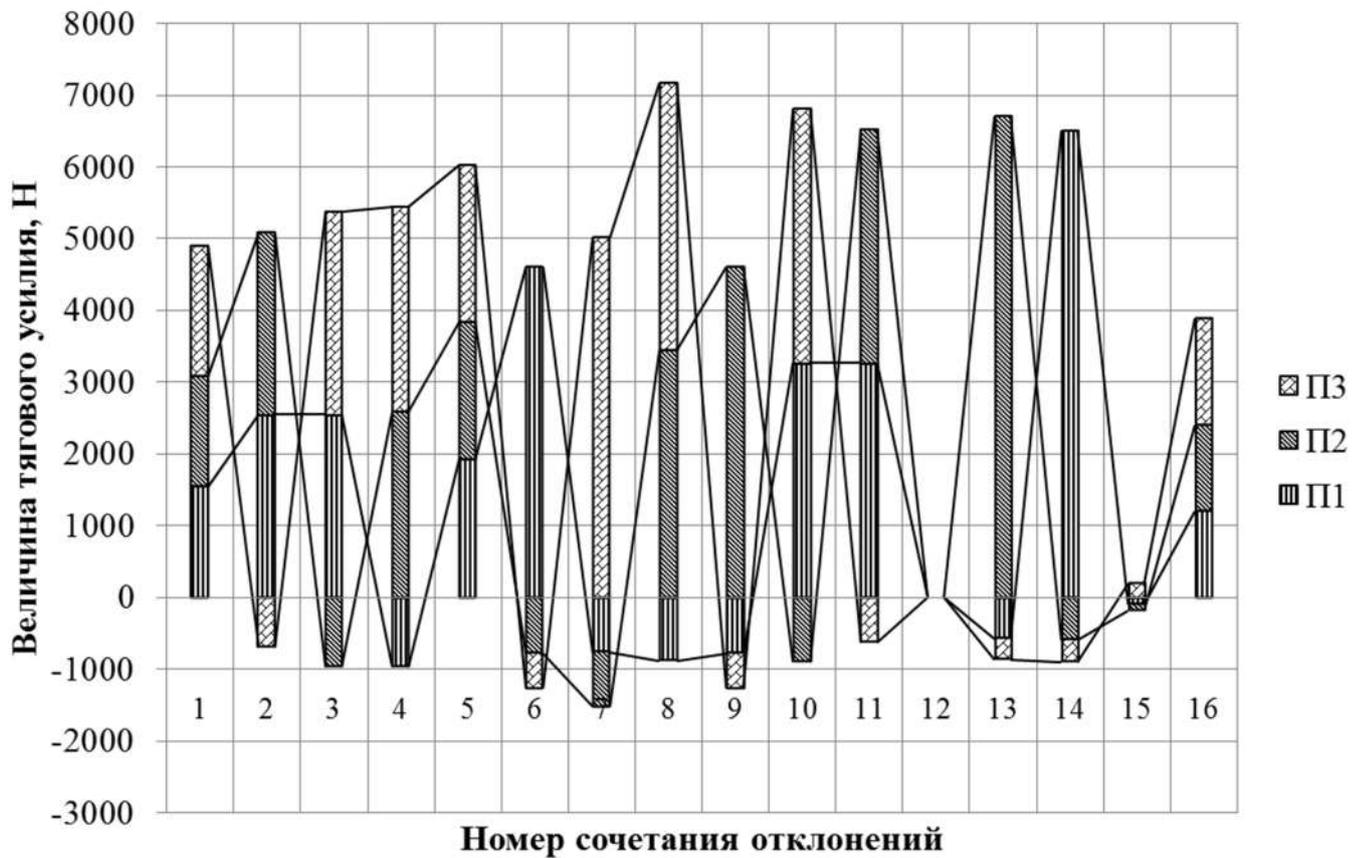


Рисунок 3.4 – Полезные тяговые усилия промежуточных приводов, полученные по результатам вероятностного моделирования (порожнее движение)

Процесс построения математических моделей распределения тяговых усилий приводов для каждого сочетания сопровождался рядом специфических особенностей и наблюдений. Качественная характеристика каждой модели представлена в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Качественная характеристика моделей

Сочетание	Качественная характеристика
1	2
1	Натяжение грузонесущей ленты из условий отсутствия провисания принято 2880 Н. Натяжение тяговых лент приводов П1 – П3 – 3120 Н. Приводы работают стабильно.
2	Привод П3 при смягченной механической характеристике не справляется с сопротивлением передвижению собственного тягового контура, представляя для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление. Натяжение тяговых лент приводов П1 и П2 приходится увеличить до 3550 Н для устранения срыва сцепления на приводных барабанах.
3	То же, что и в предыдущем случае, но для привода П2. Дополнительно увеличено минимальное натяжение тяговых лент приводов П1 и П3 до 3550 Н в связи со срывом сцепления на их приводных барабанах.
4	То же, что и в предыдущем случае, но для привода П1. Дополнительно увеличено минимальное натяжение тяговых лент приводов П2 и П3 до 3590 Н в связи со срывом сцепления на их приводных барабанах. Минимальное натяжение грузонесущей ленты увеличено до 3400 Н (приводы П2 и П3 значительно снижают натяжение грузонесущей ленты, преодолевая условие провисания на грузовой ветви).
5	Барабанный привод П4 при смягченной механической характеристике развивает малое тяговое усилие, нагружая остальные приводы. При этом натяжения всех лент сохранили минимальные значения, соответствующие первому сочетанию.
6	Привод П1 развивает значительное тяговое усилие – минимальное натяжение его тяговой ленты увеличено до 5500 Н, что устранило буксование его приводного барабана. Приводы П2 и П3 при смягченных механических характеристиках не справляются с сопротивлением собственных тяговых контуров, представляя для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление.
7	То же, что и в предыдущем случае, но вместо привода П1 та же картина наблюдается для привода П3 (минимальное натяжение его тяговой ленты увеличено до 5615 Н). Дополнительно увеличено минимальное натяжение грузонесущей ленты до 4100 Н для обеспечения условий отсутствия её провисания при сбегании с привода П3.

Продолжение таблицы 3.4

1	2
8	Основное тяговое усилие развивают приводы П2 и П3 (минимальные натяжения их тяговых лент увеличены до 4400 Н). Дополнительно увеличено минимальное натяжение грузонесущей ленты до 5100 Н для обеспечения условий отсутствия её провисания при сбегании с привода П2. Привод П1 представляет для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление.
9	Увеличено минимальное натяжение тяговой ленты привода П2 до 5500 Н, работающего на жесткой механической характеристике по отношению к другим ленточным приводам. Приводы П1 и П3 представляют для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление.
10	То же, что в восьмом сочетании, но для приводов П1 и П3 (минимальные натяжения их тяговых лент увеличены до 4230 Н). Минимальное натяжение для грузонесущей ленты не увеличивалось.
11	То же, что в десятом сочетании, но для приводов П1 и П2 (минимальные натяжения их тяговых лент увеличены до 4230 Н).
12	Неработоспособное сочетание. Привод П3, работая на жесткой механической характеристике и пытаясь синхронизировать скорость движения лент, развивает значительное тяговое усилие. Происходит срыв сцепления грузонесущей ленты и тяговой ленты привода П3.
13	Привод П2 пытается воспринять основную часть нагрузки. Приводы П1 и П3 создают дополнительное сопротивление движению грузонесущей ленты, натяжение которой было увеличено до 4380 Н в целях устранения провисания на грузовой ветви. Натяжение тяговой ленты привода П2 увеличено до 7470 Н для стабилизации тяговой способности его приводного барабана.
14	То же, что и в предыдущем случае. Натяжение грузонесущей ленты нет необходимости повышать по условию провисания грузовой ветви благодаря удачному расположению привода П1. Натяжение тяговой ленты привода П1 увеличено до 7280 Н для стабилизации тяговой способности его приводного барабана.
15	Основную нагрузку воспринимает барабанный привод П4. Приводы П1, П2 и П3 суммарно развивают тяговое усилие, достаточное для преодоления сопротивления движению лент собственных тяговых контуров, без передачи грузонесущей ленте полезного тягового усилия. Минимальное натяжение грузонесущей ленты увеличено до 4350 Н в целях стабилизации тяговой способности привода П4. В данном сочетании грузонесущая лента максимально натянута.
16	Приводы работают стабильно при натяжениях лент в соответствии с первым сочетанием. Тяговые усилия распределяются более равномерно по сравнению с первым сочетанием.

При моделировании полной загрузки конвейера уравнение (3.1) примет вид

$$\begin{aligned}
 & 1,217S_{\text{гр}} + 13947,32 + 1,125 \left[w_{3, \text{уз}} \frac{E_{\text{H}} l_{\text{оп3}}}{E_{\text{H}} + E_{\text{T}}} + (w_{\text{п3}} - W_{\text{пп3}})(L_{\text{тк3}} - l_{\text{оп3}}) \right] + \\
 & + 1,125 \left[w_{2, \text{уз}} \frac{E_{\text{H}} l_{\text{оп2}}}{E_{\text{H}} + E_{\text{T}}} + (w_{\text{п2}} - W_{\text{пп2}})(L_{\text{тк2}} - l_{\text{оп2}}) \right] + \quad , \quad (3.17) \\
 & + 1,125 \left[w_{1, \text{уз}} \frac{E_{\text{H}} l_{\text{оп1}}}{E_{\text{H}} + E_{\text{T}}} + (w_{\text{п1}} - W_{\text{пп1}})(L_{\text{тк1}} - l_{\text{оп1}}) \right] - W_4 = S_{\text{гр}}
 \end{aligned}$$

Результаты моделирования данного расчетного случая для сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов (таблицы 3.1, 3.2) представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Сводная таблица результатов моделирования при полной загрузке

Сочетание	Значение параметра									
	$W_{1, \text{H}}$	$W_{2, \text{H}}$	$W_{3, \text{H}}$	$W_{4, \text{H}}$	$W_{n1, \text{H}}$	$W_{n2, \text{H}}$	$W_{n3, \text{H}}$	$S_{\text{max}, \text{H}}$	$N_{\Sigma}, \text{кВт}$	$n, \text{об/мин}$
1	8368	8368	8368	4640	5057	5058	5640	20358	54,9	1498,4
2	11217	11217	1052	6220	7817	7817	-1447	24289	54,9	1497,8
3	11299	1060	11299	6265	7897	-2021	8480	20915	55,2	1497,8
4	1095	11672	11672	6472	-1988	8258	8841	25662	57,1	1497,8
5	9701	9701	9701	979	6349	6349	6931	24502	55,5	1498,1
6	17299	1623	1623	9592	13654	-1477	-894	28647	55,6	1496,6
7	1705	1705	18175	10078	-1398	-1397	15057	29072	58,4	1496,5
8	1333	14214	14214	1435	-1757	10720	11302	30309	57,6	1497,3
9	1650	17589	1650	9753	-1451	13923	-868	26172	56,5	1496,6
10	13683	1283	13683	1381	10206	-1805	10789	23836	55,4	1497,3
11	13683	13683	1283	1381	10206	10206	-1222	28822	55,4	1497,3
12	–	–	X	–	–	–	–	–	–	–
13	–	X	–	–	–	–	–	–	–	–
14	X	–	–	–	–	–	–	–	–	–
15	3514	3514	3514	20779	356	357	939	32297	57,6	1492,7
16	7333	7333	7333	7891	4055	4056	4638	19412	54,7	1484,8

Картина распределения тяговых усилий между приводами исследуемого конвейера (по результатам данных таблицы 3.5) представлена на рисунке 3.5. Графики максимальных натяжений грузонесущей ленты и полезных тяговых усилий промежуточных приводов, составленные по результатам моделирования (таблица 3.5), представлены на рисунках 3.6 и 3.7.

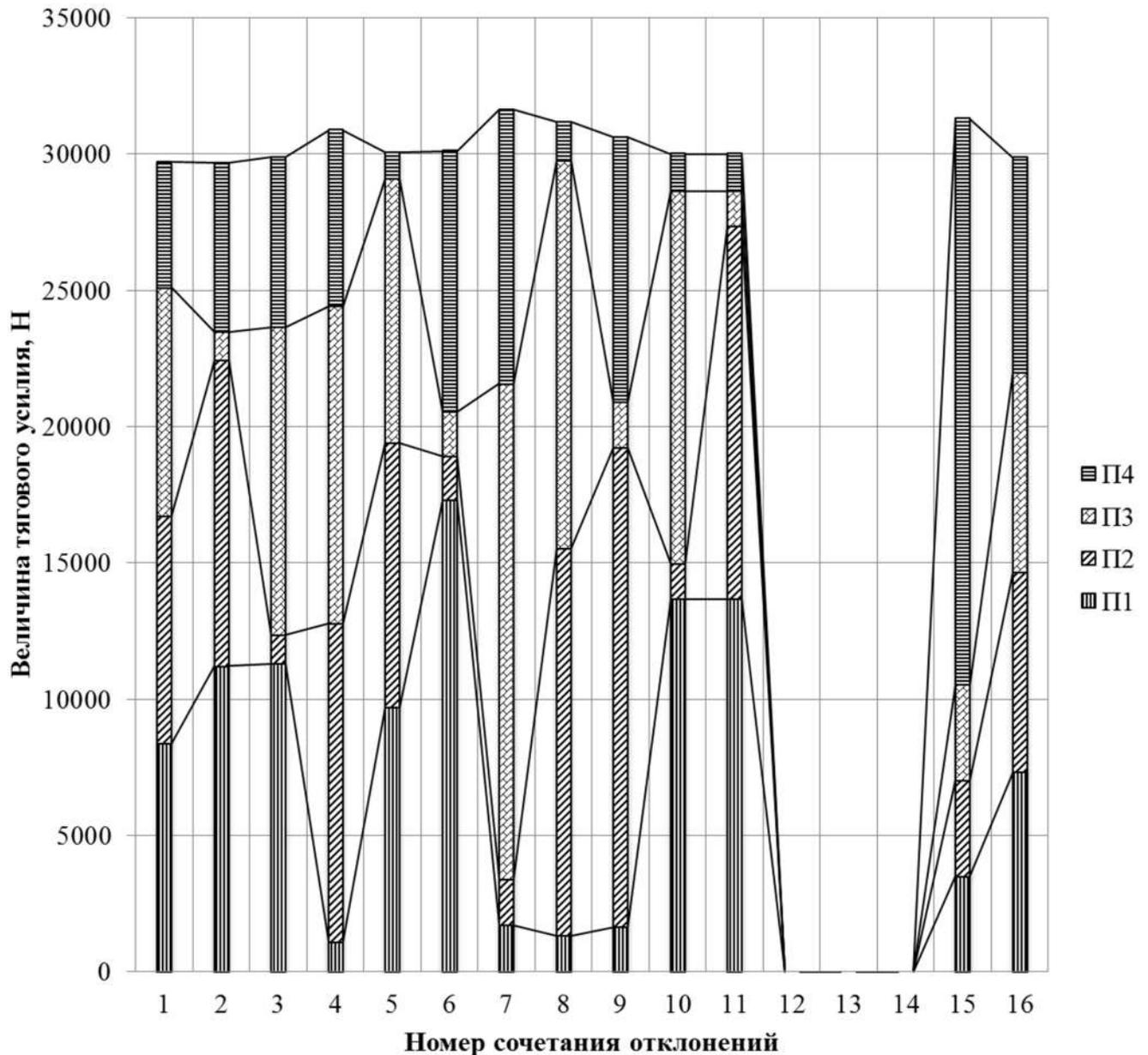


Рисунок 3.5 – Полные тяговые усилия, развиваемые приводами, полученные по результатам вероятностного моделирования распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере (движение при полной загрузке)

Наибольшее суммарное тяговое усилие, развиваемое приводами, соответствует 7-му сочетанию отклонений скольжения, в котором два из трех промежуточных приводов работают в «дотационном» режиме, создавая дополнительное сопротивление движению для грузонесущей ленты. При этом стоит отметить увеличение составляющей общего сопротивления движению грузонесущей ленты, зависящей непосредственно от её натяжения в связи с необходимостью обеспечения отсутствия провисания.

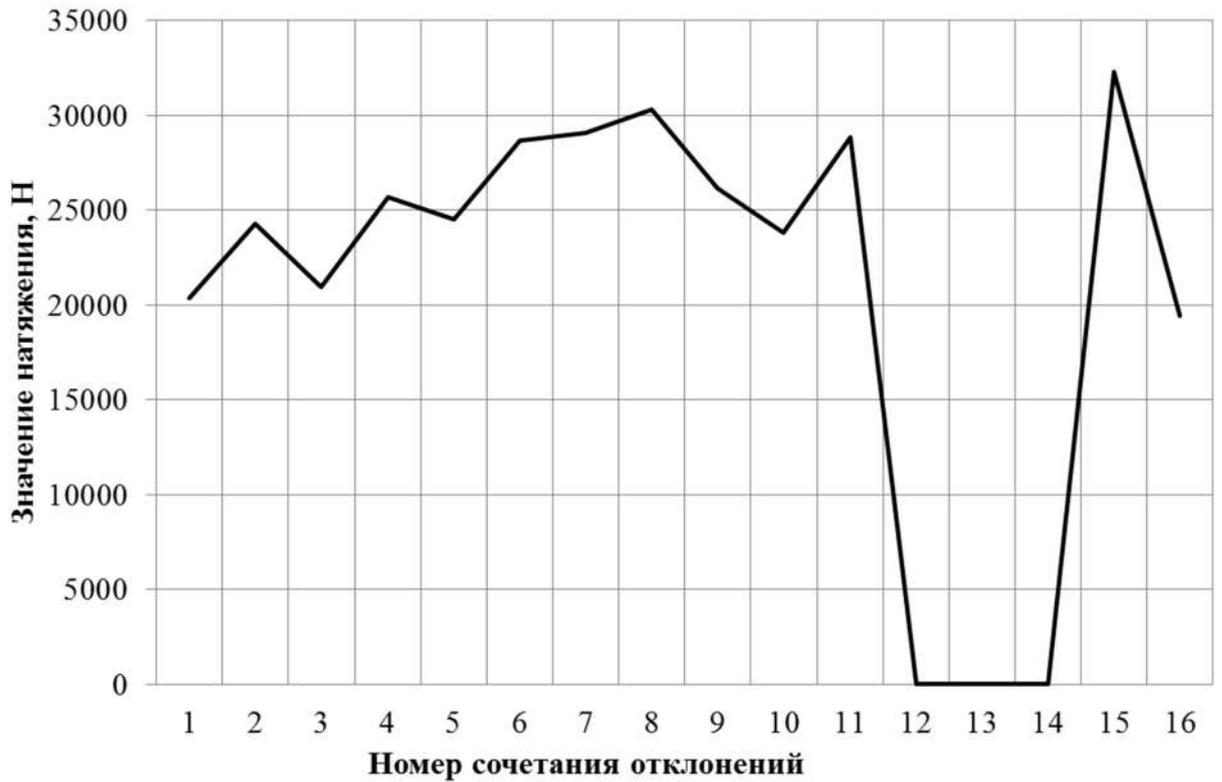


Рисунок 3.6 – Максимальные натяжения грузонесущей ленты, полученные по результатам вероятностного моделирования (движение с полной загрузкой)

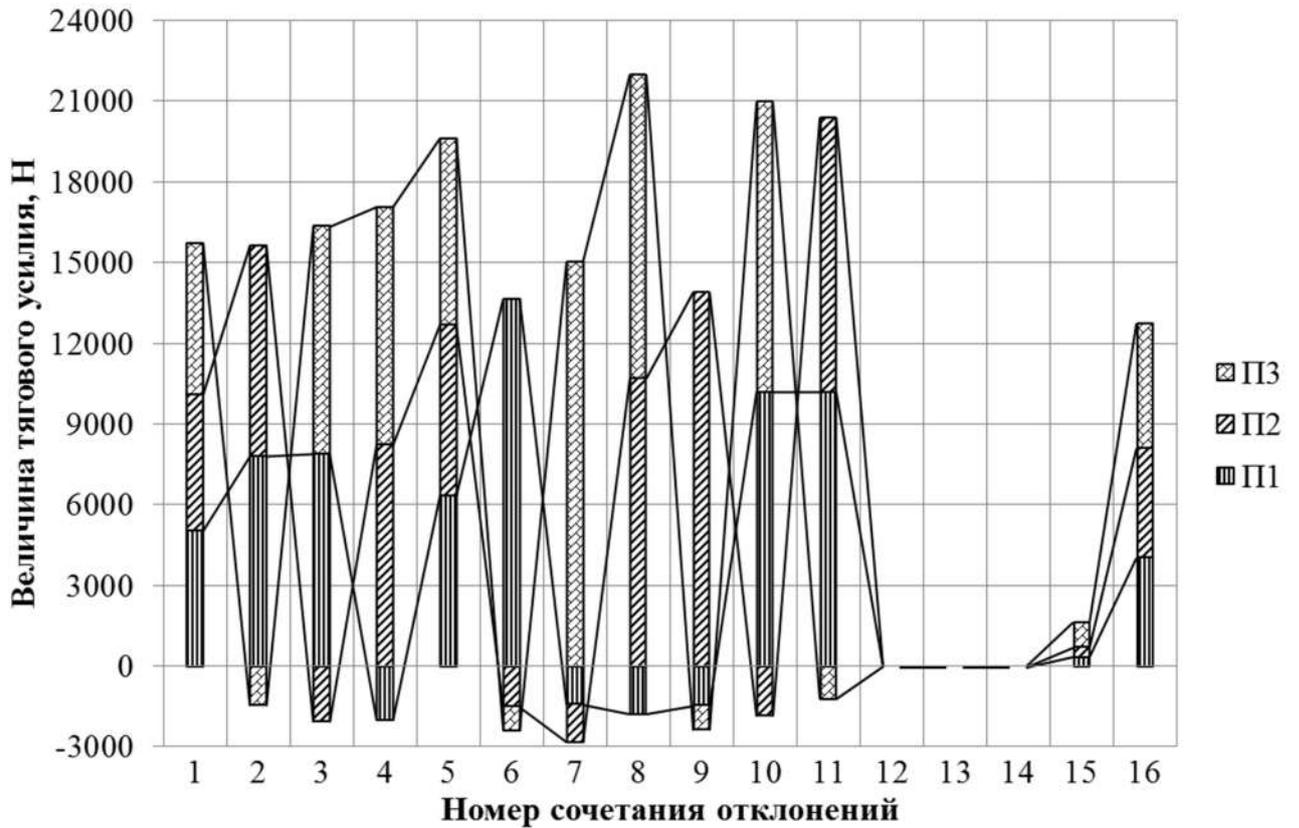


Рисунок 3.7 – Полезные тяговые усилия промежуточных приводов, полученные по результатам вероятностного моделирования (движение с полной загрузкой)

Качественная характеристика каждой модели (таблица 3.5), отражающая специфические наблюдения поведения системы приводов в процессе моделирования, представлена в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Качественная характеристика моделей

Сочетание	Качественная характеристика
1	2
1	Натяжение грузонесущей ленты из условий отсутствия провисания на грузовой ветви принято 12630 Н (повышено по отношению к минимально необходимому 11524 Н). Натяжение тяговых лент приводов П1 – П3 – 13084 Н. Приводы работают стабильно.
2	Привод П3 при смягченной механической характеристике не справляется с сопротивлением передвижению собственного тягового контура, представляя для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление. Натяжение тяговых лент промежуточных приводов соответствует минимально необходимой величине по провисанию на промежуточных приводах – 13084 Н. Натяжение грузонесущей ленты по сравнению с предыдущим случаем снижено до 11524 Н.
3	То же, что и в предыдущем случае, но для привода П2. Дополнительно увеличено минимальное натяжение грузонесущей ленты до 12630 Н по условиям её провисания на грузовой ветви.
4	То же, что и в предыдущем случае, но для привода П1. Минимальное натяжение тяговых лент промежуточных приводов сохраняется на прежнем уровне. Минимальное натяжение грузонесущей ленты увеличено до 17630 Н (приводы П2 и П3 значительно снижают натяжение грузонесущей ленты, преодолевая условие провисания на грузовой ветви).
5	Барабанный привод П4 при смягченной механической характеристике развивает малое тяговое усилие, нагружая остальные приводы. При этом натяжения всех тяговых лент сохранили минимальные значения, соответствующие первому сочетанию. Минимальное натяжение грузонесущей ленты увеличено до 16500 Н по условиям её провисания на грузовой ветви.
6	Привод П1 развивает значительное тяговое усилие – минимальное натяжение его тяговой ленты увеличено до 14497 Н, что устранило буксование его приводного барабана. Приводы П2 и П3 при смягченных механических характеристиках не справляются с сопротивлением собственных тяговых контуров, представляя для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление. Минимальное натяжение грузонесущей ленты составило 11524 Н.

Продолжение таблицы 3.6

1	2
7	То же, что и в предыдущем случае, но вместо привода П1 та же картина наблюдается для привода П3 (минимальное натяжение его тяговой ленты увеличено до 15231 Н). Дополнительно увеличено минимальное натяжение грузонесущей ленты до 19000 Н для обеспечения условий отсутствия её провисания при сбегании с привода П3.
8	Основное тяговое усилие развивают приводы П2 и П3 (натяжение тяговых лент промежуточных приводов соответствует минимально необходимой величине по провисанию на промежуточных приводах – 13084 Н). Дополнительно увеличено минимальное натяжение грузонесущей ленты до 22000 Н для обеспечения условий отсутствия её провисания при сбегании с привода П2. Привод П1 представляет для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление.
9	Увеличено минимальное натяжение тяговой ленты привода П2 до 14740 Н, работающего на жесткой механической характеристике по отношению к другим ленточным приводам. Приводы П1 и П3 представляют для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление. Дополнительно увеличено минимальное натяжение грузонесущей ленты до 14000 Н для обеспечения условий отсутствия её провисания при сбегании с привода П2.
10	То же, что в восьмом сочетании, но для приводов П1 и П3 (натяжение тяговых лент промежуточных приводов соответствует минимально необходимой величине по провисанию на промежуточных приводах – 13084 Н). Минимальное натяжение для грузонесущей ленты увеличено до 16000 Н.
11	То же, что в десятом сочетании, но для приводов П1 и П2. Минимальное натяжение для грузонесущей ленты увеличено до 16000 Н.
12	Неработоспособное сочетание. Привод П3, работая на жесткой механической характеристике и пытаясь синхронизировать скорость движения лент, развивает значительное тяговое усилие. Натяжение тяговой ленты привода П3 увеличено до 21014 Н, что устранило буксование его приводного барабана. Минимальное натяжение для грузонесущей ленты увеличено до 25500 Н из условия отсутствия провисания. При этом происходит перегрузка по мощности электродвигателя привода П3 на 7 кВт.
13	Неработоспособное сочетание. Привод П2, работая на жесткой механической характеристике и пытаясь синхронизировать скорость движения лент, развивает значительное тяговое усилие. Натяжение тяговой ленты привода П2 увеличено до 20298 Н, что устранило буксование его приводного барабана. Минимальное натяжение для грузонесущей ленты увеличено до 20000 Н из условия отсутствия провисания. При этом происходит перегрузка по мощности электродвигателя привода П2 на 5 кВт.

Продолжение таблицы 3.6

1	2
14	То же, что и в предыдущем случае. Происходит перегрузка по мощности электродвигателя привода П1 на 4 кВт. Натяжение грузонесущей ленты увеличено до 15000 Н из условия отсутствия провисания. Натяжение тяговой ленты привода П1 увеличено до 19649 Н, что устранило буксование его приводного барабана.
15	Основную нагрузку воспринимает барабанный привод П4. Приводы П1, П2 и П3 суммарно развивают тяговое усилие, достаточное для преодоления сопротивления движению лент собственных тяговых контуров, с передачей грузонесущей ленте незначительного полезного тягового усилия. Минимальное натяжение грузонесущей ленты сохранено в значении 11524 Н. В данном сочетании грузонесущая лента максимально натянута. Превышение мощности привода П4 не происходит.
16	Приводы работают стабильно при натяжениях лент в соответствии с первым сочетанием. Тяговые усилия распределяются более равномерно по сравнению с первым сочетанием. В данном сочетании достигается наименьшее максимальное натяжение грузонесущей ленты.

Анализируя полученные в процессе моделирования данные (при движении как порожнего, так и загруженного конвейера) можно отметить следующие результаты, которые позволила выявить вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий.

1 При учете возможного интервала отклонений скольжения электродвигателей приводов разброс развиваемой ими мощности при порожнем движении конвейера составляет 2,1 кВт или 9,4 % по отношению к максимально развиваемой мощности (22,3 кВт). При движении конвейера в загруженном состоянии разброс значений развиваемой мощности составляет 3,7 кВт или 6,3 % по отношению к максимально развиваемой мощности (58,4 кВт).

2 Разброс значений максимальных натяжений грузонесущей ленты при моделировании различных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей в порожнем движении конвейера составляет 6917 Н или 55,9 % по отношению к наибольшему из полученных значений максимального натяжения (12372 Н). При моделировании движения конвейера в загруженном состоянии разброс значений максимальных натяжений грузонесущей ленты составляет 12885 Н или 39,9 % по

отношению к наибольшему из полученных значений максимального натяжения (32297 Н).

3 При работе конвейера в порожнем режиме выявлено одно неработоспособное сочетание отклонений скольжения электродвигателей, причиной которого является срыв сцепления тяговой и грузонесущей лент на одном из промежуточных приводов, воспринимающем основную нагрузку. Данная проблема может быть решена увеличением длины данного промежуточного привода.

4 При работе конвейера в загруженном режиме выявлено три неработоспособных сочетания отклонений скольжения электродвигателей, причиной которых стала перегрузка по мощности приводных электродвигателей. Данная проблема может быть решена как увеличением мощности устанавливаемых электродвигателей, так и усилением контроля их качества. Стоит отметить, что максимальная суммарная развиваемая мощность двигателей приводов конвейера при его движении с полной загрузкой – 58,4 кВт при общем резерве мощности 160 кВт, что составляет 36,5 %. Фактически, остаток мощности (101,6 кВт или 63,5 %) используется для резервирования возможных нештатных режимов работы (что в некоторых сочетаниях отклонений скольжения электродвигателей также является недостаточной мерой воздействия).

5 Детальное моделирование позволило выявить определенные работоспособные сочетания отклонений скольжения электродвигателей приводов, при которых промежуточные ленточные приводы работают в «дотационных» режимах, представляя собой дополнительное сопротивление для движения грузонесущей ленты. При движении порожнего конвейера из 16 анализируемых сочетаний 13 соответствуют данному описанию (81,3 %). При движении полностью загруженного конвейера из 16 анализируемых сочетаний 12 соответствуют данному описанию (75 %). Таким образом, задачей проектировщика является необходимость реализации такой расстановки двигателей в структуре системы приводов, которая позволит всей системе не попасть в число «дотационных» сочетаний.

3.2 Верификация вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров

Верификацию вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров целесообразно провести с помощью обратного моделирования с учетом заданных экспериментально измеренных значений мощностей приводов при работе конвейера в различных режимах [8].

Согласно [8] при работе опытного образца конвейера (рисунок 3.1) без нагрузки было исследовано два режима работы его электродвигателей:

- без сопротивления в цепи ротора (цепь ротора короткозамкнутая), ориентировочное скольжение электродвигателей (математическое ожидание) – 2 % [8];
- с постоянно включенным сопротивлением в цепь ротора, ориентировочное скольжение электродвигателей (математическое ожидание) – 12 % [8].

Результаты измерений мощности, развиваемой приводами конвейера, представлены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Расход электроэнергии приводами конвейера [8]

Электродвигатели приводов	Скольжение (ориентировочное)	Расход энергии, кВт				
		Общий	П1	П2	П3	П4
Без сопротивления в цепи ротора	2 %	20	4	8	6	2
С постоянно включенным сопротивлением в цепь ротора	12 %	20	4	5	5	6

Стоит отметить несостоятельность указания в источнике [8] величины ориентировочного скольжения электродвигателей, заключающуюся в невозможности создания подобной диспропорции распределения тяговых усилий в системе приводов для четырех одинаковых электродвигателей с идентичными механическими характеристиками. К примеру, при указанном скольжении (2 %) и соответствующем ему распределении мощностей, реализуемых электродвигателями, механические характеристики последних значительно выйдут за пределы, установленные возможностью отклонения номинального скольжения ± 20 % (рисунок 3.8).

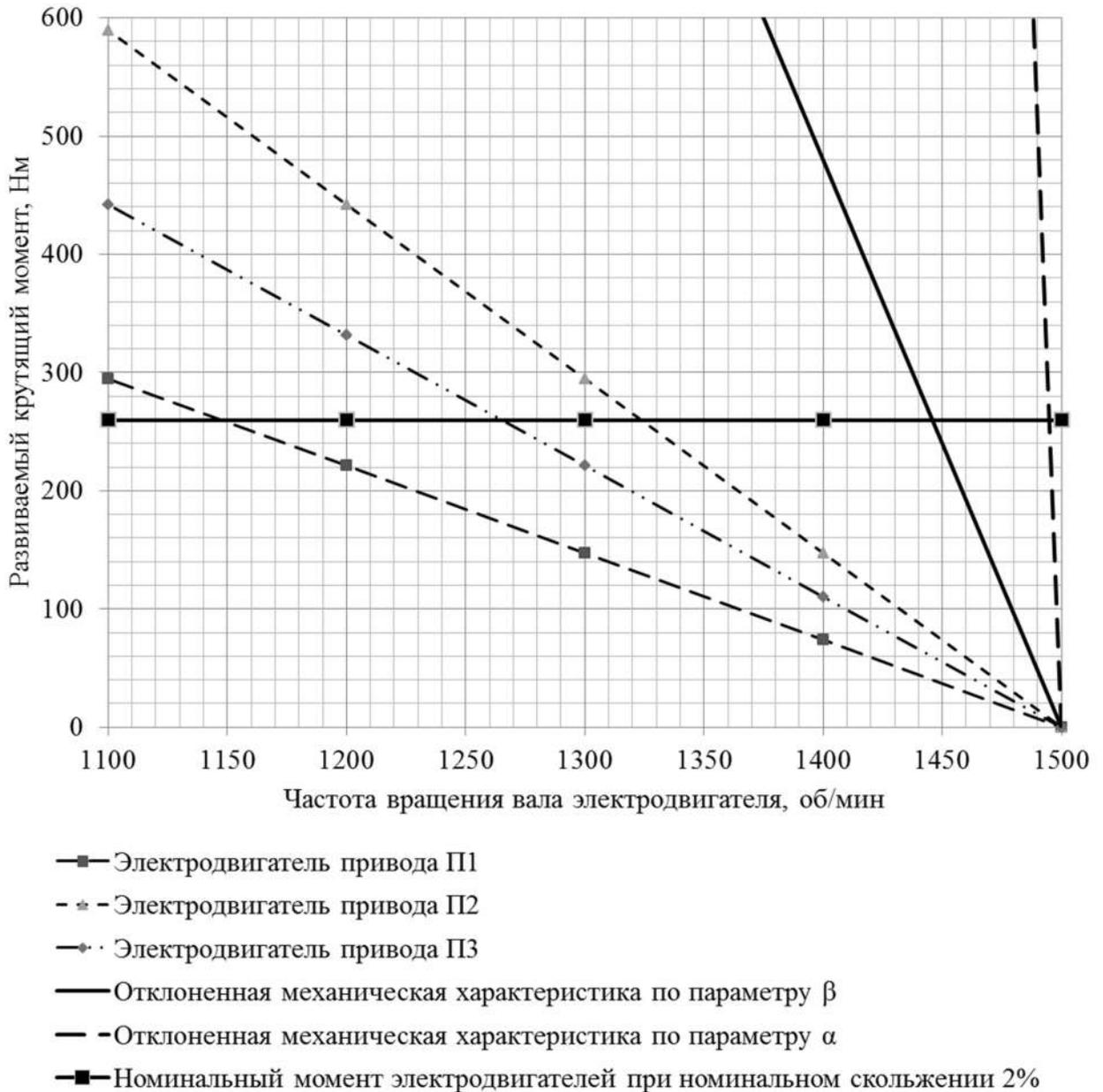


Рисунок 3.8 – Предельные отклонения и отклоненные механические характеристики электродвигателей промежуточных приводов

Данные, приведенные на рисунке 3.8, показывают, что электродвигатель привода П1 будет развивать номинальный крутящий момент при скольжении 23,5 % (отклонение от номинального скольжения составляет 1075 %), электродвигатель привода П2 – при скольжении 11,8 % (отклонение от номинального скольжения составляет 490 %), электродвигатель привода П3 – при скольжении 15,7 % (отклонение от номинального скольжения составляет 685 %). При этом граничные значения номинального скольжения с учетом отклонений по условиям моделирования по параметру β – 3,6 %, по параметру α – 0,34 %.

В случае отсутствия при моделировании привязки к ориентировочному значению скольжения 2 % [8], указанному в таблице 3.7, медианное значение частоты вращения валов электродвигателей целесообразно и корректно вычислить при равномерном распределении мощностей, развиваемых приводами (по 5 кВт), и номинальных механических характеристиках электродвигателей. Таким образом, $n = 1496,3$ об/мин. При обратном моделировании (определении отклонений механических характеристик электродвигателей по заданным значениям развиваемой мощности) механические характеристики электродвигателей примут вид, представленный на рисунках 3.9 и 3.10.

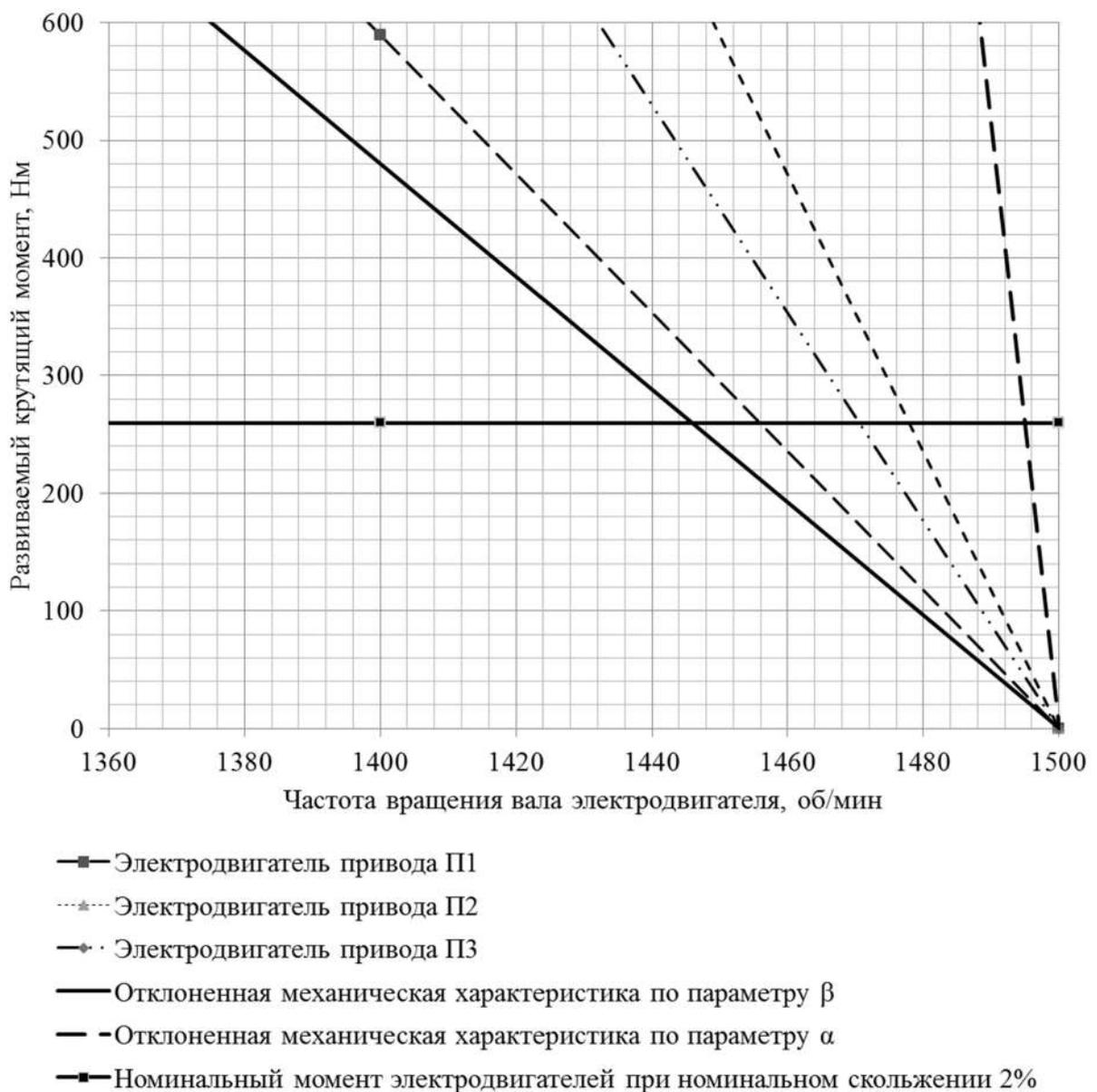


Рисунок 3.9 – Пределные отклонения и отклоненные механические характеристики электродвигателей промежуточных приводов при медианном значении частоты вращения

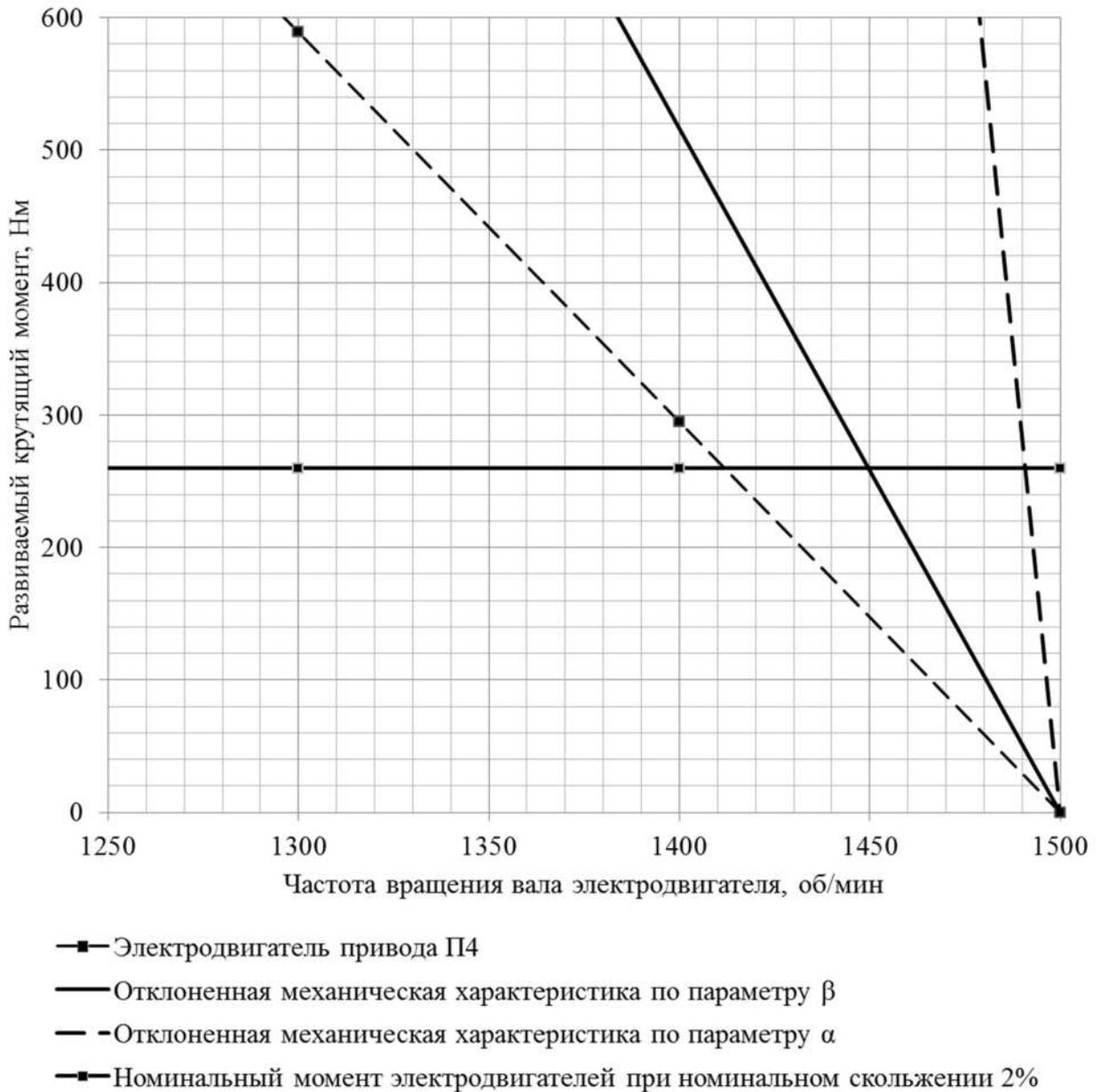


Рисунок 3.10 – Предельные отклонения и отклоненная механическая характеристика электродвигателя барабанного привода П4 при медианном значении частоты вращения

Анализируя рисунки 3.9 и 3.10, можно заметить, что экспериментально определенное отклонение скольжения электродвигателя барабанного привода П4 выходит за пределы вероятностного интервала $[\alpha; \beta]$. Данное обстоятельство позволяет судить о том, что принятое значение коэффициента стабильности механической характеристики поставляемых двигателей $K_H = 0,98$ при моделировании необходимо уменьшить, что свидетельствует о реальном более низком контроле качества продукции по сравнению с принятым при построении модели (механи-

ческая характеристика электродвигателя П4 попадает в интервал отклонения скольжения при $K_H \leq 0,5$). В случае дифференцированного подхода можно назначать для каждого электродвигателя собственное уникальное значение K_H .

Моделирование включения сопротивлений в цепь ротора (таблица 3.7, скольжение 12 %) не имеет смысла в условиях отсутствия информации о величинах этих сопротивлений, их возможных погрешностях, а также о числе ступеней сопротивлений в цепи роторов. В данном случае существует высокая вероятность построения некорректных механических характеристик электродвигателей.

Тем не менее, стоит отметить совпадение тенденций относительного распределения тяговых усилий при смягчении механических характеристик двигателей в сравнении результатов экспериментальных исследований (таблица 3.7) и результатов моделирования (таблица 3.3). Согласно данным таблицы 3.3 в случае отклонения всех механических характеристик двигателей в сторону увеличения их жесткости (сочетание 1) барабанный привод П4 развивает почти вдвое меньшее тяговое усилие по отношению к ленточным приводам. При этом в случае отклонения всех механических характеристик двигателей в сторону уменьшения их жесткости (сочетание 16) барабанный привод развивает уже наибольшее тяговое усилие из всех приводов конвейера. Подобное распределение тяговых усилий (пропорциональных им мощностей) наблюдается и при анализе данных таблицы 3.7, в частности при работе двигателей на естественных механических характеристиках (без сопротивления в цепи ротора) привод П4 развивает наименьшую мощность по отношению к другим приводам, в то время как при работе двигателей с включенным в цепь ротора сопротивлением этот же двигатель развивает уже наибольшую мощность.

Совпадение описанных выше тенденций распределения тяговых усилий приводов при увеличении и уменьшении жесткостей механических характеристик позволяет сделать вывод о корректности предложенных подходов к определению отклонений интервалов скольжения электродвигателей, в том числе введения в расчет принципа равенства скоростей ленты во всех точках трассы конвейера при изменении механических характеристик электродвигателей.

3.3 Закономерности совместной работы приводов ленточных конвейеров при наличии случайных отклонений скольжения их электродвигателей

В результате проведенного в подразделе 3.1 вероятностного моделирования помимо описанных частных выводов можно установить ряд системных закономерностей [32], которым подчиняется любая случайная система приводов ленточного конвейера. Указанные закономерности можно представить в виде следующих положений.

1 Наилучшими с позиции распределения тяговых усилий являются сочетания с одинаковыми отклонениями всех приводов, причем общее «смягчение» механических характеристик приводит к более равномерному распределению тяговых усилий.

2 В случае наличия в системе одного двигателя со «смягченной» механической характеристикой его установка в структуру промежуточного ленточного привода может привести к работе последнего в режиме сопротивления движению грузонесущей ленте, так как при синхронизации скоростей контуров лент указанный привод будет развивать недостаточное тяговое усилие для преодоления сопротивления движению собственного тягового контура («дотационный» режим работы).

3 При наличии в системе нескольких двигателей со «смягченными» механическими характеристиками и нескольких с «жесткими», а также реализации в структуре системы приводов как барабанных, так и промежуточных ленточных приводов наилучшее распределение тяговых усилий достигается в случае установки двигателей с «жесткими» характеристиками в структуры промежуточных ленточных приводов, что также можно сформулировать в виде следующего принципа: чем большую нагрузку возьмут на себя промежуточные ленточные приводы, тем меньшее количество из них будет работать в дотационном режиме.

4 Наибольшую опасность при эксплуатации конвейера представляют сочетания отклонений скольжения электродвигателей, внутри которых имеется только один двигатель с «жесткой» механической характеристикой – в этом случае он пытается воспринять основной спектр нагрузок при возможном снижении общей син-

хронизирующей скорости движения лент конвейера. Данное обстоятельство может привести к перегрузке двигателя по мощности и срыву сцепления лент на промежуточных ленточных приводах.

5 Грузонесущая лента работает в спектре максимальных значений собственного натяжения в случаях восприятия наименьшей нагрузки приводами любых типов, взаимодействующими с грузовой ветвью конвейера, что соответствует наличию у двигателей данных приводов «смягченных» механических характеристик по отношению к двигателям других приводов. Наиболее опасный вид данная закономерность принимает в случае установки в структуре конвейера промежуточных ленточных приводов, взаимодействующих с грузонесущей лентой, т.к. данные приводы могут все вместе одновременно работать в «дотационном» режиме.

6 В случаях восприятия значительных нагрузок промежуточными ленточными приводами при работе их двигателей на «жестких» механических характеристиках общая работоспособность системы сохраняется за счет повышения натяжений соответствующих тяговых лент. Сохранить работоспособное состояние системы при первоначальных значениях всех входных параметров в рассматриваемых условиях невозможно.

7 В случае наличия в структуре системы примерно одинакового количества приводов с двигателями, работающими на «жестких» механических характеристиках, и приводов с двигателями, работающими на «мягких» механических характеристиках, наилучшими с позиции минимизации натяжений лент являются такие распределения приводов по трассе конвейера, при которых достигается последовательное чередование приводов с «жесткими» и приводов с «мягкими» характеристиками при отсутствии возможности выравнивания их тяговых усилий с использованием систем управления.

Установленные закономерности непосредственно влияют на принимаемые проектные решения, участвуя в формировании одной из частей комплекса конструктивных ограничений вариантов исполнения систем приводов ленточных конвейеров различной конфигурации.

3.4 Совершенствование методики выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий

Установленные в предыдущем подразделе закономерности непосредственно влияют на принимаемые проектные решения, формируя комплекс конструктивных ограничений сравниваемых вариантов исполнения систем приводов ленточных конвейеров. Применяемые при этом методы принятия решений сводятся к оценке каждого варианта с помощью критериев эффективности. В проведенных ранее исследованиях [65] автором была разработана методика выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий, как одного из наиболее прогрессивных и взвешенных методов принятия решений. При этом данная методика требует более глубокой адаптации к объекту исследования, а именно разработки и обоснования принципов взаимодействия критериев друг с другом с целью устранения возможностей принятия ошибочных решений.

Метод анализа иерархий (МАИ) широко используется для принятия рациональных решений в различных областях жизнедеятельности. При этом сторонники и критики МАИ на протяжении значительного периода времени приводят аргументы в защиту метода и наоборот [193; 232].

Анализируя приведенное в источнике [193] доказательство несостоятельности МАИ можно сделать следующие выводы.

1 Полученные авторами логические выкладки, как минимум, спорны, т.к., указывая на тот факт, что шкалы приоритетов вариантов по отдельным критериям в МАИ полагаются шкалами отношений не связанными друг с другом, в приведенном примере авторы вводят общую шкалу для двух используемых критериев. При этом сравнивая значения вариантов по двум критериям в рамках одной шкалы, делается оценочный субъективный вывод о том, какой вариант решения может считаться наилучшим в противовес данным, полученным при определении такого варианта с помощью МАИ.

2 В основе МАИ при выявлении приоритетов на каждом уровне иерархии лежит метод парных сравнений. В приведенном в работе [193] примере авторы

присваивают каждому рассматриваемому варианту в рамках каждого критерия фиксированное оценочное значение. При таком подходе метод парных сравнений, который априори должен учитывать «индивидуальные отношения» каждой пары вариантов по всем критериям, утрачивает свое смысловое содержание, принимая частную форму, в которой вес варианта в рамках критерия определяется долей его значения в сумме значений всех вариантов по рассматриваемому критерию. Таким образом, отпадает необходимость проведения большинства сопутствующих методу парных сравнений математических операций. Действительно, при парном сравнении степень важности n -го варианта Q_n в рамках i -го критерия при фиксированных оценочных значениях определяется следующим образом:

$$Q_n = \frac{\left(\frac{G_{in}}{G_{i1}} \frac{G_{in}}{G_{i2}} \frac{G_{in}}{G_{i3}} \dots \frac{G_{in}}{G_{ik}} \right)^{1/k}}{\sum_{n=1}^k \left(\frac{G_{in}}{G_{i1}} \frac{G_{in}}{G_{i2}} \frac{G_{in}}{G_{i3}} \dots \frac{G_{in}}{G_{ik}} \right)^{1/k}} = \frac{G_{in}}{\sqrt[k]{G_{i1}G_{i2}G_{i3}\dots G_{ik}}} \cdot \frac{\sqrt[k]{G_{i1}G_{i2}G_{i3}\dots G_{ik}}}{\sum_{n=1}^k G_{in}} = \frac{G_{in}}{\sum_{n=1}^k G_{in}}, \quad (3.18)$$

где G_{ik} – фиксированное оценочное значение i -го критерия для k -го варианта; G_{in} – фиксированное оценочное значение i -го критерия для n -го варианта; k – количество вариантов в рамках критерия.

В работе [38] приведен пример применения МАИ к выбору рационального варианта системы приводов (СП) ленточного конвейера (ЛК). Используемые в примере шкалы оценок вариантов по различным критериям несоизмеримы, т.к. оценки представляют собой непосредственно рассчитанные по соответствующим методикам значения различных критериев. Данное обстоятельство позволяет осуществить уход от возможных спорных суждений, описанных выше в первом выводе.

Применительно к этому утверждению приведем пример, аналогичный описанному в источнике [193], но с несоизмеримыми шкалами оценок. Числовые значения вариантов по критериям сохраняют предложенные в [193] соотношения между ними.

Пусть имеются четыре СП ЛК. Они сравниваются по двум условно равнозначным критериям: стоимость СП и необходимая для установки СП площадь поверхности. Значения критериев для указанных СП приведены в таблице 3.8.

Таблица 3.8 – Значения критериев для СП ЛК в рассматриваемом примере

№ СП ЛК	Стоимость СП, млн. руб.	Необходимая площадь поверхности, млн. мм ²
1	90	30
2	30	30
3	10	90
4	90	10

В качестве условия задачи предположим, что в текущей проектной ситуации наилучшим будет являться вариант с максимальными значениями критериев. При использовании МАИ рациональным оказывается вариант №3. В работе [193] авторы сделали вывод о том, что вариант №3 не может быть предпочтительнее варианта №1, т.к. имеет визуально худшие значения по критериям (с учетом принятого авторами допущения о применимости одинаковой шкалы оценок к двум критериям). В приведенном примере сделать подобное утверждение не представляется возможным в силу некорректности отождествления значений 90 млн. руб. и 90 млн. мм², т.к. равнозначность критериев подразумевает равенство их весов для субъекта, принимающего решение, а не соразмерность шкал значений критериев.

Приведенный пример иллюстрирует ошибочность однозначного утверждения о несостоятельности МАИ, сделанный в работе [193]. При этом следует отметить, что пример, описанный в [193], наглядно демонстрирует возможность получения некорректного результата в случае наличия в структуре иерархии хотя бы двух критериев с одинаковыми шкалами оценок при фиксированных значениях критериев для сравниваемых вариантов (частный случай метода парных сравнений).

Таким образом, можно сформулировать первое условие, определяющее обязательное требование к структуре иерархии при использовании МАИ: в структуру иерархии не должны включаться критерии, имеющие одинаковые шкалы оценок,

в случае применения фиксированных значений критериев для сравниваемых вариантов.

При выборе рационального варианта какого-либо технического объекта не существует возможности ухода от частной формы метода парных сравнений на нижнем уровне иерархии, определяемом значениями критериев по каждому сравниваемому варианту. Это связано с наличием четко нормированных и измеряемых шкал критериев эффективности сравниваемых объектов, являющихся их техническими, экономическими, экологическими и другими характеристиками, значения которых можно однозначно установить. Степень важности вариантов по критериям в таком случае устанавливается с использованием зависимости (3.18).

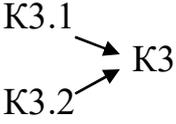
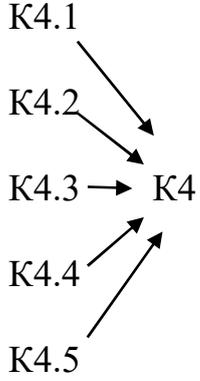
В связи с этим можно сформулировать второе условие, определяющее границы корректного использования метода парных сравнений в МАИ: при сравнении однозначно определенных значений вариантов в рамках каждого критерия (в случае с техническими объектами – однозначно установленных значений их характеристик) на любом уровне иерархии приоритет любого сравниваемого варианта в рамках рассматриваемого критерия определяется отношением значения этого варианта по данному критерию к сумме значений всех сравниваемых вариантов по этому же критерию.

На более высоких уровнях иерархии метод парных сравнений уходит от частной формы, т.к. «индивидуальные отношения» критериев и групп критериев (при необходимости) между собой устанавливаются на основе экспертных оценок. В этом случае для корректного использования метода парных сравнений в свете допущения, сделанного в работе [193], а также в противовес предыдущему условию, можно сформулировать третье условие, определяющее особенности экспертного оценивания критериев и групп критериев на более высоких уровнях иерархии: при сравнении критериев и групп критериев их приоритеты в рамках каждого слота или уровня иерархии целесообразно определять попарным сравнением друг с другом, учитывая «индивидуальные отношения» критериев или групп критериев между собой.

Следует отметить использование в приведенном третьем условии понятия «целесообразно», т.к. при соблюдении требований, сформулированных в первом условии допустимо применять описанную выше частную форму метода парных сравнений. Пример определения рационального варианта технического объекта (СП ЛК) со структурой иерархии, оперирующей на каждом её уровне частной формой метода парных сравнений, приведен в [38].

В работе [65] автором предложен общий комплекс критериев (КК) оценки эффективности СП ЛК. Описанный КК может применяться в совокупности с разными методами принятия рациональных проектных решений. В случае применения МАИ данный КК необходимо преобразовать в соответствии с полученным выше первым условием, определяющим требования к структуре иерархии. Преобразованный для МАИ КК представлен в таблице 3.9.

Таблица 3.9 – Критерии оценки эффективности СП ЛК

Группа критериев	Преобразованный КК	Обозначение
Эксплуатационные	а) трудоемкость монтажа и обслуживания СП и ЛК за установленный период времени (чел.час);	К1
Эргономические	а) удобство управления СП;	К2
Временные	а) время, необходимое для создания технического проекта СП и ЛК (мес); б) время, необходимое для производства и монтажа СП и ЛК в соответствии с разработанным техническим проектом (мес);	 К3.1 → К3 К3.2 → К3
Экономические	а) стоимость создания технического проекта СП и ЛК (у.е.); б) стоимость закупки стандартных комплектующих для СП и ЛК (у.е.); в) стоимость производства нестандартных комплектующих для СП и ЛК (у.е.); г) стоимость транспортировки комплектующих СП и ЛК к месту монтажа (у.е.); д) стоимость резерва оборудования и вспомогательных материалов для обслуживания СП и ЛК (у.е.).	 К4.1 → К4 К4.2 → К4 К4.3 → К4 К4.4 → К4 К4.5 → К4

В преобразованный КК введена дополнительная группа критериев – *временные*. Данное решение обосновывается практическим опытом проектирования систем приводов, зачастую указывающим на отдачу заказчиками предпочтения организациям, способным осуществить разработку, производство и монтаж всего необходимого комплекса оборудования в самые короткие сроки. Не вошедшие в преобразованный КК критерии эффективности, присутствовавшие в исходном КК, отнесены к техническим ограничениям при проектировании с обязательным условием их реализации. Приведенные в таблице 3.9 критерии относятся не только к СП, но и к ЛК в целом, что позволяет применять их для комплексной оценки эффективности проектируемых конвейерных установок [48].

Описанные критерии обобщают не только отечественный, но и, в том числе, мировой опыт проектирования ЛК. К примеру, при разработке и реализации конвейерной установки, лежащей в основе транспортного соединения 40.10 шахты «Саар» (Германия) в 2003 году [127] рациональный вариант ЛК определялся по следующим критериям:

- 1) одноразовые расходы на приобретение установки, конвейерной ленты, приводной техники и электрооборудования, включая запасные части;
- 2) расходы на подготовку мест монтажа приводов;
- 3) стоимость и продолжительность монтажа установки;
- 4) текущие эксплуатационные расходы на обслуживание, технический уход и ремонт;
- 5) текущие эксплуатационные расходы на энергию и охлаждение;
- 6) оценка риска в отношении повреждения выработки под воздействием горного давления.

Описанные критерии полностью сопоставимы с предложенными в таблице 3.9, за исключением последнего, непосредственно не относящегося к проектируемой конвейерной установке. Первые пять экономических критериев можно объединить в один обобщенный, задавшись сроками эксплуатации конвейерной установки. В предложенном в таблице 3.9 КК критерии текущих эксплуатационных расходов и монтажа переведены в разряд эксплуатационных (критерий K1),

что позволяет проводить их измерение в абсолютных единицах (чел·час). В этом случае критерий не зависит от соотношений курсов валют различных стран, представители компаний которых могут взаимодействовать в рамках различных крупных совместных проектов, а также от текущих экономических ситуаций внутри самих государств, определяющих показатели оплаты единиц времени труда рабочих и других специалистов.

В общем случае, при выборе рационального варианта СП ЛК методом анализа иерархий с помощью предложенного выше КК (таблица 3.9) на втором уровне иерархии, соответствующем расположению критериев, формируется четыре обобщенных критерия (таблица 3.9), в рамках которых варианты СП ЛК сравниваются по несоразмерным между собой шкалам с учетом принятия методом парных сравнений своей частной формы. Обобщенные критерии не должны обязательно включать в себя все критерии соответствующей группы. Набор критериев в рамках одного обобщенного формируется с учетом требований конкретной проектной ситуации.

Сформированная согласно описанным выше трем условиям (с учетом преобразованного КК) структура иерархии, соответствующая процессу выбора рационального варианта СП ЛК, представлена на рисунке 3.11.

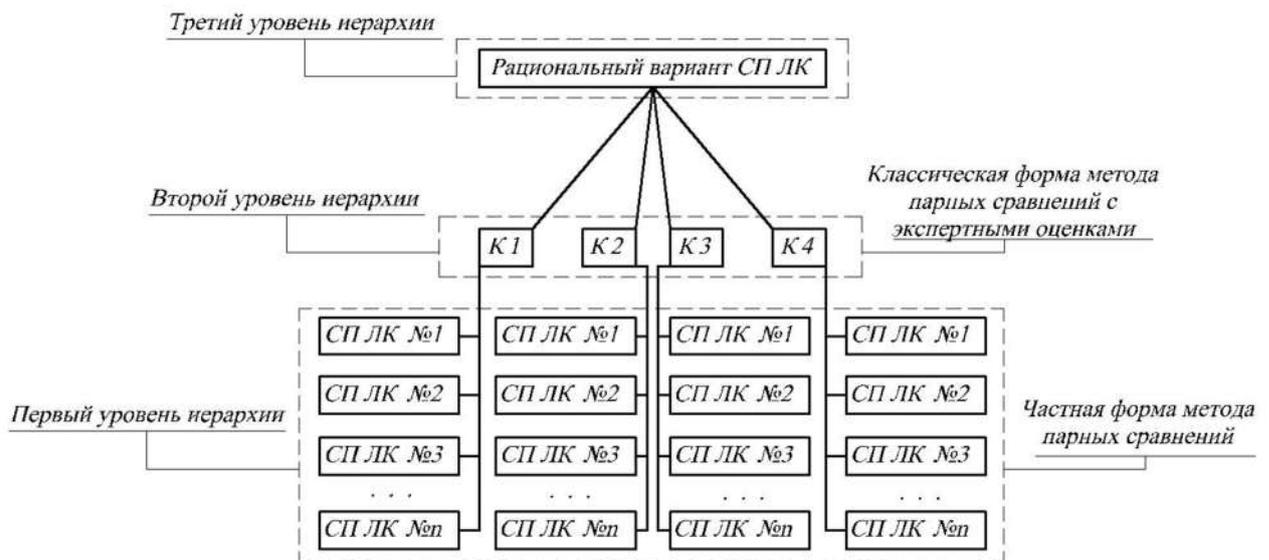


Рисунок 3.11 – Сформированная структура иерархии с учетом преобразованного КК

Предложенная структура иерархии исключает наличие проанализированных возможных логических и математических ошибок, учитывая корректное применение частной формы метода парных сравнений на её нижнем уровне.

3.5 Комплекс проектных мер рациональной компоновки систем приводов ленточных конвейеров

На основе установленных закономерностей совместной работы приводов ленточных конвейеров при наличии случайных отклонений механических характеристик их электродвигателей разработан комплекс проектных мер, реализующих рациональную компоновку систем приводов. Комплекс включает следующие мероприятия.

1 Мощность приводов конвейера следует выбирать с учетом условия приведения в движение порожнего конвейера хотя бы одним из приводов.

2 Перед осуществлением монтажных операций все планируемые к установке электродвигатели должны быть испытаны на предмет определения реального вида механической характеристики каждого из них. По результатам испытаний двигатели должны быть распределены по приводам с учетом приближения к наилучшим сочетаниям отклонений их скольжения, смоделированным в процессе проектирования. В случае невозможности осуществления данного приближения необходимо либо заменить двигатели, либо осуществить выбор соответствующей системы управления, позволяющей нивелировать негативные последствия отклонений скольжения.

3 Систему эксплуатации многоприводных ленточных конвейеров следует разрабатывать с учетом возможности изменения механических характеристик электродвигателей во времени. При плановой остановке конвейеров (при проведении ремонтов различного уровня и технического обслуживания) также необходимо испытывать электродвигатели приводов на предмет определения реального вида механической характеристики каждого из них. При наличии изменений в допустимых пределах можно производить перестановки двигателей между приво-

дами в целях реализации наилучшего распределения тяговых усилий. В случае значительного отклонения механических характеристик электродвигатели должны быть заменены.

4 Устранить негативные последствия отклонений скольжения электродвигателей в достаточной степени способны системы управления, имеющие в своей структуре либо тиристорные преобразователи как напряжения, так и частоты тока питающей сети (при использовании переменного тока), либо пуско - предохранительные гидромуфты с возможностью регулирования наполнения рабочей жидкостью без остановки конвейера.

5 Натяжение грузонесущей ленты многоприводного ленточного конвейера, а также натяжения тяговых лент промежуточных приводов ленточных конвейеров не могут регулироваться грузовыми и винтовыми натяжными устройствами в их классическом понимании. При проектировании многоприводных конвейеров должны применяться только оперативно и удаленно управляемые натяжные устройства, интегрированные в общую систему управления конвейером.

6 Процедуры проектирования и расчета пусковых режимов многоприводных конвейеров должны предусматривать реализацию мероприятий по недопущению первичного включения промежуточных ленточных приводов, работа которых возможна в дотационном режиме.

7 Применение разветвленных систем многодвигательных приводов значительно усложняет прогнозирование поведения всей системы (на несколько порядков увеличивается необходимое количество обязательных для анализа сочетаний отклонений скольжения электродвигателей), что автоматически снижает приоритеты использования таких систем приводов в отношении группы временных критериев эффективности [43]. В случае установки жестких временных рамок проектирования и их отсутствии в отношении экономических критериев предпочтение стоит отдавать наиболее простым вариантам исполнения систем приводов (до трех барабанных приводов в системе, каждый из которых оборудован одним электродвигателем – максимальное число анализируемых сочетаний отклонений скольжения электродвигателей составит 81).

8 При вычислении значения критерия стоимости резерва оборудования [43] с учетом выявленных закономерностей совместной работы приводов ленточных конвейеров необходимо учитывать издержки на закупку дополнительных электродвигателей с целью их ротации при проведении испытаний на предмет установления реального вида механических характеристик.

9 В случае применения нескольких двухдвигательных приводов наилучшее распределение тяговых усилий достигается при комбинировании в структуре каждого привода электродвигателя с «жесткой» и электродвигателя с «мягкой» механическими характеристиками. При этом возможна перегрузка двигателя с более «жесткой» характеристикой, что необходимо учитывать, предусматривая дополнительные предохранительные устройства в структуре привода.

3.6 Выводы по разделу 3

1 Каждое из расчетных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей систем приводов ленточных конвейеров обладает уникальной структурой, описывающей один из возможных вариантов работы конвейера. Приведенный в настоящем разделе анализ сочетаний в процессе моделирования может быть принят в качестве эталонного. При этом комплексный качественный уровень анализа результатов моделирования достигается при увеличении количества расчетных сочетаний отклонений скольжения. Наибольшую сложность и трудоемкость для вероятностного моделирования представляют системы приводов, включающие в свою структуру промежуточные ленточные приводы. Подобные структуры приводят к необходимости управления при моделировании натяжениями тяговых контуров промежуточных приводов для обеспечения работоспособности всей системы. В общем случае система управления многоприводным ленточным конвейером с промежуточными ленточными приводами должна иметь интегрированный блок управления натяжением тяговых контуров, работающий взаимосвязано с системой управления двигателями приводов.

2 Проведенная на основе экспериментальных исследований верификация вероятностной математической модели распределения тяговых усилий позволяет сделать следующие выводы:

- при моделировании для каждого из двигателей системы приводов допустимо применение собственного уникального значения коэффициента стабильности механической характеристики, что позволяет дифференцировано подходить к качеству поставляемых двигателей;
- по результатам проведенной верификации можно сделать вывод о целесообразности включения в число расчетных сочетаний отклонений скольжения таких особых сочетаний, в которых коэффициент стабильности механической характеристики какого-либо одного из двигателей снижен до значений менее 0,5;
- по результатам проведенной верификации подтверждена корректность введения в расчет принципа искусственного выравнивания скоростей движения ленты во всех точках трассы конвейера при изменении механических характеристик электродвигателей;
- предложенные подходы к построению вероятностной математической модели состоятельны; гибкость математической модели позволяет спрогнозировать фактически любое из возможных распределений тяговых усилий для какой-либо случайной структуры системы приводов с учетом условий эксплуатации и заданных первоначальных конструкторских ограничений.

3 Установленные системные закономерности совместной работы приводов ленточных конвейеров при наличии случайных отклонений скольжения их электродвигателей обобщают возможные результаты анализа работы различных по конфигурации систем приводов и, фактически, являются точечными опорными тезисами, на которые в первую очередь следует обращать внимание при моделировании. При этом компоновка систем приводов с учетом описанных закономерностей на этапе, предшествующем вероятностному моделированию, способствует уменьшению трудоемкости моделирования за счет сокращения числа возможных конфигураций систем приводов с изначально заложенными худшими параметрами распределения тяговых усилий.

4 Разработанный комплекс проектных мер, реализующих рациональную компоновку систем приводов на основе полученных закономерностей, охватывает не только проектные, но и монтажно-технологические операции в виде дополнительных предварительных условий сборки. На основе проведенного моделирования в разработанный комплекс дополнительно введены положения, касающиеся некоторых рекомендаций по разработке системы эксплуатации многоприводных ленточных конвейеров, в том числе вопросов очередности пуска приводов.

5 Обоснована методика выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий. Выработаны условия, выполнение которых обеспечивает корректное применение предлагаемой методики в процессе выбора рациональных вариантов технических объектов, а именно:

- в структуру иерархии не должны включаться критерии, имеющие одинаковые шкалы оценок, в случае применения фиксированных значений критериев для сравниваемых вариантов;
- при сравнении однозначно определенных значений вариантов в рамках каждого критерия (в случае с техническими объектами – однозначно установленных значений их характеристик) на любом уровне иерархии приоритет любого сравниваемого варианта в рамках рассматриваемого критерия определяется отношением значения этого варианта по данному критерию к сумме значений всех сравниваемых вариантов по этому же критерию;
- при сравнении критериев и групп критериев их приоритеты в рамках каждого слота или уровня иерархии целесообразно определять попарным сравнением друг с другом, учитывая «индивидуальные отношения» критериев или групп критериев между собой.

В соответствии с выработанными условиями предложен адаптивный комплекс критериев эффективности систем приводов ленточных конвейеров, включающий эксплуатационные, эргономические, временные и экономические критерии, а также соответствующая ему структура иерархии.

4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОТДЕЛЬНЫХ КОМПОНЕНТОВ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ПРИВОДОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Проведенная в разделе 3 верификация вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров обосновывает работоспособность модели лишь частично, подтверждая общие принципы её работы. При этом процесс моделирования и дальнейшего тягового расчета сопровождается рядом ограничений, обусловленных особенностями конструкции и работы промежуточных приводов. Некоторые из основных вводимых ограничений обоснованы в различных научных трудах только теоретически [20] и требуют практического изучения.

В настоящем разделе приводятся цели, методики и результаты экспериментальных исследований отдельных компонентов рабочих процессов промежуточных ленточных приводов и промежуточных барабанных приводов типа «ложный сброс».

4.1 Цели экспериментальных исследований

Обобщенная цель проводимых экспериментальных исследований – практическое обоснование конструктивных и эксплуатационных ограничений при моделировании распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров.

В соответствии с указанной обобщенной целью формируются следующие частные цели.

1 Выявление особенностей проектирования вспомогательных перегрузочных устройств, применяемых в пунктах установки промежуточных приводов типа «ложный сброс», влияния конструкции и рабочих процессов данных устройств на процесс тягового расчета, в частности на величину изменения производительности конвейера при прохождении перегрузочных пунктов трассы.

2 Разработка принципиальной конструкции и создание экспериментального стенда для исследования рабочих процессов в промежуточном ленточном приводе ленточного конвейера.

3 Экспериментальное исследование температурных особенностей взаимного контакта условно грузонесущей и тяговой лент с использованием разработанного экспериментального стенда.

4 Экспериментальное исследование температурных особенностей работы электрического привода в виде обобщенного приводного механизма подъемно-транспортной машины в продолжительных режимах включения, соответствующих режимам работы ленточных конвейеров, с применением преобразователей частоты и на естественных механических характеристиках.

4.2 Экспериментальные исследования вспомогательных перегрузочных устройств в промежуточных приводах типа «ложный сброс»

Поскольку перегрузочные пункты промежуточных барабанных приводов типа «ложный сброс» идентичны пунктам погрузки конвейеров, то применяемые вспомогательные средства формирования потока груза (лотки, бункеры, питатели) можно исследовать на аналогичных конструкциях, применяемых для более легких машин конвейерного транспорта.

Цель данного экспериментального исследования сформулирована в подразделе 4.1 и концентрируется на факторах процесса перегрузки, непосредственно влияющих на параметры тягового расчета конвейера.

Сопротивления движению в загрузочных лотках, а также при применении питателей достаточно изучены и описаны в работах [131; 242]. Методика расчета бункеров с одиночными выпускными отверстиями описана в работе [131]. При этом стоит отметить достаточно высокий уровень субъективизма при назначении ряда коэффициентов (в частности, коэффициентов истечения груза) при проектировании данных устройств. Также стоит отметить малую изученность вопросов формирования слоя груза на ленте при использовании загрузочных как регулирую-

емых, так и нерегулируемых бункеров с последовательными каскадами выпускных отверстий, позволяющих осуществлять загрузку конвейера на небольшом протяжении вдоль ленты.

Поскольку бункеры могут выполнять функции накопителей, то в определенных условиях их применение может являться важным техническим фактором стабилизации потока груза на ленте после каждого перегрузочного пункта, что в свою очередь позволяет контролировать величину удельного веса груза в соответствии с принятыми значениями при проведении тягового расчета.

Объектом исследований является загрузочный бункер приемного ленточно-передвижного бункера-питателя СПКБ 12-4 (рисунок 4.1). Машина произведена ООО «Конвейер» (г. Брянск).



Рисунок 4.1 – Приемный ленточный передвижной бункер-питатель СПКБ 12-4

Приемный ленточный передвижной бункер-питатель предназначен для приема сыпучего груза из самосвалов, дозировки груза при подаче на ленту конвейера в рамках заданной производительности и дальнейшей передачи груза на последующие звенья технологической цепи. Загрузочный бункер питателя нерегулируемый, и интенсивность грузопотока определяется конструктивными параметрами

установленной в бункере решетки. Номинальная производительность ленточного питателя 400 т/ч, транспортируемый груз – гранулированная сера.

Бункер с базовой нерегулируемой решеткой, спроектированной согласно рекомендациям [131] и имеющей каскад выпускных отверстий, значительно превышал необходимую производительность, в результате чего происходило стопорение ленты, образовывались объемные просыпи ядовитого груза в связи с перегрузкой расчетного сечения конвейера, а также, в итоге, вышли из строя два привода, расположенные в концевой и головной частях машины.

Таким образом, описанная задача требовала более глубокого изучения процесса истечения груза с параллельной разработкой специфической методики расчета загрузочных устройств данного типа. Основная сложность данной методики определяется самой конструкцией бункера и заключается в необходимости учета процессов истечения груза через каскад выпускных отверстий, расположенных друг за другом вдоль ленты конвейера. С учетом движения самой грузонесущей ленты формирование груза происходит послойно, причем длина и толщина каждого слоя определяются параметрами соответствующего пропускного отверстия (рисунок 4.2).

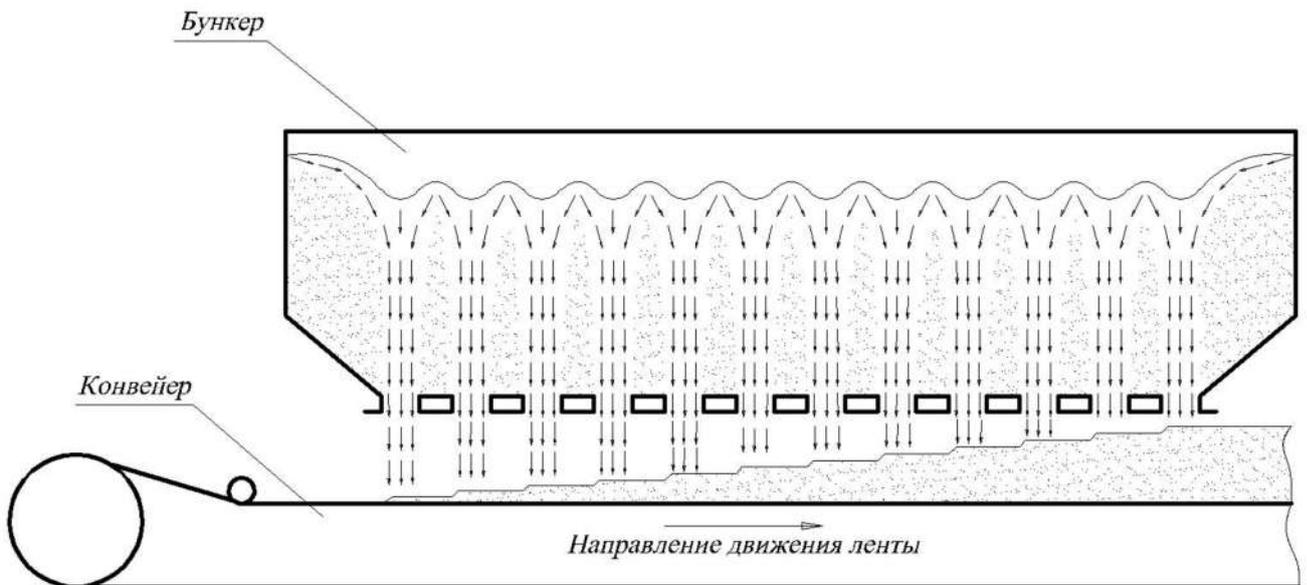


Рисунок 4.2 – Схема формирования потока груза при истечении из приемного бункера

При номинальном режиме работы средняя скорость истечения груза через i -е выпускное отверстие решетки бункера v_{cpi} (м/с) определяется зависимостью [131]

$$v_{cpi} = \lambda \sqrt{3,2gR_{\Gamma}}, \quad (4.1)$$

где λ – коэффициент истечения; $R_{\Gamma i}$ – гидравлический радиус i -го отверстия истечения, g – ускорение свободного падения.

Гидравлический радиус для i -го прямоугольного отверстия со сторонами b_i и b_{li} определяется соотношением [131]

$$R_{\Gamma i} = \frac{(b_i - a')(b_{li} - a')}{2(b_i + b_{li} - 2a')}, \quad (4.2)$$

где a' – типичный размер куска насыпного груза.

Промежуток времени t_i , в течение которого формируется слой насыпного груза на ленте до момента её выхода из-под бункера, проходящий через i -е отверстие

$$t_i = \frac{L_i}{v_{\Gamma}}, \quad (4.3)$$

где L_i – расстояние от начала i -го отверстия до конца последнего отверстия бункера по ходу движения ленты; v_{Γ} – скорость движения ленты конвейера.

Объем груза V_i , проходящий через сечение выпускного отверстия площадью S_i за промежуток времени t_i , определяется зависимостью

$$V_i = S_i v_{cpi} t_i. \quad (4.4)$$

Площадь сечения груза на ленте S_{ci} , формирующаяся после прохождения лентой i -го отверстия

$$S_{ci} = \sum_{i=1}^n \frac{V_i}{L_i}, \quad (4.5)$$

где n – число выпускных отверстий от начала бункера до i -го отверстия включительно.

Ширина размещения груза на ленте b_{cpi} , соответствующая площади сечения груза S_{ci} , определяется соотношением [242]

$$b_{cpi} = \sqrt{\frac{S_{ci}}{0,25K_{\beta}tg\varphi_1}}, \quad (4.6)$$

где K_β – коэффициент уменьшения сечения груза на наклонном конвейере; φ_1 – угол свободного расположения насыпного груза в поперечном сечении движущейся ленты.

В свою очередь, угол φ_1 можно выразить зависимостью [242]

$$\varphi_1 \approx 0,35\varphi, \quad (4.7)$$

где φ – угол естественного откоса груза в покое.

Высота слоя груза $H_{\text{гри}}$, соответствующая ширине размещения груза на ленте $b_{\text{гри}}$, определяется соотношением

$$H_{\text{гри}} = \frac{S_{ci}}{0,5K_\beta b_{\text{гри}}}. \quad (4.8)$$

Необходимо учитывать условие отсутствия превышения величиной $b_{\text{гри}}$ ширины грузонесущей ленты B , физически реализуемого установленными направляющими бортами загрузочного лотка. Данное условие можно записать в виде

$$b_{\text{гри}} = \begin{cases} b_{\text{гри}} & \text{при } b_{\text{гри}} < B; \\ B & \text{при } b_{\text{гри}} \geq B. \end{cases} \quad (4.9)$$

Массовая производительность конвейера Q (т/ч) определяется зависимостью [242]

$$Q = 3,6S_{ci}v_{\text{л}}\rho, \quad (4.10)$$

где ρ – плотность груза, кг/м³.

Таким образом, методика расчета решетки бункера опирается на систему уравнений и неравенств (4.1) – (4.10), учитывающих особенности конструкции решетки бункера, варьирование средней скорости истечения груза через отверстия решетки с разными геометрическими параметрами, свойства груза, особенности последовательного послойного формирования потока груза на ленте при её загрузке.

Особую роль в процессе истечения груза через решетку бункера играет коэффициент истечения λ . В источнике [131] даны рекомендации по выбору указанного коэффициента для бункеров, имеющих одно выпускное отверстие и наклонные стенки. В рассматриваемом случае использовать указанные рекомендации нецелесообразно, т.к. они не учитывают особенности конструкции бункера, а

также геометрические свойства частиц груза, гранулы которого имеют вытянутую цилиндрическую форму.

Коэффициент λ гранулированной серы при движении в бункере-питателе был определен экспериментально. Для этого на базовую решетку бункера, создающую перепускание груза, была закреплена дополнительная решетка, перекрывающая выпускные отверстия и, заведомо, (в несколько раз) снижающая производительность бункера (рисунок 4.3).



Рисунок 4.3 – Закрепление дополнительной решетки бункера

При длительной работе конвейера была измерена средняя площадь сечения груза на ленте и, соответственно, производительность конвейера, составившая 230 т/ч. С учетом параметров выпускных отверстий, полученных наложением решеток, а также других параметров конвейера, оперируя описанными выше зависимостями, было найдено значение коэффициента $\lambda = 0,171$.

Для крупнозернистых грузов с кусками неправильной формы (к которым относится гранулированная сера) в сухом состоянии в источнике [131] рекомендуется принимать коэффициент истечения $\lambda = 0,3 \dots 0,5$, причем меньшие значения

относятся к грузам, содержащим в большом количестве мелкие фракции (порошкообразные и пылевидные), а также к грузам с острокромочными кусками. Для рассматриваемой конструкции бункера-питателя экспериментальный коэффициент истечения гранулированной серы оказался в 1,75 раза меньше рекомендуемого минимального значения.

Анализируя полученные данные, можно сделать несколько выводов:

1) особенности конструкции бункеров (количество выпускных отверстий, наклон стенок) непосредственно влияют на коэффициент истечения груза;

2) в случае установки на конвейере загрузочного бункера, имеющего каскад выпускных отверстий, необходимо уточнять значение коэффициента λ , проводя дополнительные исследования, как теоретические, так и экспериментальные.

Проанализировав результаты исследования процесса истечения груза через базовую решетку, было принято решение уменьшить площадь выпускных отверстий бункера посредством наваривания дополнительных равнополочных уголков со стороной 80 мм и длиной хорды 115 мм (рисунок 4.4).



Рисунок 4.4 – Закрепление дополнительной решетки бункера

Исследование процесса истечения груза через исправленную решетку показало снижение производительности конвейера до 422 т/ч при скорости движения ленты 1,13 м/с для сухой серы, имеющей коэффициент истечения $\lambda = 0,171$. Полученный результат совпадает с результатами практических испытаний конвейера, дающих для полностью сухой серы небольшое пересыпание груза.

При перемещении мокрой серы с пониженным коэффициентом истечения ($\lambda = 0,162$), пересыпание груза отсутствует как при теоретических исследованиях, так и при практических испытаниях конвейера, при этом реализуется номинальная производительность. Транспортировка мокрой гранулированной серы соответствует основному расчетному случаю в рассматриваемой проектной ситуации, в связи с климатическими условиями работы конвейера (умеренный – субтропический пояса, работа в условиях порта).

С учетом приведенных выше зависимостей и результатов практических испытаний предлагается методика проектирования решеток бункеров с каскадом выпускных отверстий, позиционируемых последовательно вдоль ленты.

1 При известных исходных данных Q и v_n конвейера с использованием зависимости (4.10) определяется необходимая площадь сечения груза на ленте S_{ci} .

2 Исходя из компоновочных возможностей по размещению бункера над конвейером (ширина используемой ленты, степень её выполаживания в зоне загрузки, длина участка загрузки конвейера и т.д.) определяются габаритные длина и ширина решетки бункера.

3 Производится предварительная компоновка загрузочной решетки бункера. Решетка по длине разбивается на произвольное количество отверстий (как правило, одинаковых, расположенных последовательно друг за другом по ходу движения ленты), при этом суммарная площадь отверстий не должна превышать площадь решетки с учетом площади поперечных перекрытий, определяемых в проекции на горизонтальную плоскость.

4 Из компоновочного эскиза определяются величины L_i .

5 По зависимости (4.3) определяются промежутки времени t_i .

6 При известных геометрических параметрах отверстий решетки (из компоновочного чертежа) по зависимости (4.2) определяются их гидравлические радиусы $R_{ги}$.

7 Предварительно задаваясь величиной коэффициента истечения λ по рекомендациям [131], рассчитывают величину $v_{срi}$ по зависимости (4.1).

8 По зависимости (4.4) определяются объемы груза V_i , проходящие через сечения выпускных отверстий площадями S_i , вычисленными с использованием компоновочного эскиза.

9 По зависимости (4.5) определяется площадь сечения груза на ленте $S_{сi}$, реализуемая предварительно скомпонованной решеткой. Найденное значение сравнивается с величиной необходимой площади сечения, определенной в п.1 данной методики.

10 Корректируется компоновочный эскиз (приблизительно можно принять, что суммарная площадь отверстий откорректированной решетки по сравнению с предварительной изменится пропорционально отношению необходимой площади сечения груза на ленте к реализуемой).

11 Повторяются пункты 3 – 10 данной методики до того момента, как величина расхождения необходимой и реализуемой площадей сечения груза на ленте не окажется в пределах 5 %. При этом с помощью зависимостей (4.6) – (4.9) осуществляется контроль положения груза на ленте при формировании потока.

12 Изготавливается решетка, собирается и устанавливается бункер.

13 Произвольно изготавливается решетка-накладка, перекрывающая не менее 50 % площади выпускных отверстий исходной решетки.

14 При работе конвейера с совместным использованием базовой решетки и решетки-накладки экспериментально замеряется площадь сечения груза на ленте (во время остановки после длительной работы), определяется реализуемая производительность.

15 С учетом известных геометрических параметров отверстий, образованных наложением решеток, с помощью зависимостей (4.1) – (4.10) вычисляется фактический коэффициент истечения λ .

16 Производится перерасчет решетки по пунктам 3 – 10 данной методики. Согласно расчету производится либо уменьшение площади выпускных отверстий решетки путем наращивания материала, либо её увеличение путем удаления материала.

В качестве примечания стоит отметить, что при компоновке решетки бункера выпускные отверстия конструктивно следует располагать с учетом возможности наращивания или удаления материала решетки (предусматривать возможность наваривания и т.д.).

Проведенные натурные исследования процесса истечения сыпучего груза через каскад выпускных отверстий (на примере гранулированной серы) позволили установить ряд важных закономерностей.

1 Экспериментально определенный коэффициент истечения груза (гранулированной серы) через каскад выпускных отверстий при рекомендуемых проектных справочных значениях $0,3 \dots 0,5$ (при истечении через единичное отверстие бункера) фактически снижен в $1,75 \dots 3$ раза.

2 Переход груза из влажного в сухое состояние (коэффициент истечения изменяется от значения $0,162$ до величины $0,171$) привел к увеличению производительности конвейера на $5,5 \%$ от номинальной величины и пересыпанию груза. Таким образом, незначительное изменение коэффициента истечения, вызванное несущественными прогнозируемыми колебаниями параметров внешних условий эксплуатации конвейера, может приводить к значительным изменениям сопротивлений движению лент и непрогнозируемым аварийным ситуациям, что необходимо учитывать при проведении тягового расчета.

3 Коэффициент истечения груза через каскад выпускных отверстий в любой проектной ситуации должен экспериментально определяться как функция двух независимых групп параметров: геометрических характеристик каскада отверстий и самого бункера, а также ряда свойств груза (влажности, подвижности и связности частиц, липкости, смерзаемости и слеживаемости). Конкретные аргументы функции формируются условиями проектирования.

4.3 Экспериментальные исследования взаимодействия тяговой и грузонесущей лент на участках промежуточных приводов ленточных конвейеров

Результаты экспериментальных исследований, описанных в данном подразделе, посвящены достижению целей 2 и 3, сформулированных в подразделе 4.1. Общая идея экспериментального исследования заключается в создании и изучении особенностей формирования зоны контакта двух лент, непрерывно фрикционно взаимодействующих друг с другом при движении с номинальной скоростью. Одна из двух лент должна быть тяговой или приводной и передавать движение второй ленте.

4.3.1 Экспериментальный стенд для исследования влияния конструкции промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на его рабочие процессы

Для достижения поставленных целей в контексте общей идеи экспериментального исследования совместно с инженером Гришиным А.В. была разработана конструкция специализированного экспериментального стенда (рисунок 4.5), защищенная патентом РФ №176564 [158].

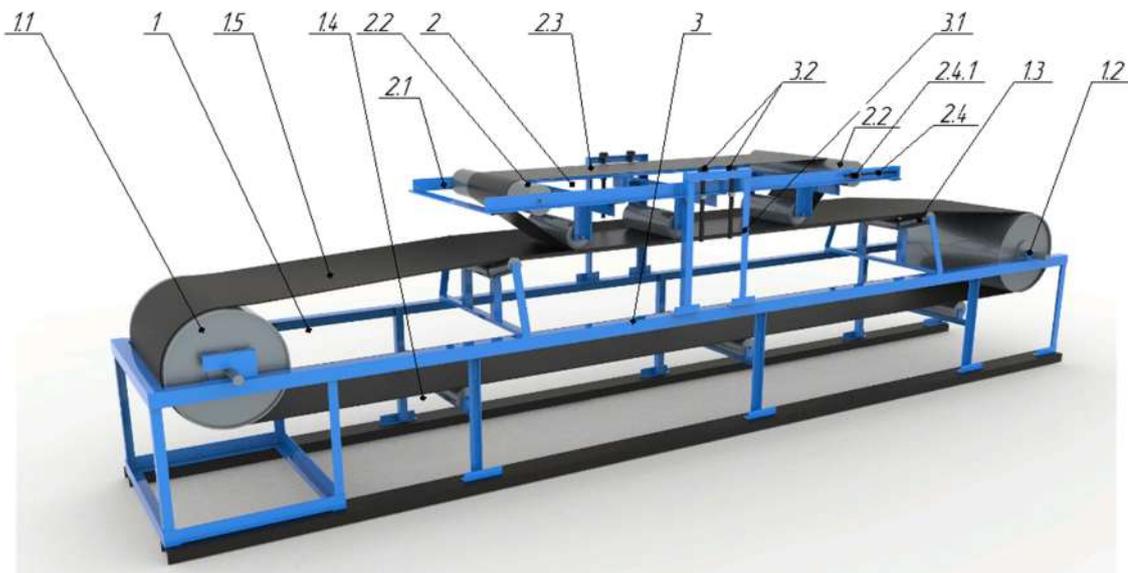


Рисунок 4.5 – Конструкция экспериментального стенда

Стенд включает два замкнутых контура 1 и 2 [45]. Контур 1 является приводным и моделирует работу промежуточного ленточного привода. Контур 2 является ведомым, при этом его нижняя ветвь взаимодействует с верхней ветвью контура 1, моделируя работу верхней ветви грузонесущей ленты конвейера.

Тяговый контур 1 включает приводную станцию 1.1, выполненную в виде мотор-барабана, винтовое натяжное устройство 1.2, верхние 1.3 и нижние 1.4 роlikоопоры, замкнутую ленту 1.5, выполняющую роль тяговой. Все элементы тягового контура 1 смонтированы на ставе 3.

Став 3 является несущей металлической конструкцией всего стенда и предусматривает наличие кронштейнов 3.1, с помощью которых на стенд устанавливается замкнутый ведомый контур 2. Кронштейн 3.1 оборудован двусторонним винтовым устройством 3.2, позволяющим осуществлять вертикальное перемещение замкнутого контура 2, что необходимо для реализации различных механизмов контакта лент контуров при проведении исследований. Двустороннее исполнение винтового устройства 3.2 позволяет создавать относительно небольшие углы наклона ведомого контура 2 в плане с различной степенью прижатия лент. Данное техническое решение создает возможность проведения исследования влияния на тяговую способность промежуточного ленточного привода возможного бокового смещения лент друг относительно друга, а также взаимодействия лент различной жесткости на продольных участках их перегиба, формируемых желобчатыми роlikоопорами.

Ведомый контур 2 (рисунок 4.6) состоит из става 2.1, закрепленных на нем обводных роlikов 2.2, ведомой ленты 2.3, винтового натяжного устройства 2.4 (2.4.1 – неподвижная гайка натяжного устройства) и трех дополнительных промежуточных роlikов, непосредственно прижимающих ленты друг к другу, имитируя полезную нагрузку от веса перемещаемого груза на участке промежуточного привода. При физической реализации стенда по сравнению с проектом было принято решение о выполнении винтового натяжного устройства 2.4 двухсторонним с целью повышения количества управляющих воздействий, влияющих на позиционирование ленты.

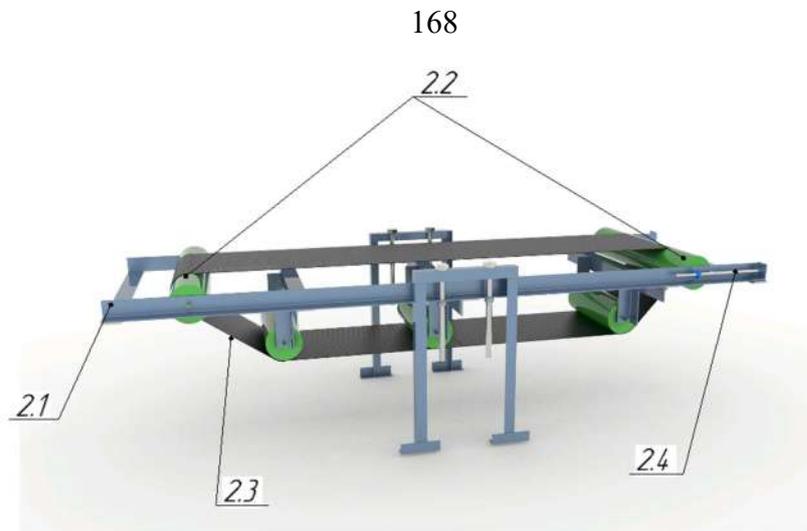


Рисунок 4.6 – Конструкция ведомого контура экспериментального стенда

Стан 2.1 ведомого контура подразумевает возможность наращивания его длины. Указанная возможность при проведении различных исследований позволяет получить более полную картину взаимодействия тяговой и грузонесущей лент с учетом попадания в зону этого взаимодействия безопорных участков и участков с установленными роlikоопорами.

Конструкция ведомого контура позволяет устанавливать ленты различной ширины. При проведении экспериментальных исследований ширина ленты ведомого контура составляет 300 мм, ведущего контура – 500 мм.

Физическая реализация стенда представлена на рисунке 4.7.



Рисунок 4.7 – Физическая реализация экспериментального стенда

4.3.2 Методика проведения экспериментального исследования

В работах [46; 295] описаны особенности монтажа и возможностей настройки разработанного экспериментального стенда.

Для исследования особенностей взаимного положения лент при работе промежуточного привода в конструкцию стыка ленты верхнего контура был заложен незначительный искусственный перекося, приведший к горизонтальному биению ленты верхнего контура в пределах 20 мм (рисунок 4.8) [46]. В качестве соединения для каждой из лент при их навеске был выбран тип стыка «внахлест» с использованием металлических скоб.

а)



б)



в)



а – вид искусственного перекося лент при стыковке;
 б, в – лента верхнего контура соответственно в крайнем правом и левом положениях (биение ленты при работе стенда)

Рисунок 4.8 – Параметры стыка и циклического взаимного изменения положения лент

Указанное биение позволило смоделировать циклическое изменение взаимного положения лент, что в реальных условиях может являться как следствием неточностей монтажа концевых барабанов и роликоопор промежуточного привода, так и неточностей при реализации непосредственно стыкового соединения. Стоит отметить, что стыки обеих лент стенда были выполнены внахлест, что ухудшает качество контакта лент при попадании в него стыкового соединения.

Изучение длительной работы стенда с созданным искусственным перекосом стыка ленты верхнего контура позволило установить, что стремление какой-либо из лент (тяговой или грузонесущей) к боковому сходу в зоне их контакта вследствие дефектов монтажа вызывает боковой сход второй ленты, при этом действующее в зоне контакта боковое смещающее усилие значительно и может привести к поперечной деформации ленты при её контакте с дефлекторным роликом (рисунок 4.9).



Рисунок 4.9 – Деформация ленты при её контакте с дефлекторным роликом

Значимость обнаруженного и описанного эффекта высока, так как он наблюдается для ленты верхнего контура, состоящей из четырех прокладок при ширине 300 мм, что делает её относительно жестким элементом. Попытки самостоятельного восстановления лентой верхнего контура равновесного положения в данном случае полностью блокируются лентой нижнего контура.

В основу исследования параметров зоны контакта тяговой и грузонесущей лент положен способ, основанный на анализе её температурной картины. В основе данного анализа лежит гипотеза увеличения температуры лент в конце зоны их относительного скольжения (в этой зоне ленты, передавая тяговое усилие, скользят друг относительно друга, реализуя принципы сухого трения, что приводит к их незначительному нагреву и выделению тепла). При наличии технической возможности определения температурной разницы, возникающей в начале и в конце участка контакта лент, анализ температурной картины участка при работе привода позволяет «увидеть» особенности передачи тягового усилия от одной ленты к другой, что косвенно подтверждает наличие зон относительного покоя и скольжения лент [46; 135].

Механизм взаимодействия тяговой и грузонесущей лент является одним из наиболее сложных для исследования и моделирования, как с теоретической, так и с экспериментальной позиций. В работах [28; 46; 135] описаны результаты экспериментального теплового исследования взаимодействия лент в продольном направлении, в результате которых установлено, что при прохождении грузонесущей лентой зоны взаимного контакта её температура в этот период незначительно увеличивается (в среднем температура в зоне контакта лент возрастает на $0,3^{\circ}\text{C}$ при общем диапазоне возрастания температуры элементов $7...10^{\circ}\text{C}$), что подтверждает выдвинутую выше гипотезу разности температуры лент в начале и в конце участка их взаимного контакта. При этом при обработке данных использовалась привязка контрольных точек измерения к прямой линии, которая, в свою очередь, может иметь небольшие отклонения от параллельности в отношении боковой проекции линии контакта лент, что свидетельствует о возможной неравномерности при распределении взаимных контактных усилий по ширине лент.

Задачей настоящего исследования является экспериментальное изучение зоны контакта тяговой и грузонесущей лент промежуточного ленточного привода конвейера в поперечной ориентации с целью установления закономерностей взаимодействия лент, а также разработки обоснованной методики определения рас-

четного значения коэффициента их сцепления с учетом возможной неравномерности контакта по ширине лент.

При проведении тепловых исследований использовался тепловизор «Fluke Ti40» (рисунок 4.10), обладающий способностью фиксации тепловой картины распределения температур исследуемого объекта с точностью 0,08 °С [49]. Диапазон измерения температуры тепловизора составляет –20 °С ...+110 °С [49].



Рисунок 4.10 – Тепловизор Fluke Ti40

На основе рекомендаций [152] были соблюдены следующие условия теплового контроля.

1 Тепловой контроль проводился для наружных поверхностей двух элементов экспериментального стенда (лент верхнего и нижнего контуров) с учетом их выдержки в теневой части (без воздействия прямых солнечных лучей) неотапливаемого помещения лаборатории в летнее время при начальной температуре окружающей среды 22...24 °С более 12 часов.

2 Поверхность ленты верхнего контура представляет собой резиновое покрытие черного цвета с коэффициентом излучения поверхности 0,94. Поверхность ленты нижнего контура с учетом частичного износа представляет собой хлопковую ткань (верхняя прокладка тягового каркаса) с коэффициентом излучения поверхности 0,77.

3 При проведении теплового контроля проводился сравнительный анализ собственных температурных значений отдельно для каждого объекта контроля, в связи с чем, в качестве реперных зон были выбраны непосредственно ленты верхнего и нижнего контуров. В начале проведения контроля температура реперных зон соответствовала температуре окружающей среды и была определена бесконтактным методом в соответствии с п. 5.3.2 [152]. Проводимый сравнительный анализ объектов исследования исключал необходимость сравнения их абсолютных температурных показателей друг с другом, вследствие чего при представлении результатов обработки данных не производилось приведение температур с использованием коэффициентов излучения поверхностей.

Экспериментальное исследование представляло собой тепловую съемку зоны контакта лент при непрерывной работе станда (скорость движения лент 2 м/с, без буксования, взаимного проскальзывания и бокового схода) с интервалом выполнения снимков – 10 минут.

4.3.3 Результаты экспериментального исследования

В результате проведенного экспериментального исследования было получено 14 термограмм зоны контакта лент в различные периоды времени работы станда, представленных на рисунках 4.11 – 4.24 [31]. Слева направо на рисунках расположены начало и конец зоны контакта лент соответственно.

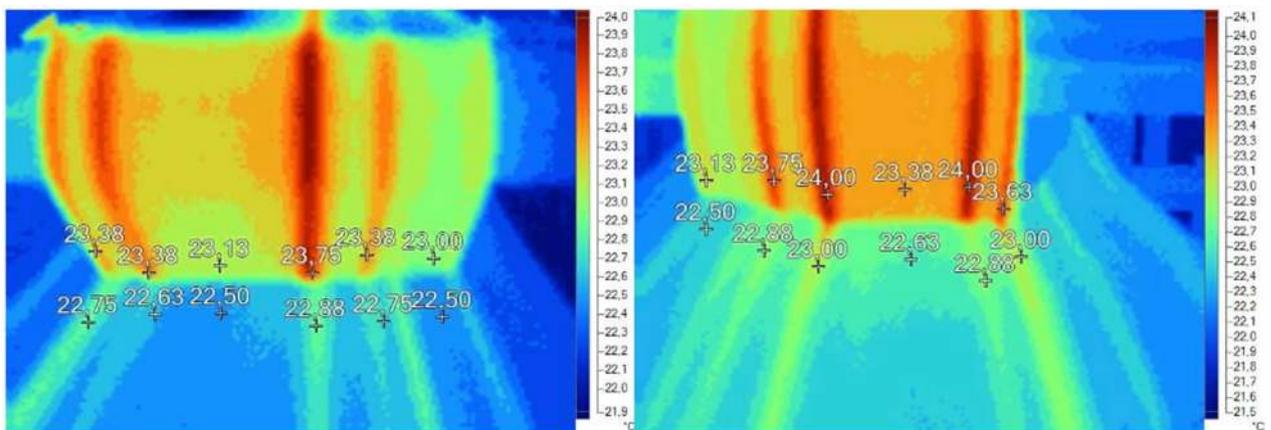


Рисунок 4.11 – Термограммы объектов исследования
(время работы 10 минут)

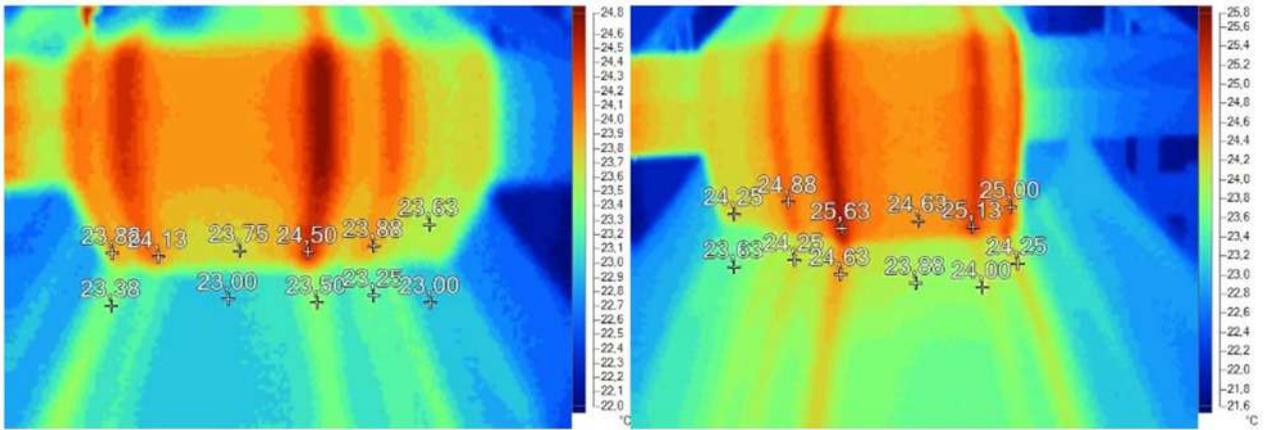


Рисунок 4.12 – Термограммы объектов исследования
(время работы 20 минут)

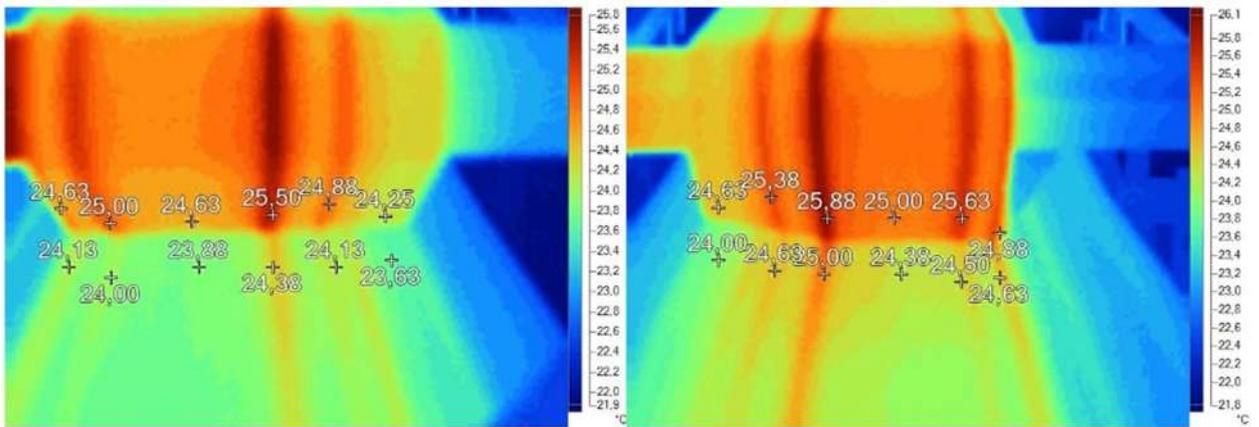


Рисунок 4.13 – Термограммы объектов исследования
(время работы 30 минут)

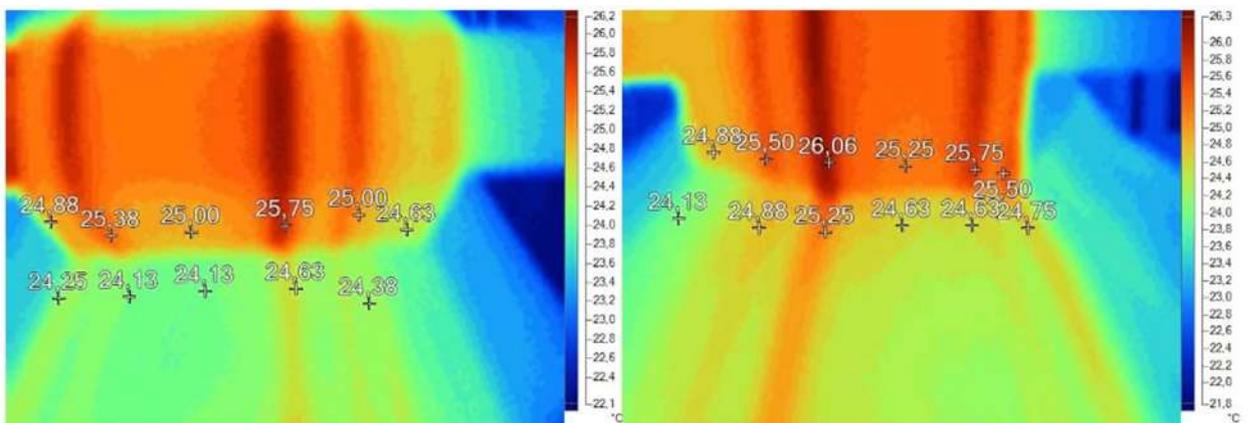


Рисунок 4.14 – Термограммы объектов исследования
(время работы 40 минут)

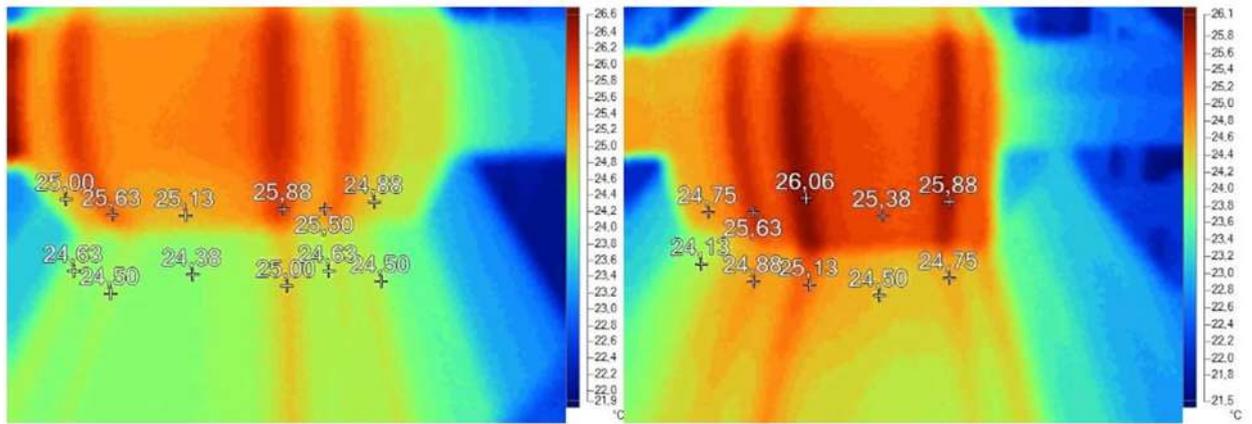


Рисунок 4.15 – Термограммы объектов исследования (время работы 50 минут)

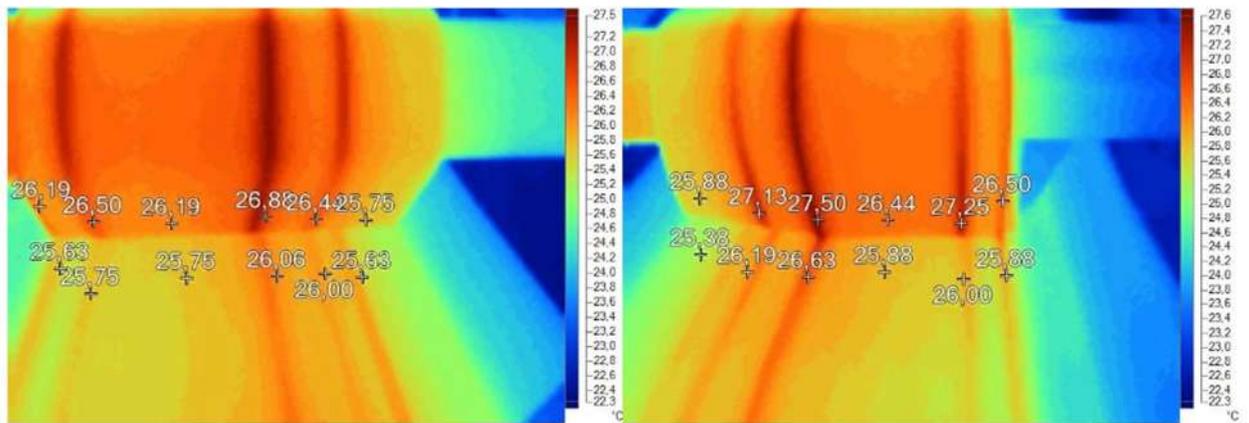


Рисунок 4.16 – Термограммы объектов исследования (время работы 60 минут)

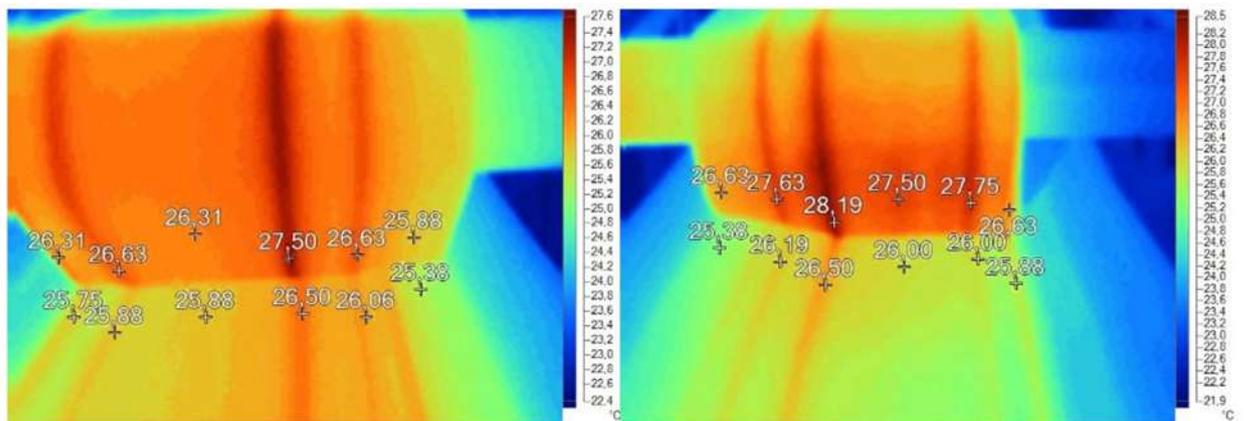


Рисунок 4.17 – Термограммы объектов исследования (время работы 70 минут)

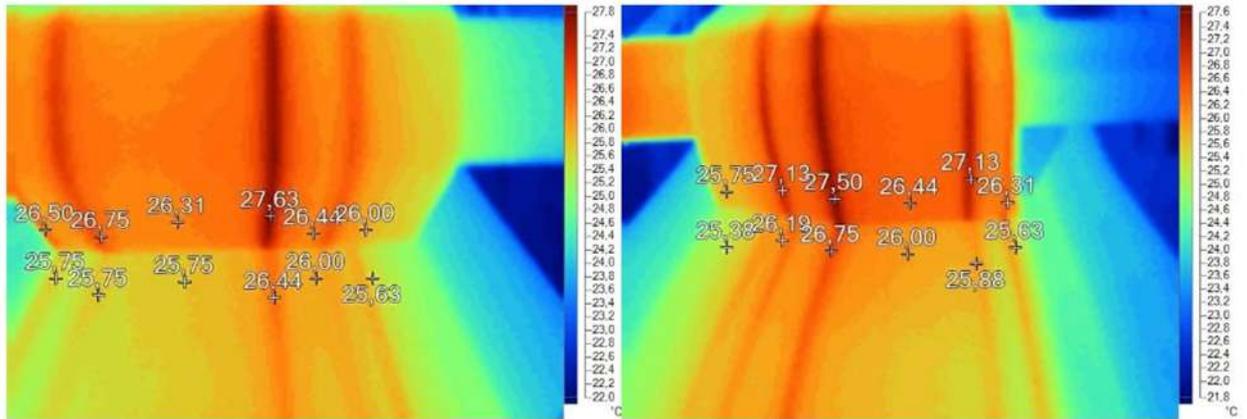


Рисунок 4.18 – Термограммы объектов исследования (время работы 80 минут)

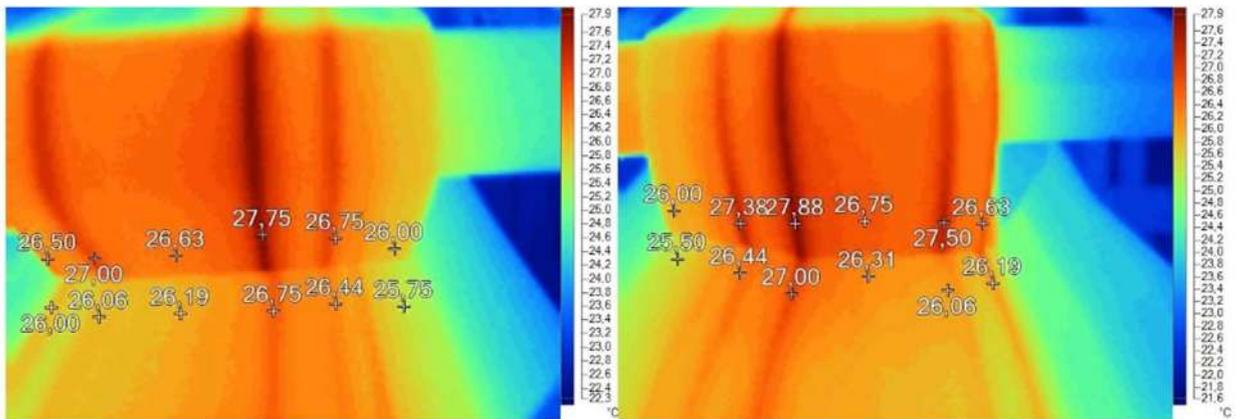


Рисунок 4.19 – Термограммы объектов исследования (время работы 90 минут)

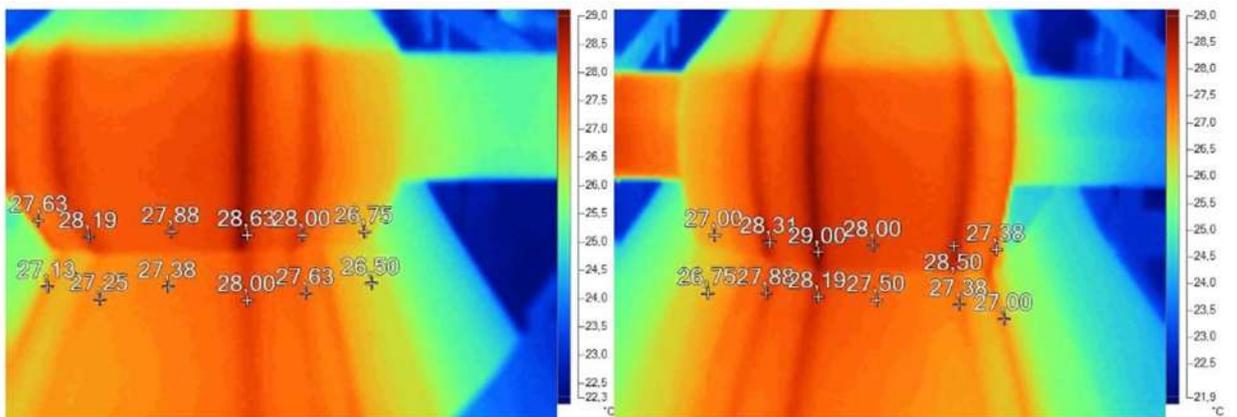


Рисунок 4.20 – Термограммы объектов исследования (время работы 100 минут)

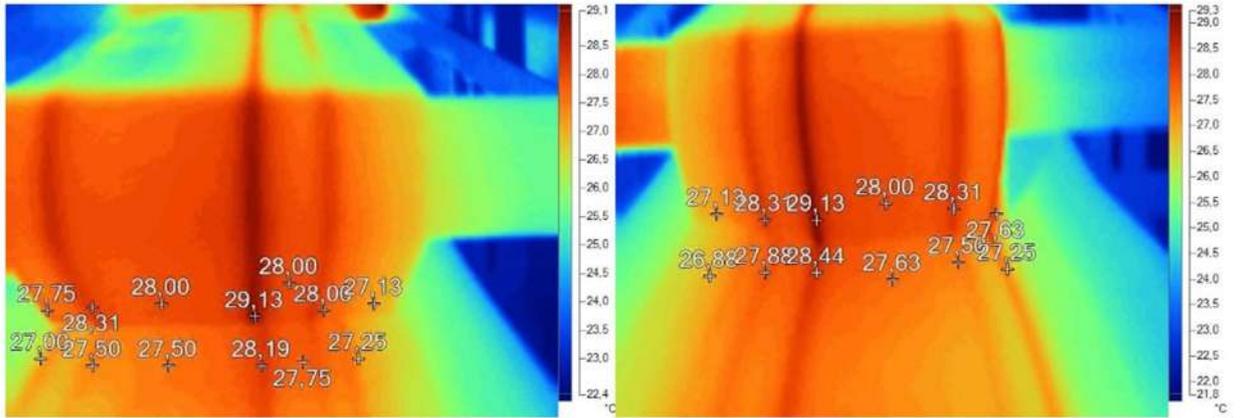


Рисунок 4.21 – Термограммы объектов исследования (время работы 110 минут)

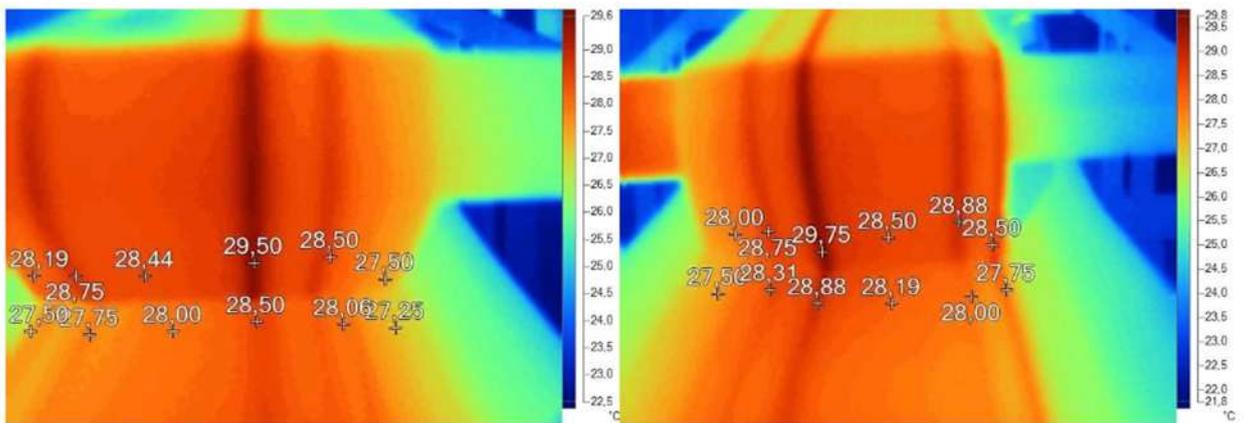


Рисунок 4.22 – Термограммы объектов исследования (время работы 120 минут)

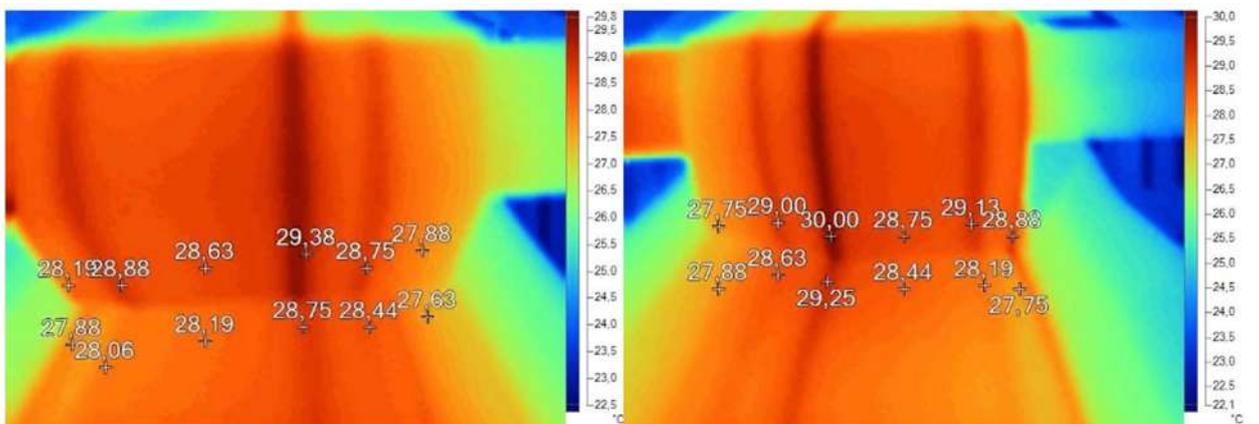
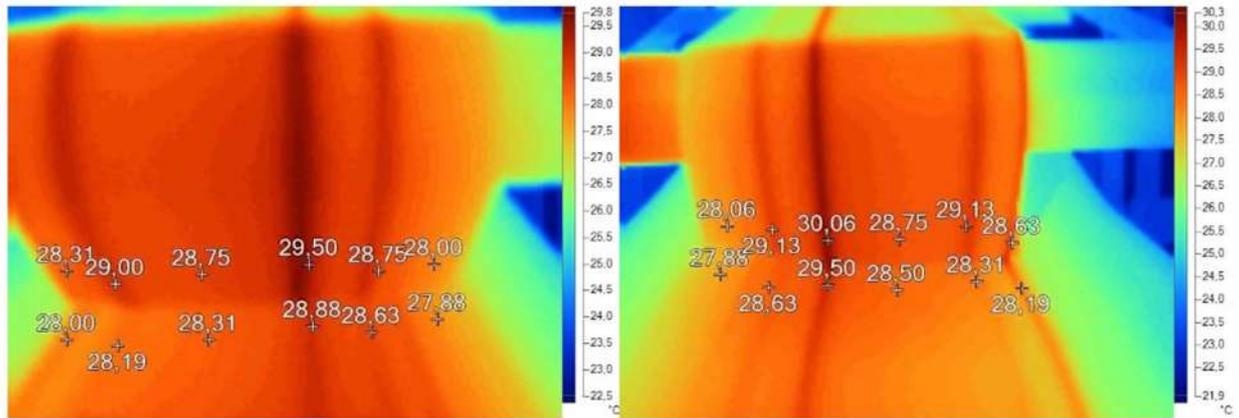


Рисунок 4.23 – Термограммы объектов исследования (время работы 130 минут)



**Рисунок 4.24 – Термограммы объектов исследования
(время работы 140 минут)**

При анализе термограмм можно отметить, что температуры лент верхнего и нижнего контуров за рассматриваемый период работы стенда выросли в среднем на 5 °C [31].

Также однозначно можно установить, что сцепление тяговой и грузонесущей лент в зоне контакта неравномерно по их ширине. Выделяется ряд преимущественных продольно ориентированных зон контакта, расположение которых в поперечной ориентации соответствует точкам контакта сечений лент с ребрами роликов поддерживающих роlikоопор, что свидетельствует о неравномерности распределения тяговой способности промежуточного ленточного привода по ширине лент [31].

4.3.4 Обоснование выбора коэффициента сцепления лент на основе проведенных экспериментальных исследований

Эффект неравномерности распределения тяговой способности промежуточного ленточного привода по ширине лент можно учесть при расчетах введением процедуры дифференцирования коэффициента сцепления лент и его приведения к усредненному значению по их ширине. Картину распределения преимущественных зон контакта и соответствующих им значений коэффициента сцепления лент можно представить в виде обобщенной диаграммы (рисунок 4.25), в которой в качестве опорных точек расположения данных зон определены боковые грани роли-

ков и возможные точки опоры транспортируемых грузов, выстроенные в зависимости от кусковатости последних [31].

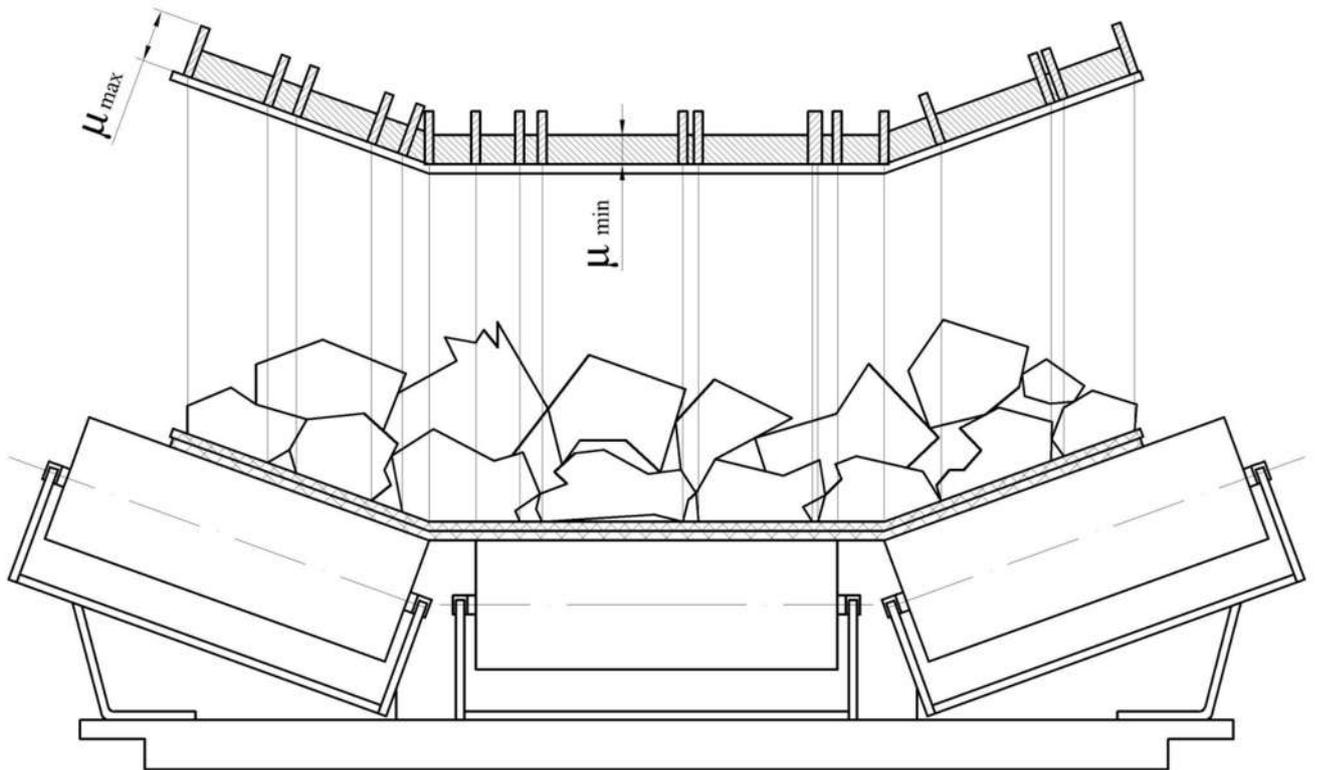


Рисунок 4.25 – Обобщенная диаграмма распределения преимущественных зон контакта по ширине лент в привязке к роlikоопоре верхней ветви [31]

В опорных точках вследствие значительного взаимного прижатия лент коэффициент сцепления будет принимать максимально возможное значение μ_{\max} , задаваемое с учетом других дополнительных условий проектирования. Величину ширины зоны контакта лент, образующейся в опорных точках, можно принимать равной толщине грузонесущей ленты, что согласуется с результатами анализа тепловых картин, полученными в ходе эксперимента [31].

В зонах контакта лент, находящихся вне опорных точек, коэффициент сцепления будет принимать минимально возможное значение μ_{\min} , также определяемое с учетом дополнительных условий проектирования. Число опорных точек $n_{\text{опк}}$, соответствующих кромкам кусковатых грузов, предлагается приблизительно определять по зависимости [31]

$$n_{\text{опк}} = \frac{2B}{a'}, \quad (4.11)$$

где B – наименьшая ширина какой-либо ленты в зоне контакта; a' – средний размер типичного куска транспортируемого груза.

Число опорных точек $n_{\text{опр}}$, соответствующих боковым граням роликов, с учетом отсутствия контакта лент и крайних граней концевых роликов роликоопоры

$$n_{\text{опр}} = 2n_p - 2, \quad (4.12)$$

где n_p – количество роликов в поддерживающей роликоопоре верхней ветви конвейера.

Общая длина зоны контакта лент S_{Σ} , соответствующая коэффициенту сцепления μ_{max}

$$S_{\Sigma} = 2b_{\text{л}} \left(\frac{B}{a'} + n_p - 1 \right), \quad (4.13)$$

где $b_{\text{л}}$ – толщина грузонесущей ленты.

Приведенный коэффициент сцепления лент в соответствии с обобщенной диаграммой распределения преимущественных зон контакта по ширине лент определяется зависимостью

$$\mu_{\text{пр}} = \frac{S_{\Sigma}\mu_{\text{max}} + (B - S_{\Sigma})\mu_{\text{min}}}{B}. \quad (4.14)$$

В результате преобразования выражения (4.14) получим

$$\mu_{\text{пр}} = 2b_{\text{л}} \left(\frac{1}{a'} + \frac{n_p}{B} - \frac{1}{B} \right) (\mu_{\text{max}} - \mu_{\text{min}}) + \mu_{\text{min}}. \quad (4.15)$$

Зависимость (4.15) справедлива, если выполняется условие

$$a' \geq \frac{2Bb_{\text{л}}}{B - 2b_{\text{л}}(n_p - 1)}. \quad (4.16)$$

В противном случае следует принять $\mu_{\text{пр}} = \mu_{\text{max}}$.

Если в момент анализа тяговой способности промежуточного ленточного привода на грузонесущей ленте отсутствует груз (холостой ход конвейера), зависимость (4.15) представляется в виде

$$\mu_{\text{пр}} = 2b_{\text{л}} \left(\frac{n_{\text{р}}}{B} - \frac{1}{B} \right) (\mu_{\text{max}} - \mu_{\text{min}}) + \mu_{\text{min}}. \quad (4.17)$$

В качестве примера рассмотрим расчетный случай со следующими исходными данными [31]: ширина лент (тяговой и грузонесущей) $B = 100$ см; средний размер типичного куска транспортируемого груза $a' = 12,5$ см; толщина грузонесущей ленты $b_{\text{л}} = 1$ см; $\mu_{\text{max}} = 0,5$; $\mu_{\text{min}} = 0,2$; количество роликов в верхней роликоопоре $n_{\text{р}} = 3$. В результате подстановки указанных данных в выражение (4.15) получим значение приведенного коэффициента сцепления лент при движении конвейера с грузом $\mu_{\text{пр}} = 0,26$. При движении конвейера без груза значение приведенного коэффициента сцепления лент определится подстановкой исходных данных в выражение (4.17) и составит $\mu_{\text{пр}} = 0,212$.

Исходя из анализа полученных зависимостей, можно выделить следующие закономерности:

1) с увеличением среднего размера типичного куска транспортируемого груза приведенный коэффициент сцепления тяговой и грузонесущей лент уменьшается, что фактически соответствует наличию большего количества пустот между частицами груза при его распределении по ширине ленты по сравнению с грузами, характеризующимися меньшими размерами кусков;

2) при уменьшении грузопотока тяговая способность промежуточного ленточного привода сначала снижается за счет уменьшения распределенной нагрузки от веса груза, поступающей на привод, а затем одновременно как за счет уменьшения распределенной нагрузки от веса груза, так и за счет снижения значения приведенного коэффициента сцепления лент (с момента уменьшения количества отдельных кусков груза в поперечном сечении ленты, непосредственно контактирующих с ней).

Предложенная методика определения расчетного приведенного значения коэффициента сцепления тяговой и грузонесущей лент в зоне их контакта (в поперечной ориентации), базирующаяся на результатах проведенного экспериментального исследования, позволяет сформировать аргументированный подход к оценке тяговой способности промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на стадии проектирования. В частности, коэффициент сцепления лент, определяемый со-

гласно данной методике, целесообразно применять в качестве базиса динамического ограничения (изменяющегося во времени в зависимости от величины грузопотока конкретного рассматриваемого конвейера) тяговой способности промежуточных ленточных приводов при реализации процедуры тягового расчета вне зависимости от применяемых принципов распределения тяговых усилий между приводами.

4.4 Экспериментальное исследование температурных режимов продолжительной работы электроприводов ленточных конвейеров с частотным регулированием

Результаты экспериментальных исследований, описанных в данном подразделе, посвящены достижению цели 4, сформулированной в подразделе 4.1. Общая идея экспериментального исследования заключается в изучении тепловой картины состояния экспериментального стенда, представляющего собой обобщенный приводной механизм подъемно-транспортной машины, в продолжительных режимах работы на естественных и искусственных механических характеристиках электродвигателей, создаваемых преобразователем частоты.

В работе [49] представлено исследование влияния настроек системы управления с частотным преобразователем на уровень нагруженности элементов привода обобщенного механизма грузоподъемной машины, работающего в повторно-кратковременном режиме. При этом результаты данных исследований не позволяют сделать выводы о применимости систем управления с частотным преобразователем к продолжительным режимам работы на искусственных механических характеристиках (в частности, в вопросах температурной регуляции), что особенно важно при управлении воспринимаемыми приводами тяговыми усилиями при их работе в структуре одного конвейера в процессе эксплуатации.

В подразделе 2.1 предложена градация систем управления приводами ленточных конвейеров на основе возможностей решения закрепляемых за ними типовых задач, в которой частотное регулирование занимает одну из лидирующих позиций. Указанное обстоятельство позволяет значительно уменьшать объем тре-

бований к процедуре построения вероятностных математических моделей распределения тяговых усилий между приводами конвейеров, оборудованных системами управления данного типа [30]. Однако фактическая эксплуатация данных систем управления, в отличие от теоретических рекомендаций, несет в себе определенные риски, описанные выше.

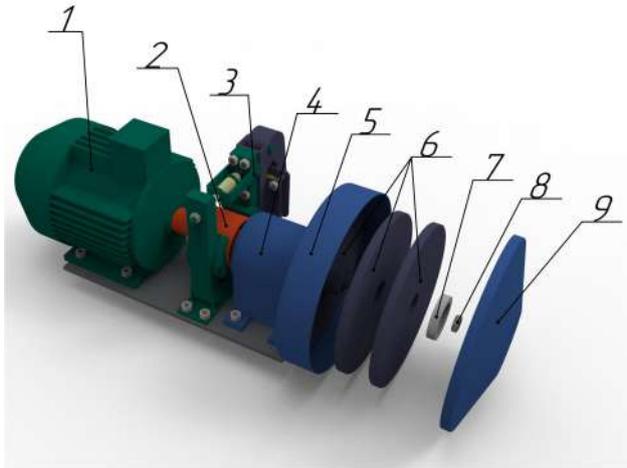
На основе реализации данных исследований появляется возможность подтверждения или опровержения корректности рекомендаций по учету типа системы управления приводами при построении вероятностных математических моделей распределения тяговых усилий.

4.4.1 Конструкция экспериментального стенда и применяемое оборудование

Экспериментальное исследование проводилось с помощью лабораторной установки, описанной в [49] и представленной на рисунке 4.26 а.

Экспериментальная установка приводится в движение трехфазным асинхронным электродвигателем 1 с короткозамкнутым ротором АО2-31-6/4, способным развивать мощность 0,75 кВт при номинальной частоте вращения 950 об/мин и 1,1 кВт при частоте вращения 1450 об/мин. Инерционные параметры реального механизма имитируются с помощью трех дисков 6, закрепляемых на приводном валу с помощью специальной гайки 7 и контргайки 8. Регулированием количества дисков, расположенных на приводном валу, производится изменение приведенного момента инерции системы. Приводной вал опирается на подшипники опоры 4, а диски вращаются внутри защитного кожуха 5, который обеспечивает безопасность персонала при работе с установкой. Доступ внутрь защитного кожуха для изменения количества дисков обеспечивается торцевой крышкой 9. Для соединения приводного вала и вала электродвигателя использована упругая втулочно-пальцевая муфта, совмещенная с тормозным шкивом колодочного тормоза ТКТ-100, применяемого для торможения вращающихся масс различной инерции.

а)



б)



а – механизм экспериментальной установки; б – преобразователь частоты «Веспер» E2-8300-002H

1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – тормоз; 4 – подшипниковая опора; 5 – защитный кожух; 6 – диски; 7 – гайка; 8 – контргайка; 9 – торцевая крышка

Рисунок 4.26 – Конструкция экспериментальной установки [30; 49]

Для регулирования частоты вращения и движущего момента электродвигателя экспериментальной установки используется преобразователь частоты E2-8300-002H производства компании «Веспер» (рисунок 4.26 б). Данный преобразователь частоты относится к векторным преобразователям без обратной связи и может работать как в режиме векторного, так и в режиме скалярного управления с поддержанием требуемого соотношения между напряжением и частотой тока питания электродвигателя (U/f). Программирование режимов работы преобразователя производится с помощью задания значений констант, отвечающих за основные функции преобразователя. Преобразователь E-8300 имеет встроенный программируемый логический контроллер (ПЛК). Встроенный ПЛК может использоваться для создания разных схем функционирования экспериментальной установки в различных режимах работы [49].

Экспериментальная установка способна производить разгон и торможение инерционных масс в неуправляемом и управляемом режиме. В первом случае разгон производится по естественной механической характеристике прямым подключением питающего напряжения к входным клеммам электродвигателя, а торможе-

ние инерционных масс производится механическим тормозом. Во втором случае контроль времени ускорения инерционных масс в режиме неустановившегося движения производится частотным преобразователем, причем торможение установки происходит в режиме противовключения электродвигателя. При этом кинетическая энергия установки преобразуется в электрическую и подаётся на тормозной резистор TP-6,25 сопротивлением 400 Ом и мощностью 200 Вт, где рассеивается в виде тепла [49].

Для имитации полной динамической нагрузки привода использовались все три диска экспериментальной установки, при этом приведённый момент инерции вращающихся масс составлял $J_{пр} = 0,294 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Тепловой контроль производился с использованием тепловизора Fluke Ti40, параметры которого описаны в пункте 4.3.2.

4.4.2 Методика проведения экспериментального исследования

Структуру процедуры проведения эксперимента можно представить в виде следующих положений [30].

1. Длительность одного цикла непрерывной работы стенда составляла 1 час. В течение цикла каждые 10 минут осуществлялась тепловая съёмка объектов контроля. После окончания цикла объекты остывали до комнатной температуры.

2. Исследование включало пять циклов: работу без преобразователя частоты (ПЧ), работу с ПЧ при частоте тока сети 20 Гц, работу с ПЧ при частоте тока сети 30 Гц, работу с ПЧ при частоте тока сети 40 Гц, работу с ПЧ при частоте тока сети 50 Гц.

На основе рекомендаций [152] были соблюдены следующие условия теплового контроля [30].

1 Тепловой контроль проводился для наружных поверхностей трех объектов экспериментальной установки (корпус электродвигателя, преобразователь частоты, тормозной резистор) с учетом их выдержки в теневой части (без воздействия

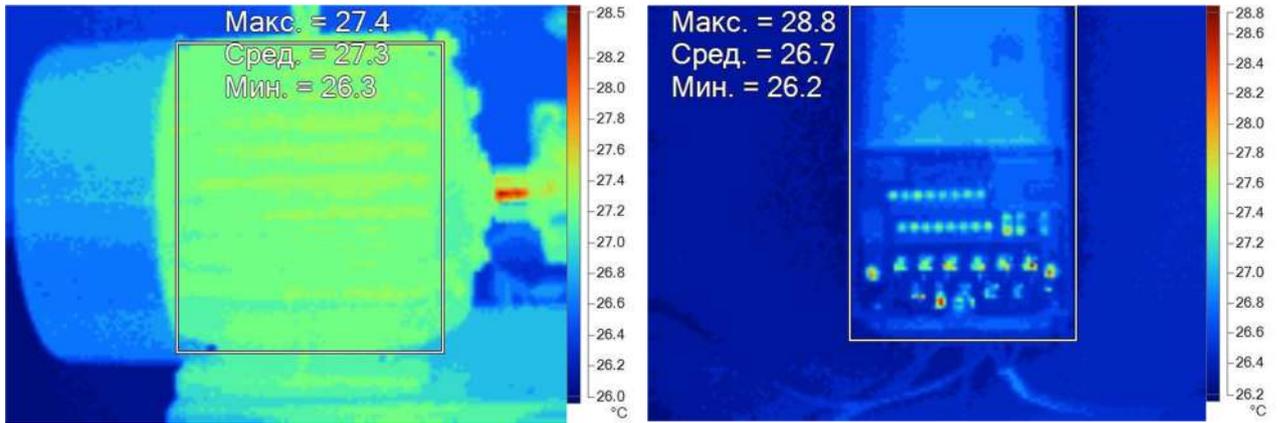
прямых солнечных лучей) неотапливаемого помещения лаборатории в летнее время при начальной температуре окружающей среды 24...26 °С более 12 часов.

2 Поверхность корпуса электродвигателя окрашена эмалью в синий цвет с коэффициентом излучения поверхности 0,9. Поверхность излучения корпуса преобразователя частоты выполнена из пластика с коэффициентом излучения поверхности 0,94.

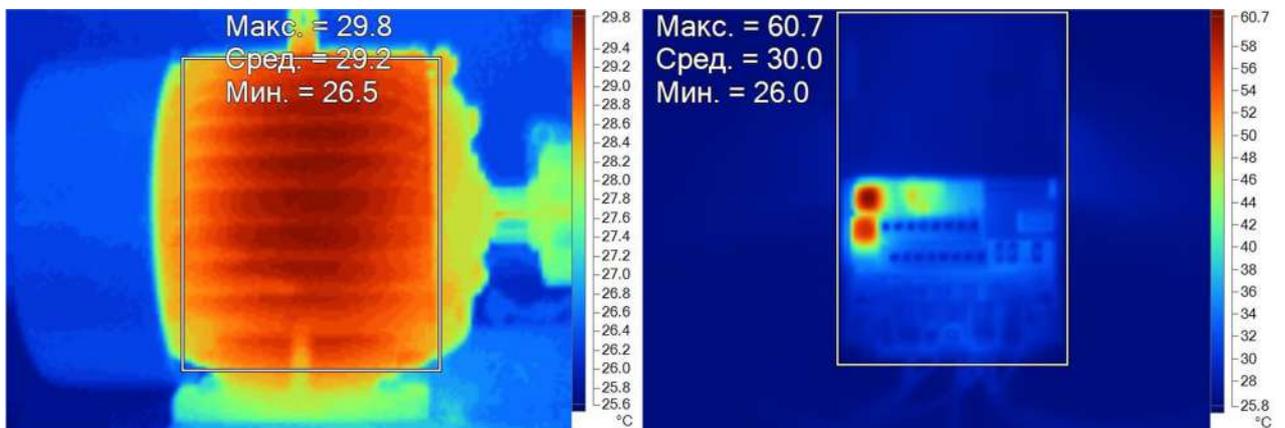
3 Так как проводимый тепловой контроль является количественным, то предварительно в качестве реперных зон были выбраны: для электродвигателя – поверхность станины стенда, окрашенная той же эмалью, что и корпус электродвигателя; для преобразователя частоты и тормозного резистора – поверхность их установки. В начале проведения контроля температура реперных зон соответствовала температуре окружающей среды и была определена бесконтактным методом в соответствии с п. 5.3.2 [152]. Стоит отметить, что в связи со сравнительным характером проводимого теплового исследования одного и того же объекта в разных условиях эксплуатации для корректного представления результатов в приведении реальных температур поверхностей с учетом коэффициентов излучения отсутствует необходимость.

4.4.3 Результаты экспериментального исследования

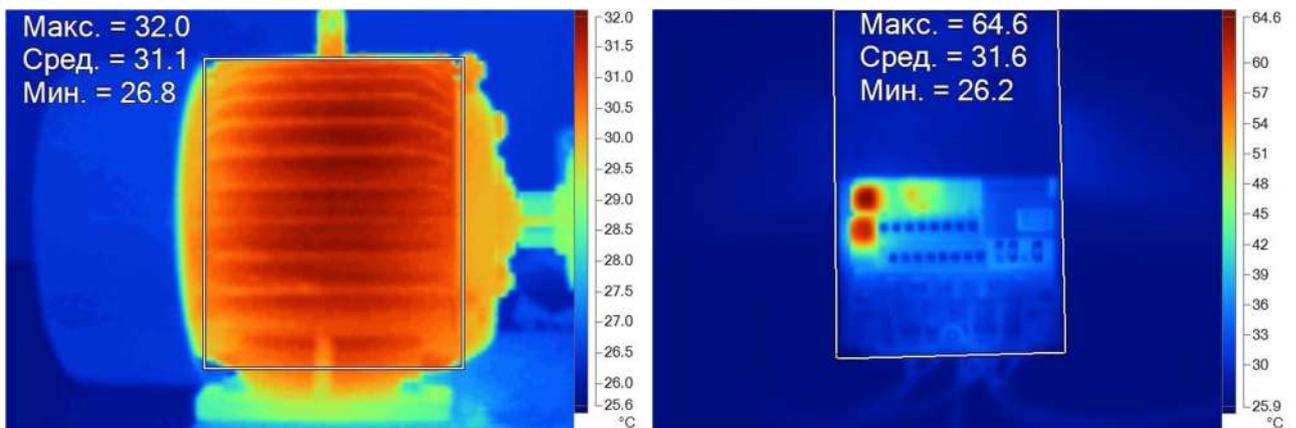
В результате проведенного теплового исследования получены термограммы объектов для соответствующих стадий и циклов эксперимента, представленные на рисунках 4.27 – 4.58 [30]. Слева направо на рисунках представлены термограммы корпуса электродвигателя и корпуса преобразователя частоты соответственно.



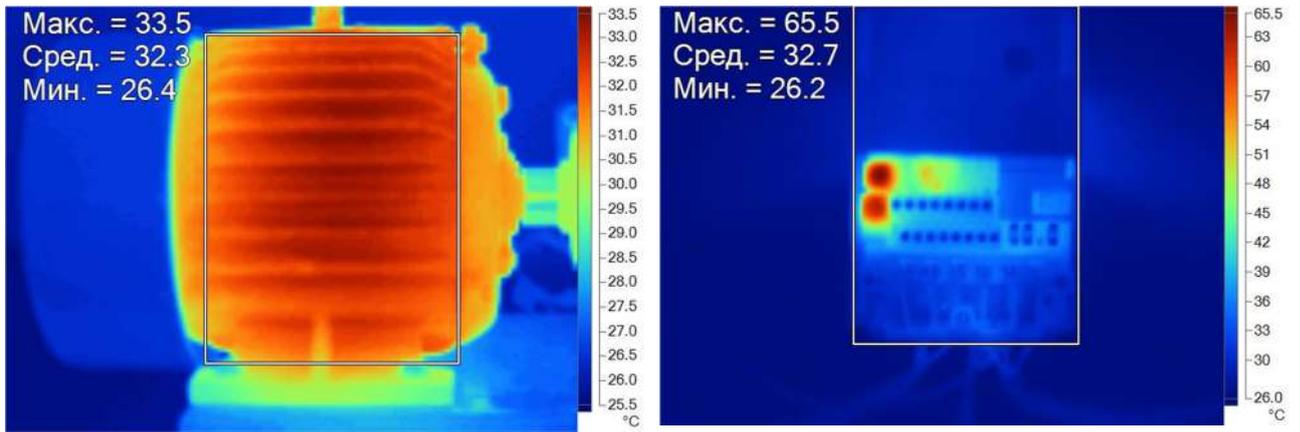
**Рисунок 4.27 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 20 Гц, время 0 минут)**



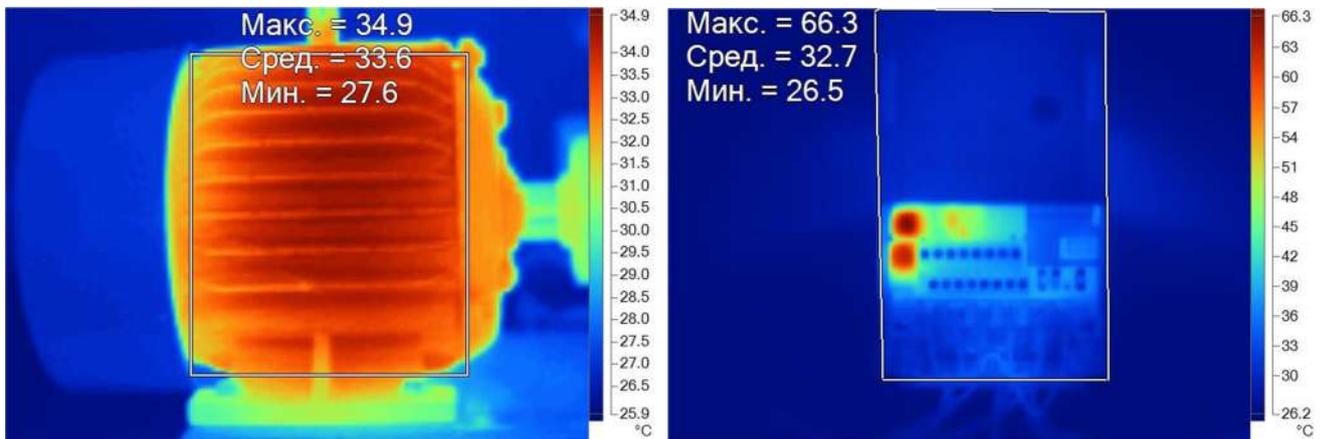
**Рисунок 4.28 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 20 Гц, время 10 минут)**



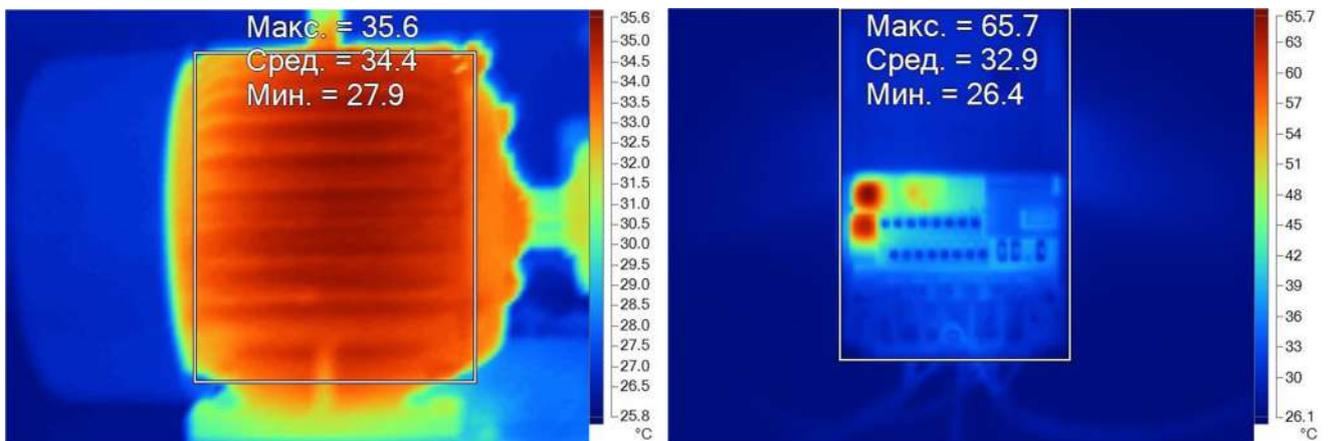
**Рисунок 4.29 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 20 Гц, время 20 минут)**



**Рисунок 4.30 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 20 Гц, время 30 минут)**



**Рисунок 4.31 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 20 Гц, время 40 минут)**



**Рисунок 4.32 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 20 Гц, время 50 минут)**

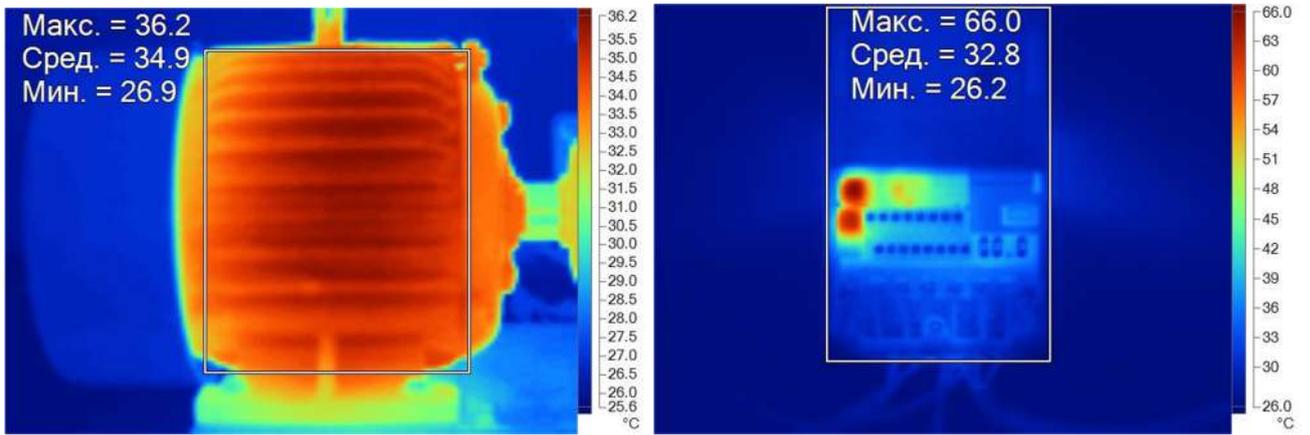


Рисунок 4.33 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 20 Гц, время 60 минут)

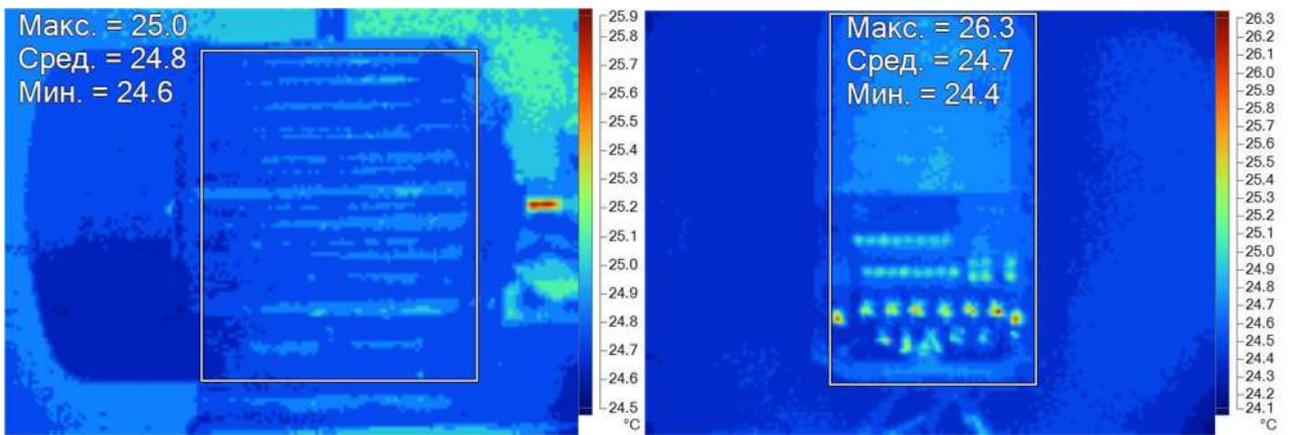


Рисунок 4.34 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 30 Гц, время 0 минут)

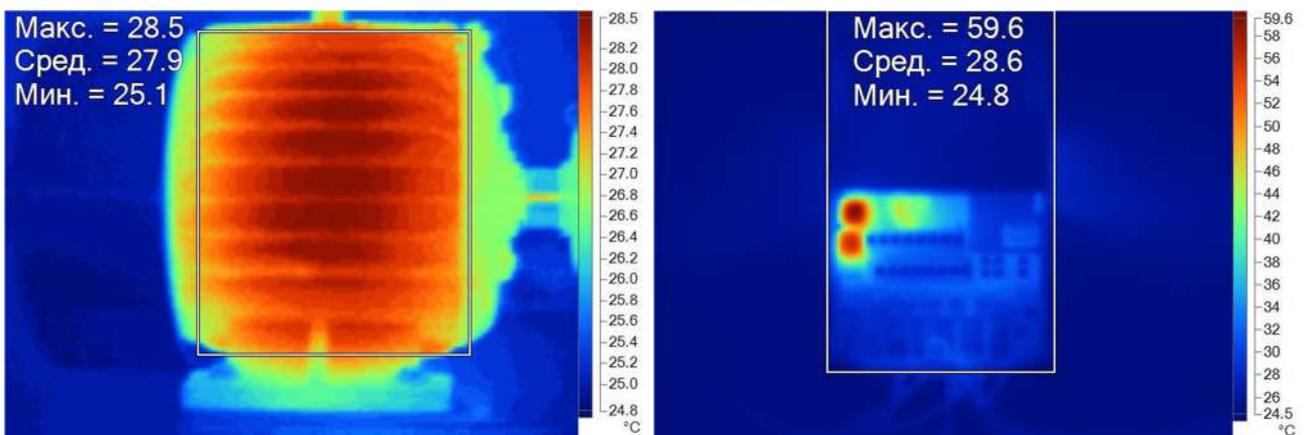
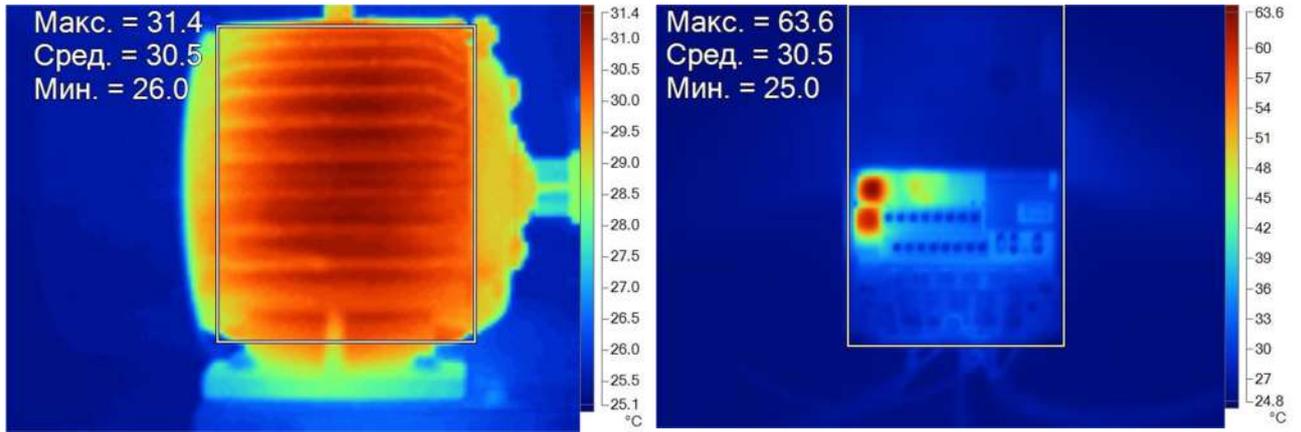
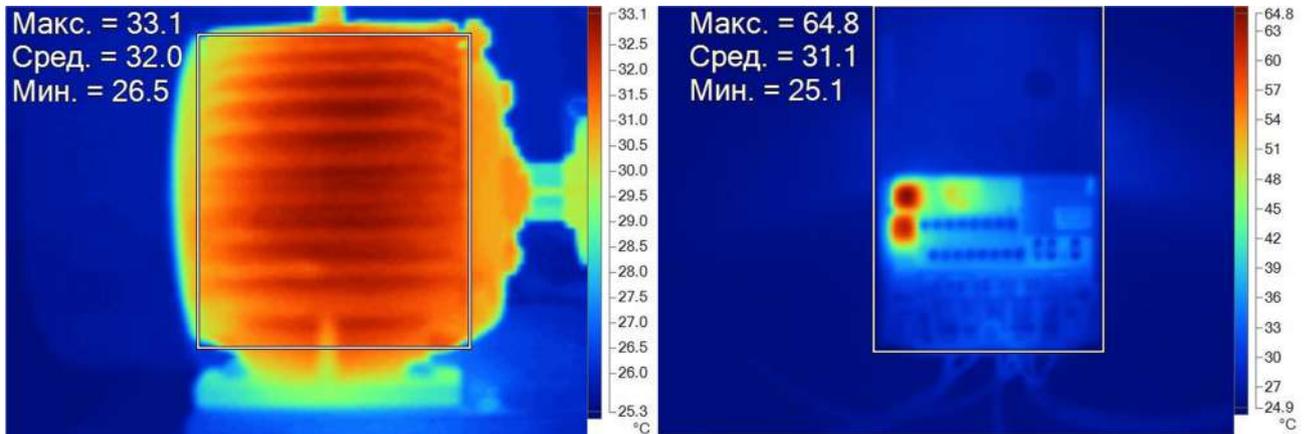


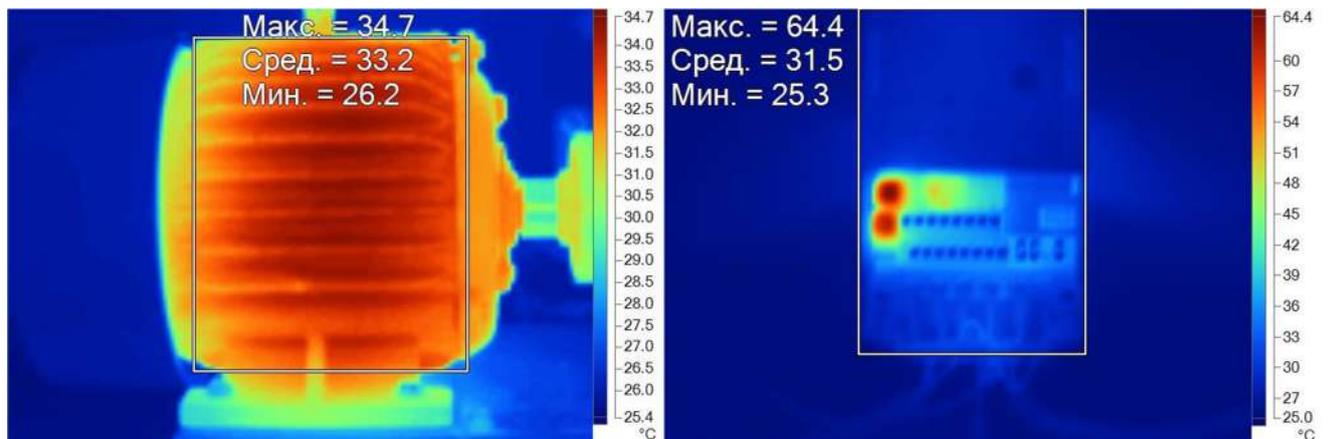
Рисунок 4.35 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 30 Гц, время 10 минут)



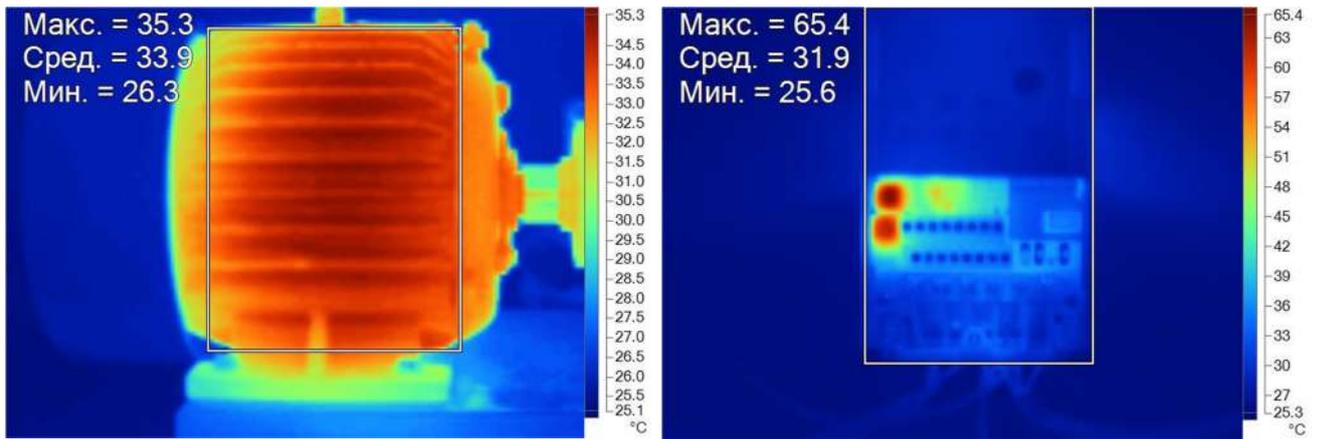
**Рисунок 4.36 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 30 Гц, время 20 минут)**



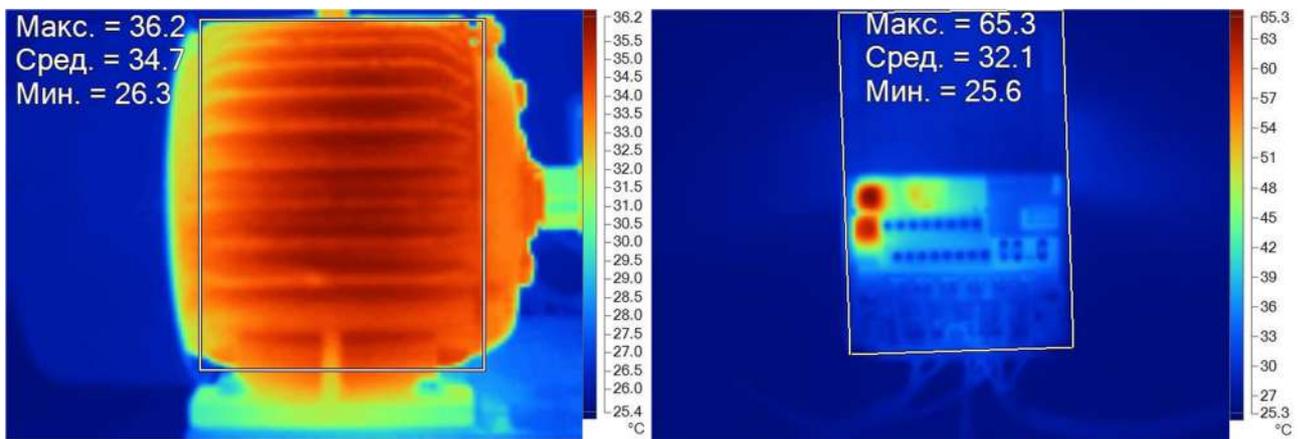
**Рисунок 4.37 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 30 Гц, время 30 минут)**



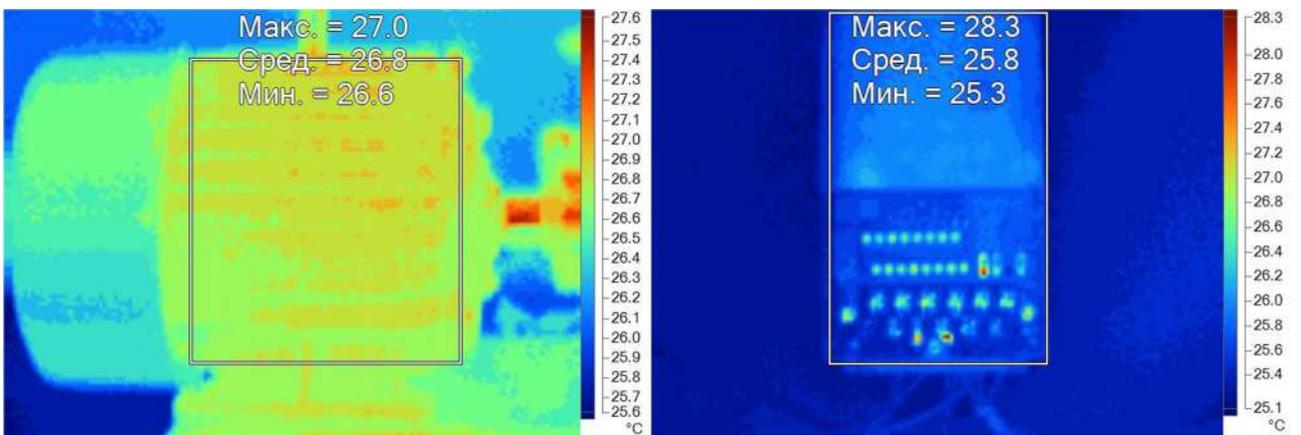
**Рисунок 4.38 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 30 Гц, время 40 минут)**



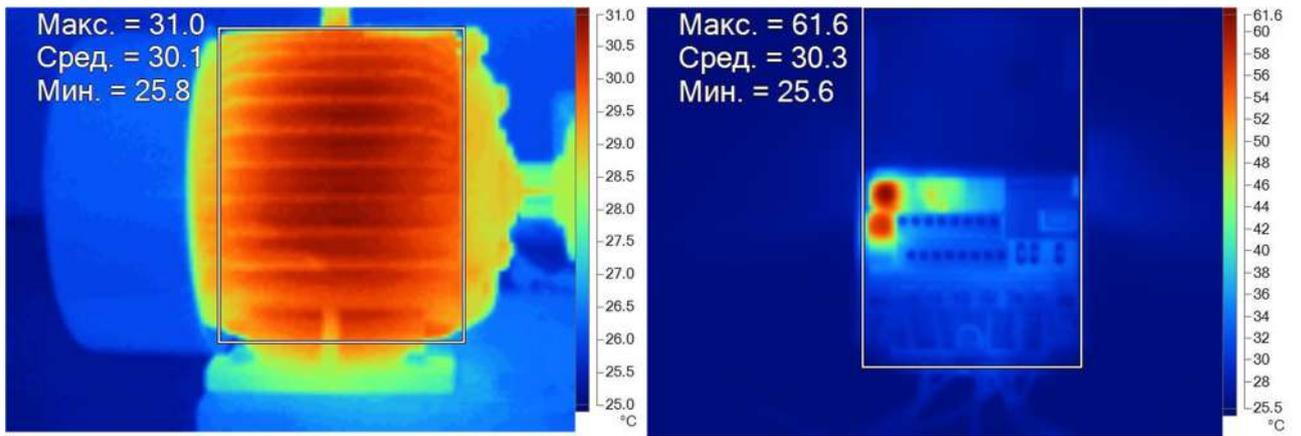
**Рисунок 4.39 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 30 Гц, время 50 минут)**



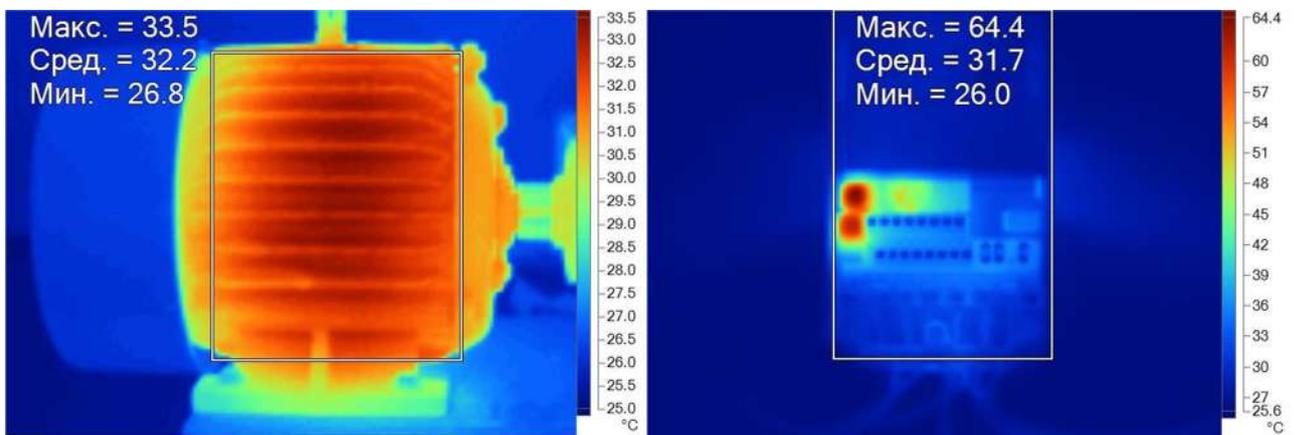
**Рисунок 4.40 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 30 Гц, время 60 минут)**



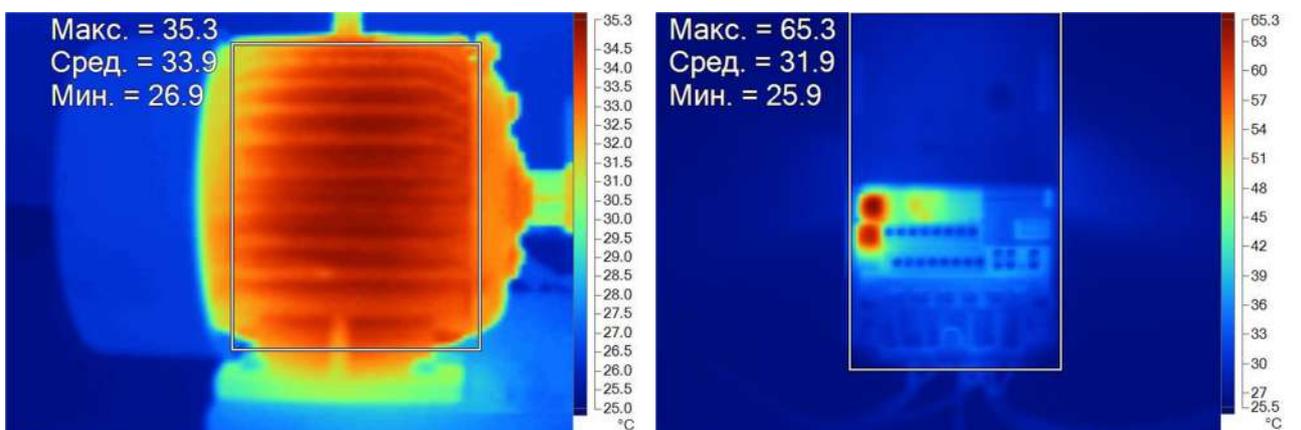
**Рисунок 4.41 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 40 Гц, время 0 минут)**



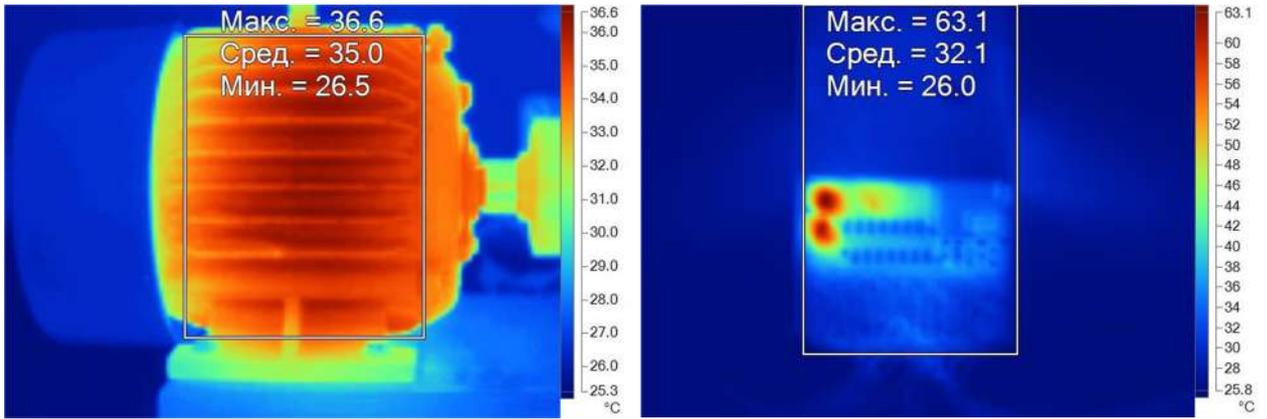
**Рисунок 4.42 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 40 Гц, время 10 минут)**



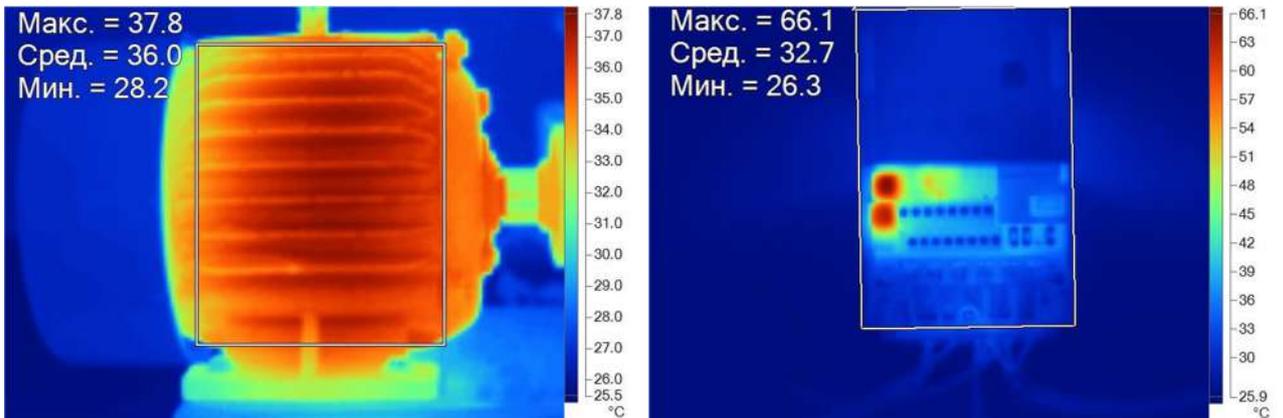
**Рисунок 4.43 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 40 Гц, время 20 минут)**



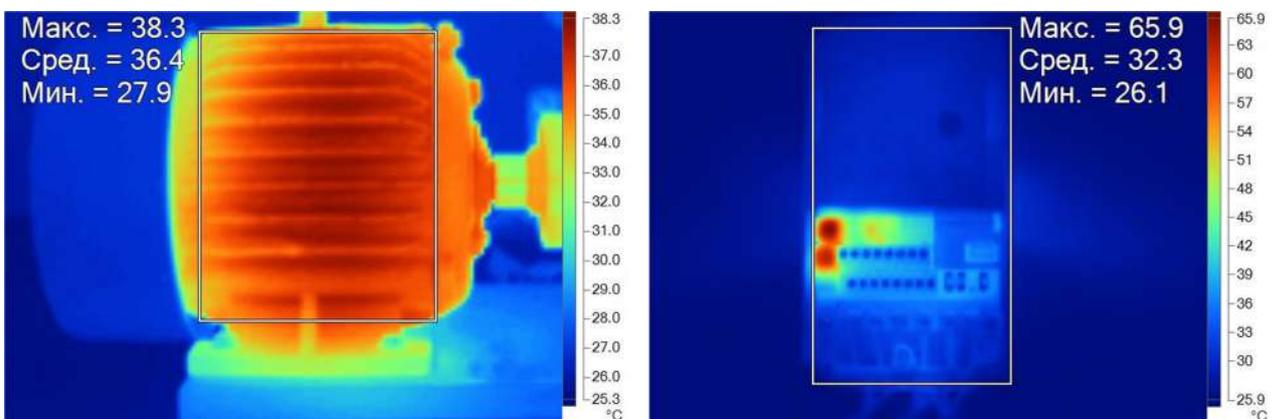
**Рисунок 4.44 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 40 Гц, время 30 минут)**



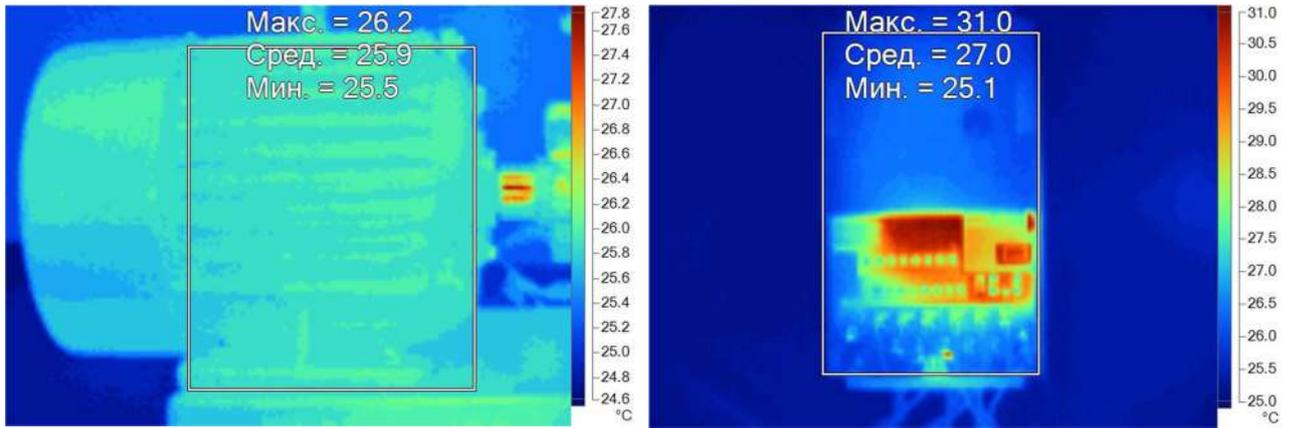
**Рисунок 4.45 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 40 Гц, время 40 минут)**



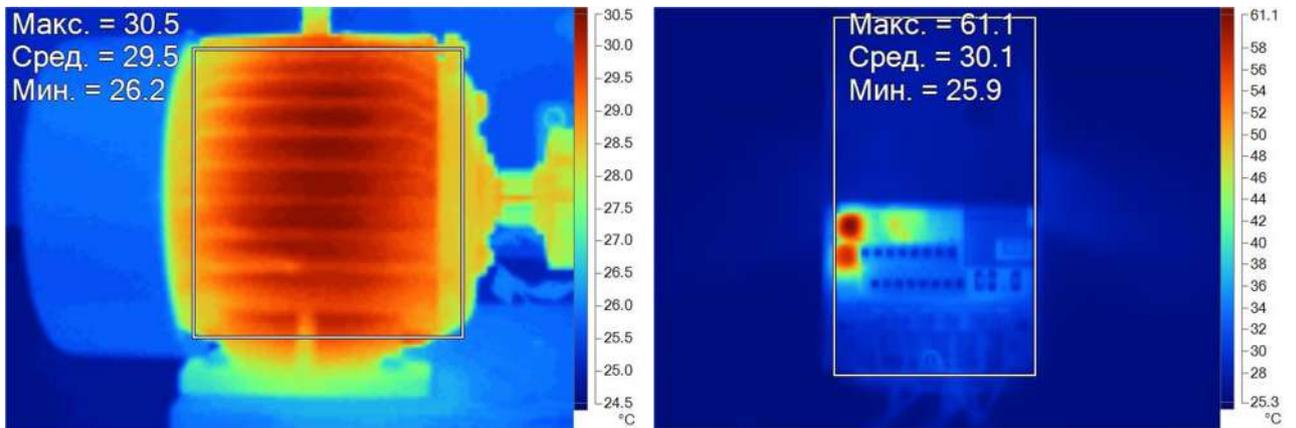
**Рисунок 4.46 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 40 Гц, время 50 минут)**



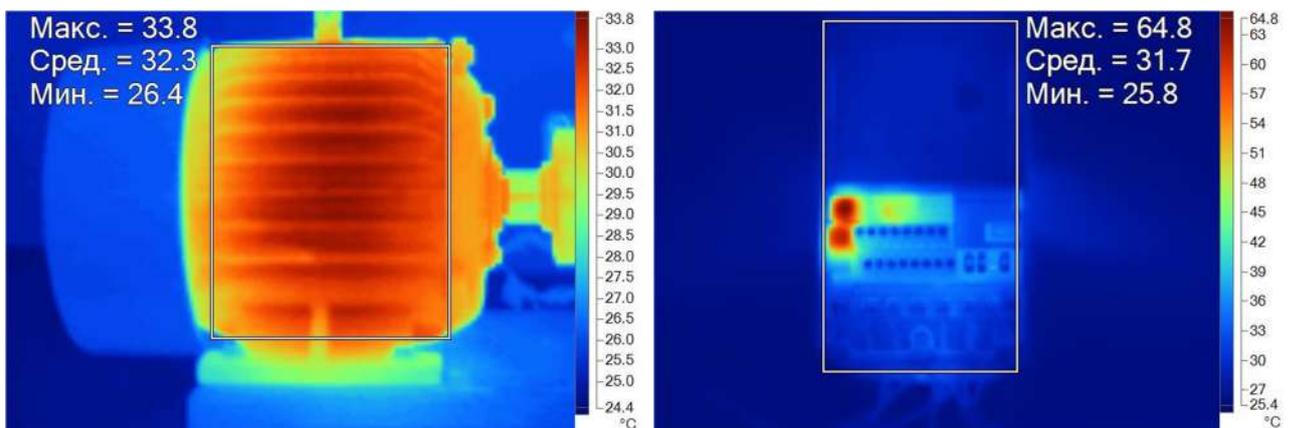
**Рисунок 4.47 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 40 Гц, время 60 минут)**



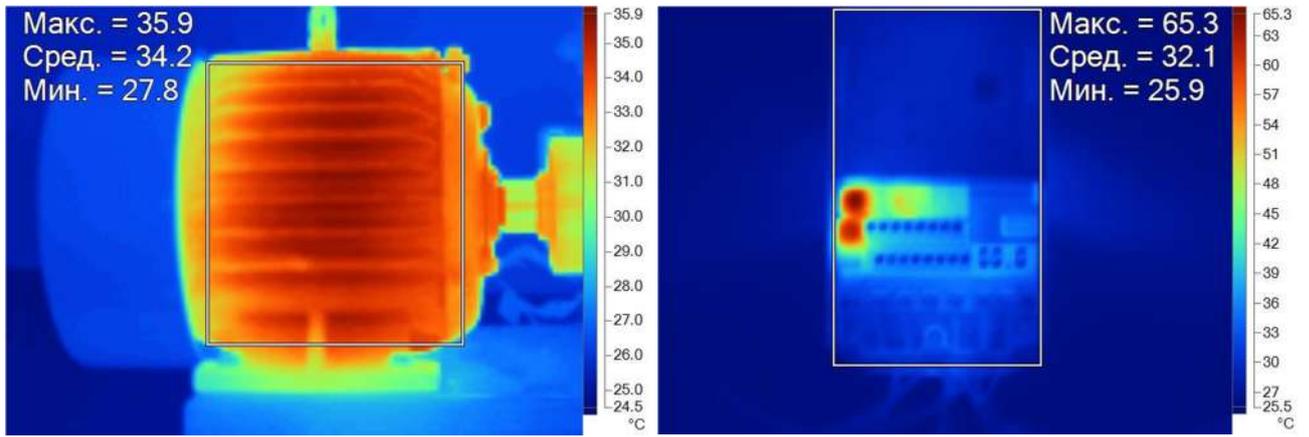
**Рисунок 4.48 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 50 Гц, время 0 минут)**



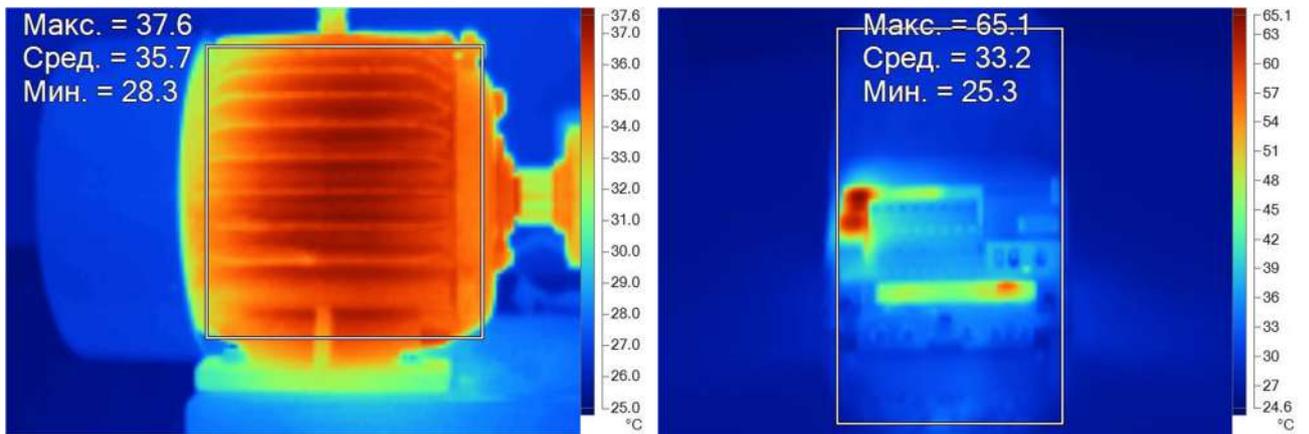
**Рисунок 4.49 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 50 Гц, время 10 минут)**



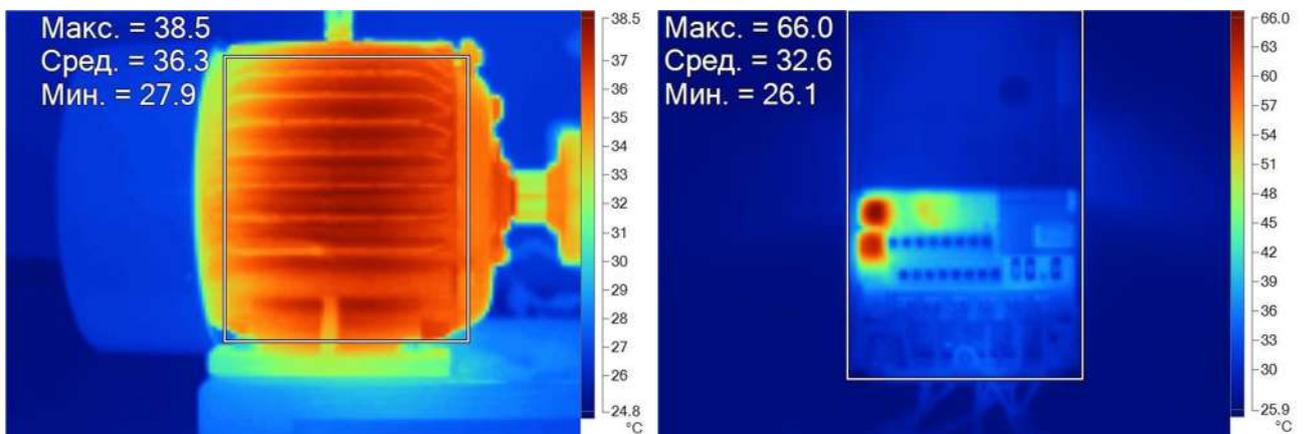
**Рисунок 4.50 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 50 Гц, время 20 минут)**



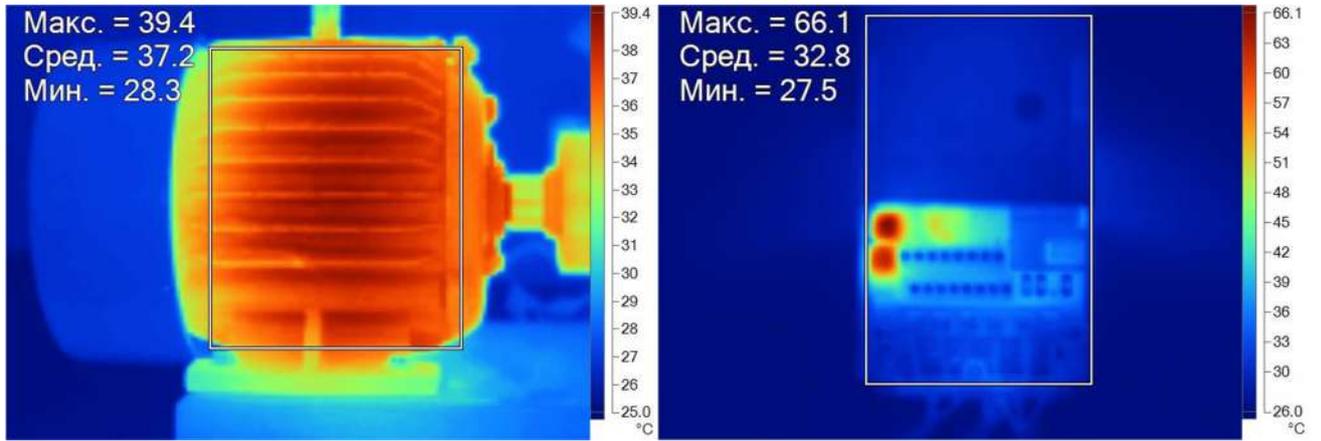
**Рисунок 4.51 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 50 Гц, время 30 минут)**



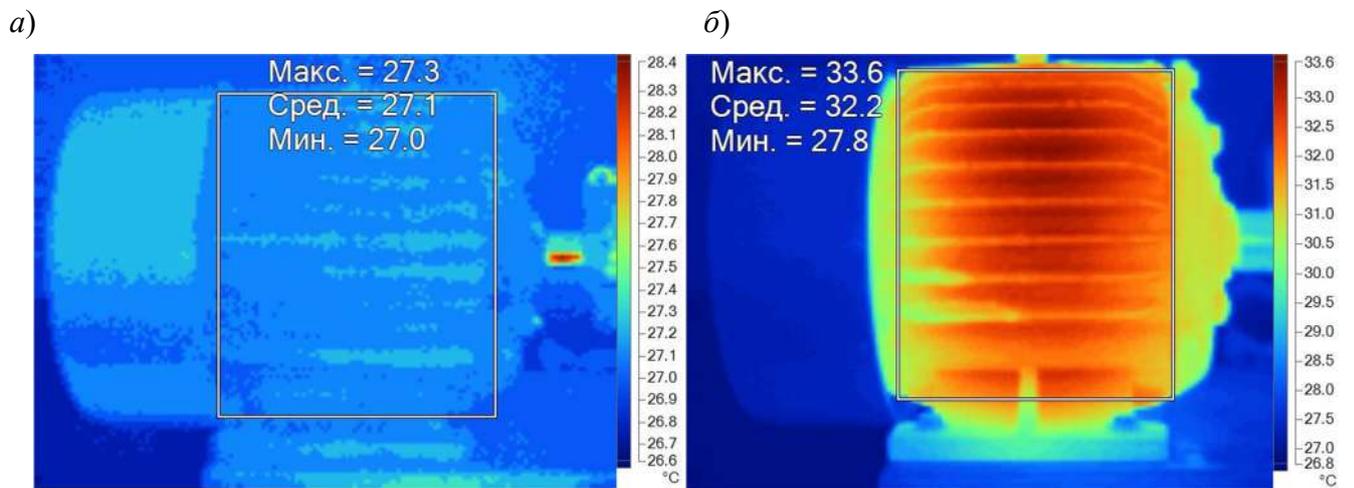
**Рисунок 4.52 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 50 Гц, время 40 минут)**



**Рисунок 4.53 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 50 Гц, время 50 минут)**

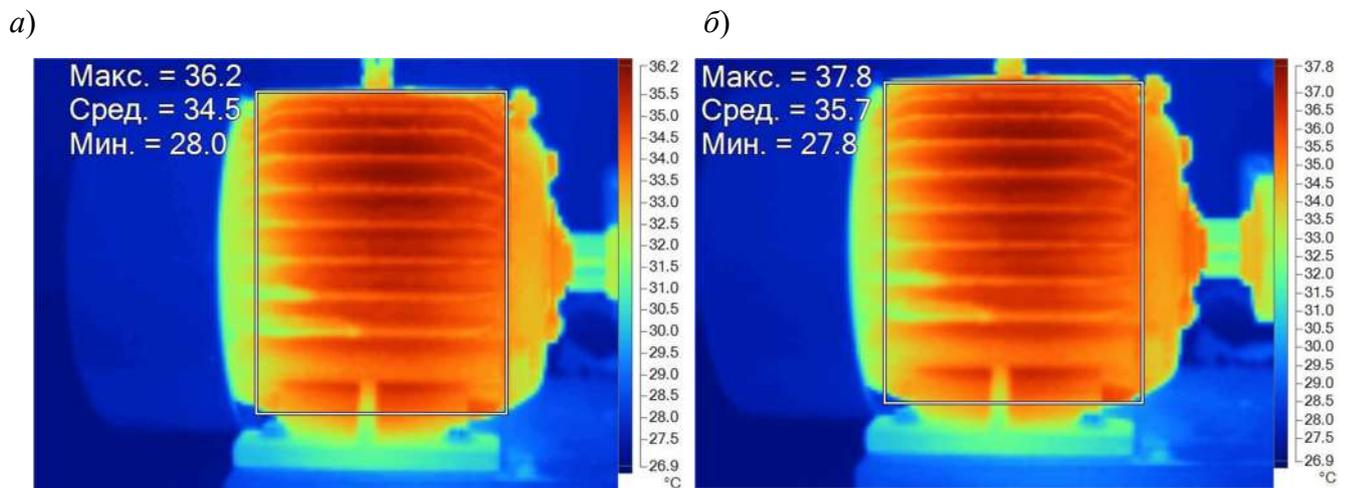


**Рисунок 4.54 – Термограммы объектов исследования
(частота тока 50 Гц, время 60 минут)**



а – корпус электродвигателя (0 минут); *б* – корпус электродвигателя (10 минут)

Рисунок 4.55 – Термограммы объектов исследования (без ПЧ)



а – корпус электродвигателя (20 минут); *б* – корпус электродвигателя (30 минут)

Рисунок 4.56 – Термограммы объектов исследования (без ПЧ)

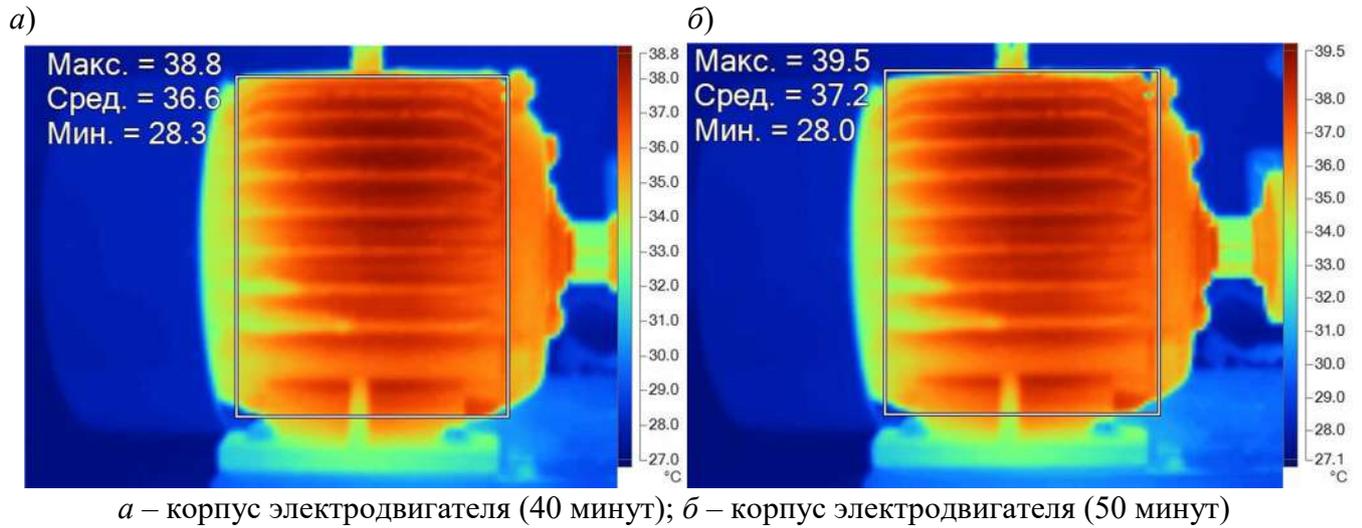


Рисунок 4.57 – Термограммы объектов исследования (без ПЧ)

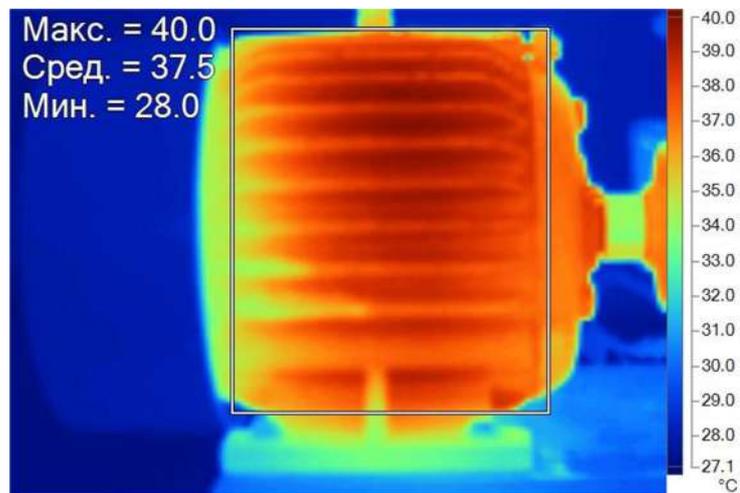


Рисунок 4.58 – Термограмма корпуса электродвигателя (без ПЧ, 60 минут)

Представленные данные обобщены и систематизированы в виде графиков, представленных на рисунках 4.59 – 4.63 [30].

На каждом из графиков в одной системе приведены зависимости температур электродвигателя и преобразователя частоты от времени в соответствии с условиями проводимого исследования.

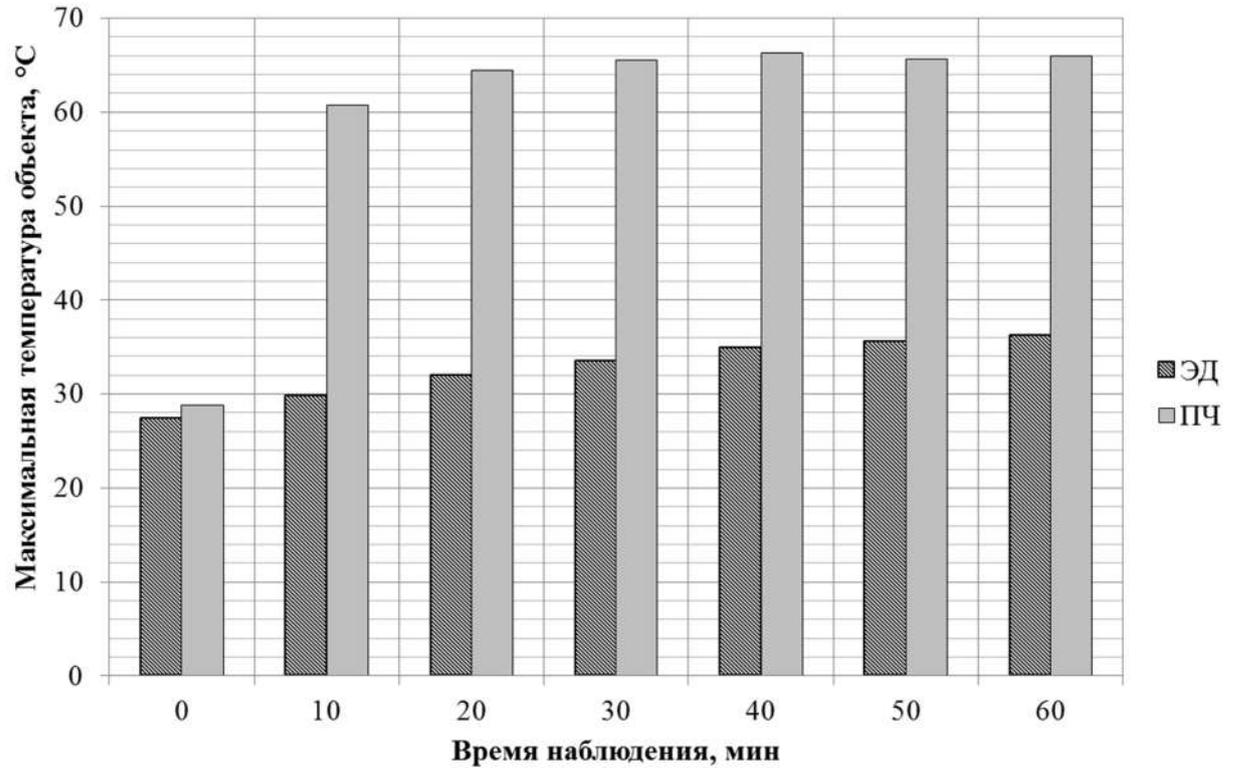


Рисунок 4.59 – Данные изменения температур объектов исследования в течение одного цикла при частоте тока питающей сети 20 Гц

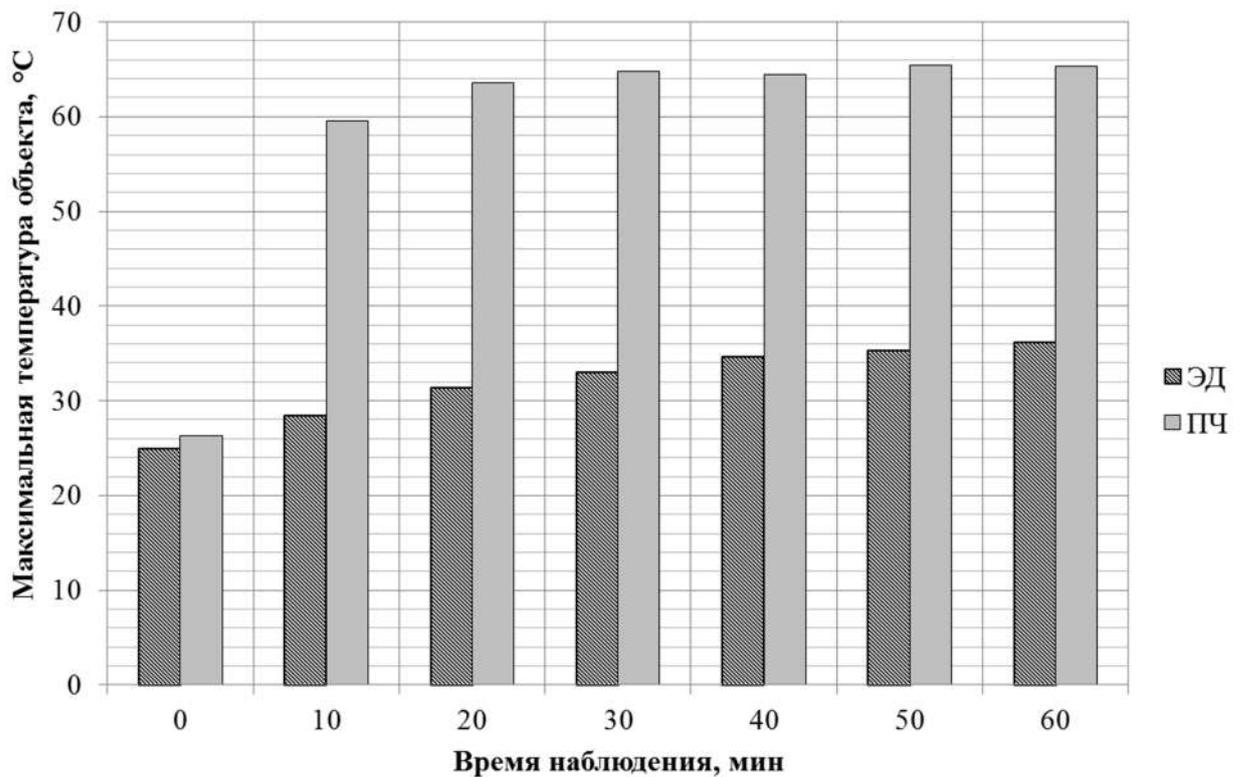


Рисунок 4.60 – Данные изменения температур объектов исследования в течение одного цикла при частоте тока питающей сети 30 Гц

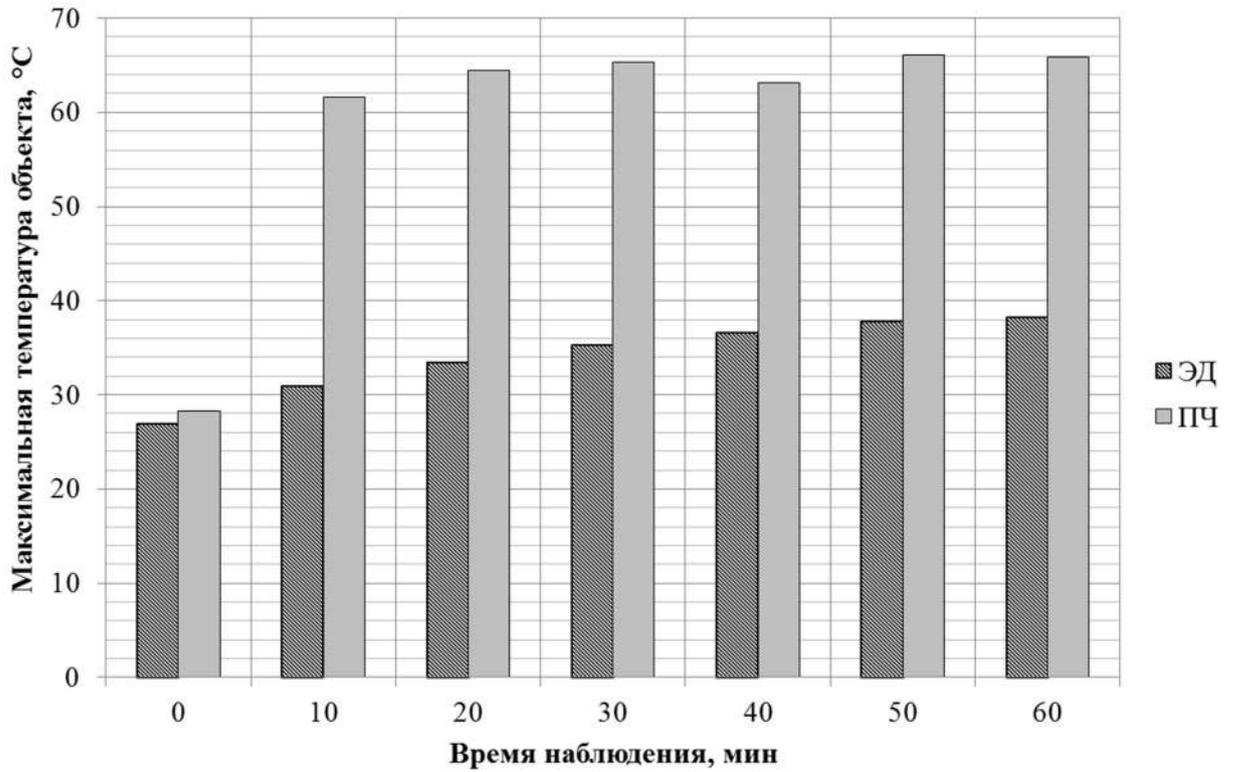


Рисунок 4.61 – Данные изменения температур объектов исследования в течение одного цикла при частоте тока питающей сети 40 Гц

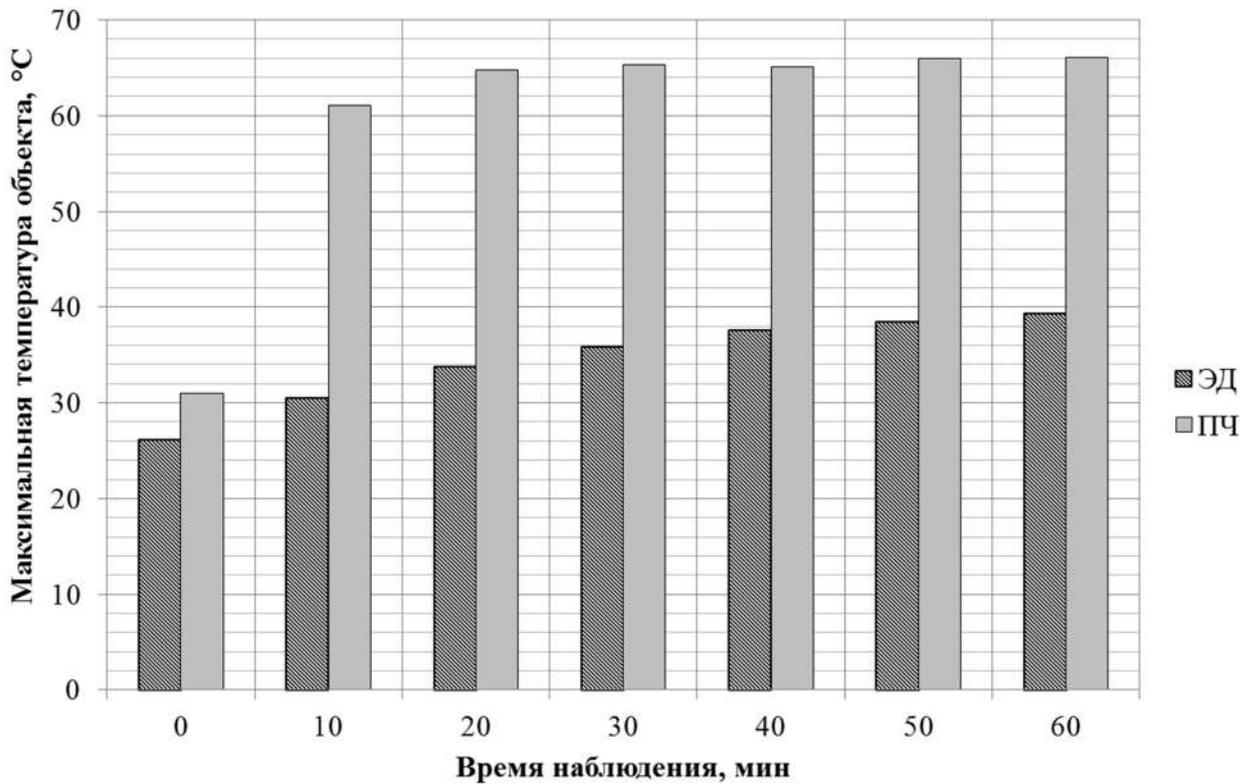


Рисунок 4.62 – Данные изменения температур объектов исследования в течение одного цикла при частоте тока питающей сети 50 Гц

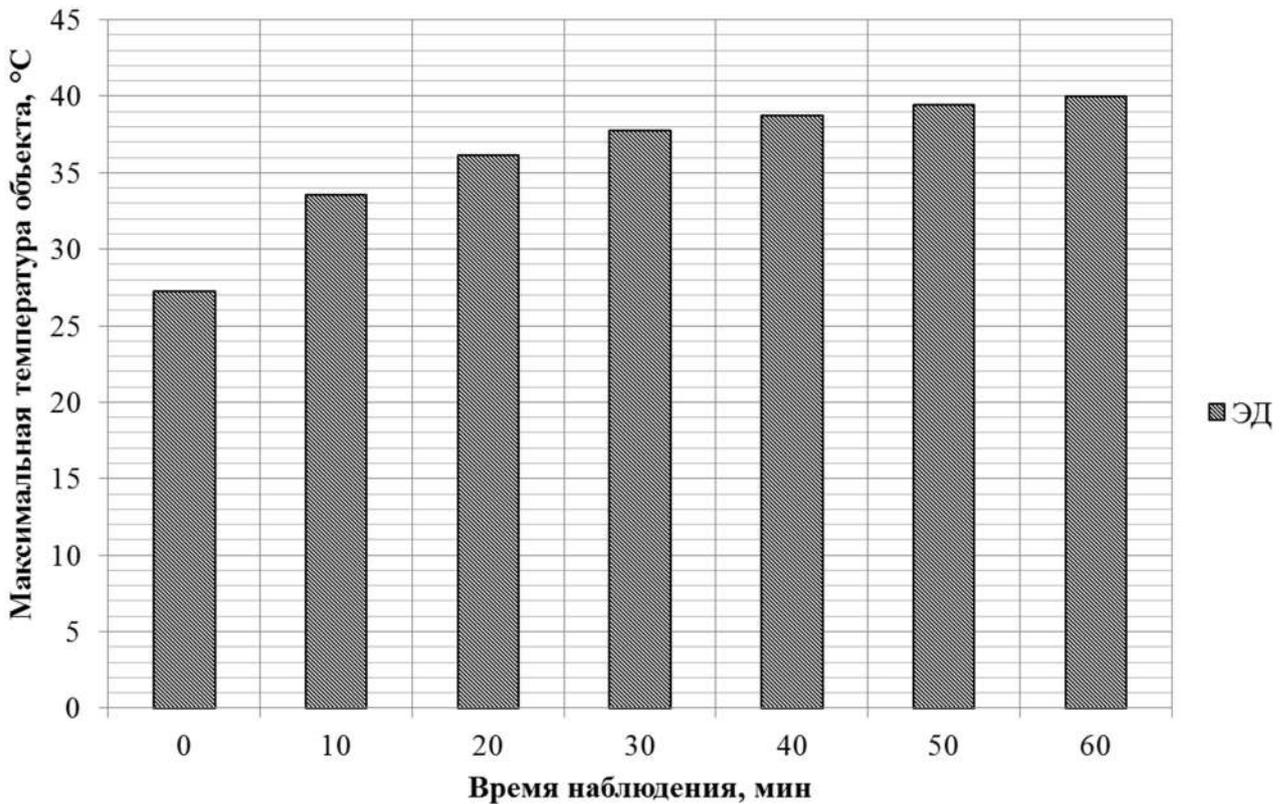


Рисунок 4.63 – Данные изменения температур объектов исследования тока питающей сети 50 Гц без преобразователя частоты

Анализируя приведенные данные, можно сделать следующие выводы.

1 При применении частотного преобразователя температурный режим продолжительной работы электродвигателя (значения минимальной, средней и максимальной температуры корпуса электродвигателя) на пониженных частотах тока в сети соответствует температурному режиму работы электродвигателя на естественных механических характеристиках без применения преобразователя частоты.

2 При ухудшенных начальных условиях проведения испытаний (повышенная температура окружающей среды) в случае применения частотного преобразователя по истечении контрольного периода (1 час) наблюдается более низкий уровень минимальной, средней и максимальной температур корпуса электродвигателя по сравнению с его работой на естественной механической характеристике.

3 Температура корпуса и проводных выводов преобразователя частоты значительно превышает температуру корпуса электродвигателя (в 1,5...2 раза). Стоит отметить различный характер их изменения, а именно: температура корпуса электродвигателя равномерно возрастает в течение одного цикла испытания, в то время

как температура преобразователя частоты возрастает до своих рабочих значений в первые 10...15 минут работы, а затем колеблется в пределах 2...4 °С.

4 Тормозной резистор в течение всех циклов проведения исследования сохраняет постоянную температуру, примерно соответствующую температуре окружающей среды.

5 При анализе термограмм стоит отметить распределение тепловых потоков по элементам экспериментального стенда. Воздушное охлаждение электродвигателя обеспечивает наибольшую степень остывания для задней части электродвигателя, в которой непосредственно находится вентилятор, при этом между обеими частями электродвигателя (последовательно соответствующим расположению вентилятора и магнитных катушек ротора и статора) отсутствует плавный температурный переход. Далее значительный объем тепловой энергии передается через вал двигателя соединительной муфте, что необходимо учитывать при выборе её типоразмера.

Результаты проведенного экспериментального исследования позволяют утверждать, что системы частотного регулирования (с регулированием частоты тока питающей сети) полностью работоспособны при работе в продолжительных режимах на пониженных частотах вращения вала двигателя по критерию тепловых потерь. Данный аргумент является одним из наиболее весомых в вопросе подтверждения корректности рекомендаций по учету типа системы управления приводами при построении вероятностных математических моделей распределения тяговых усилий, в частности, при решении задачи сохранения расчетного распределения тяговых усилий между приводами.

4.5 Выводы по разделу 4

1 Проведенные натурные исследования процесса истечения груза через каскад выпускных отверстий позволили установить ряд важных закономерностей. Экспериментально определенный коэффициент истечения груза (гранулированной серы) через каскад выпускных отверстий при рекомендуемых проектных справоч-

ных значениях 0,3...0,5 (при истечении через единичное отверстие бункера) фактически снижен в 1,75...3 раза. Переход груза из влажного в сухое состояние (коэффициент истечения изменяется от значения 0,162 до величины 0,171) привел к увеличению производительности конвейера на 5,5 % от номинальной величины и пересыпанию груза. В более конкретизированной формулировке можно констатировать, что незначительное изменение коэффициента истечения, вызванное несущественными прогнозируемыми колебаниями параметров внешних условий эксплуатации конвейера, может приводить к значительным изменениям сопротивлений движению лент и непрогнозируемым аварийным ситуациям. При этом коэффициент истечения груза через каскад выпускных отверстий в любой проектной ситуации должен экспериментально определяться как функция двух независимых групп параметров: геометрических характеристик каскада отверстий и самого бункера, а также ряда свойств груза (влажности, подвижности и связности частиц, липкости, смерзаемости и слеживаемости). Конкретные аргументы функции формируются условиями проектирования.

2 Разработана принципиальная схема и создана натурная конструкция экспериментального стенда для исследования влияния конструкции промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на его рабочие процессы, защищенная патентом РФ. Экспериментально установлены закономерности работы промежуточных ленточных приводов ленточных конвейеров, а именно:

- стремление какой-либо из лент (тяговой или грузонесущей) к боковому сходу в зоне их контакта вследствие дефектов монтажа вызывает боковой сход второй ленты, при этом действующее в зоне контакта боковое смещающее усилие значительно и может привести к поперечной деформации ленты при её контакте с дефлекторным роликом;
- сцепление тяговой и грузонесущей лент в зоне контакта неравномерно по их ширине; выделяется ряд преимущественных продольно ориентированных зон контакта, расположение которых в поперечной ориентации соответствует точкам контакта сечения лент с ребрами роликов поддерживающих роликоопор.

На основе экспериментально выявленного эффекта неравномерности сцепления лент в зоне их контакта предложена методика определения расчетного приведенного значения коэффициента сцепления в поперечной ориентации.

3 Экспериментально исследованы особенности работы электрического привода в виде обобщенного приводного механизма подъемно-транспортной машины в продолжительных режимах включения, соответствующих режимам работы ленточных конвейеров, с применением преобразователей частоты и на естественных механических характеристиках. Установлено, что при применении частотного преобразователя температурный режим продолжительной работы электродвигателя (значения минимальной, средней и максимальной температуры корпуса электродвигателя) на пониженных частотах тока в сети соответствует температурному режиму работы электродвигателя на естественных механических характеристиках без применения преобразователя частоты. При этом при ухудшенных начальных условиях проведения испытаний (повышенная температура окружающей среды) при применении частотного преобразователя по истечении контрольного периода (1 час) наблюдается более низкий уровень минимальной, средней и максимальной температур корпуса по сравнению с работой двигателя на естественной характеристике. На основе исследования подтверждена корректность рекомендаций по учету типа системы управления приводами при построении вероятностных математических моделей распределения тяговых усилий.

5 МЕТОД ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ТЯГОВОГО РАСЧЕТА МНОГОПРИВОДНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Описанная в предыдущих разделах вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий между приводами ленточного конвейера совместно с моделями, описанными в [36; 42; 65; 198], а также с учетом классических методик тягового расчета ленточных конвейеров [20; 242], позволяет создать комплексную процедуру подбора наилучшей методики тягового расчета для каждого уникального проектного случая.

В данном разделе представлен разработанный метод дифференциального тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров. Метод позволяет варьировать степень точности его проведения в зависимости от целей расчета и уникальности структур систем приводов.

5.1 Концепция и метод дифференциального тягового расчета ленточных конвейеров случайной конфигурации

Тяговый расчет ленточного конвейера в общем случае является процедурой с неоднозначно определяемыми параметрами, сочетания которых в каждой конкретной проектной ситуации формируются в зависимости от следующих факторов:

- 1) конфигурации системы приводов по входящим в её структуру типам приводов;
- 2) конфигурации системы приводов по расстановке приводов с учетом особенностей трассы конвейера;
- 3) применяемой при расчете гипотезы (принципа) распределения тяговых усилий между приводами;
- 4) принципа определения сопротивлений движению ленты конвейера.

Влияние первого и третьего из указанных факторов при проведении тягового расчета отражается во введении в систему уравнений расчета [36; 42] дополнительных уравнений и неравенств, определяющих накладываемые условия и огра-

ничения. Второй и четвертый факторы формируют только лишь вид базового уравнения тягового расчета, получаемого обходом по контуру трассы конвейера.

В основе метода дифференциального тягового расчета лежит концепция представления структурных элементов процесса тягового расчета в виде трех взаимосвязанных классифицирующих признаков: «принцип распределения тяговых усилий между приводами – особенности конструкции приводов – принцип определения сопротивлений передвижению ленты». Каждому из признаков соответствует уникальное математическое описание. Совокупность математических описаний для каждого уникального проектного случая формирует соответствующие специфические системы уравнений тягового расчета. Подобный подход позволяет варьировать степень точности проведения тягового расчета в зависимости от целей и уникальности структур систем приводов. Предлагаемую концепцию можно представить в виде графа (рисунок 5.1).

В структуру графа включены следующие признаки:

- m1.1 – тяговые усилия распределяются пропорционально тяговым факторам приводов;
- m1.2 – тяговые усилия распределяются с учетом механических характеристик приводов при их номинальных значениях;
- m1.3 – тяговые усилия распределяются с учетом механических характеристик приводов и их возможных отклонений;
- m1.4 – тяговые усилия распределяются пропорционально сопротивлениям соответствующих участков трассы конвейера;
- m1.5 – тяговые усилия распределяются с учетом механических характеристик приводов при их номинальных значениях и продольного растяжения ленты;
- m1.6 – тяговые усилия распределяются с учетом механических характеристик приводов, их возможных отклонений и продольного растяжения ленты;
- m2.1 – конструкция системы приводов предусматривает наличие дополнительных изгибов грузонесущей ленты на промежуточных приводах;

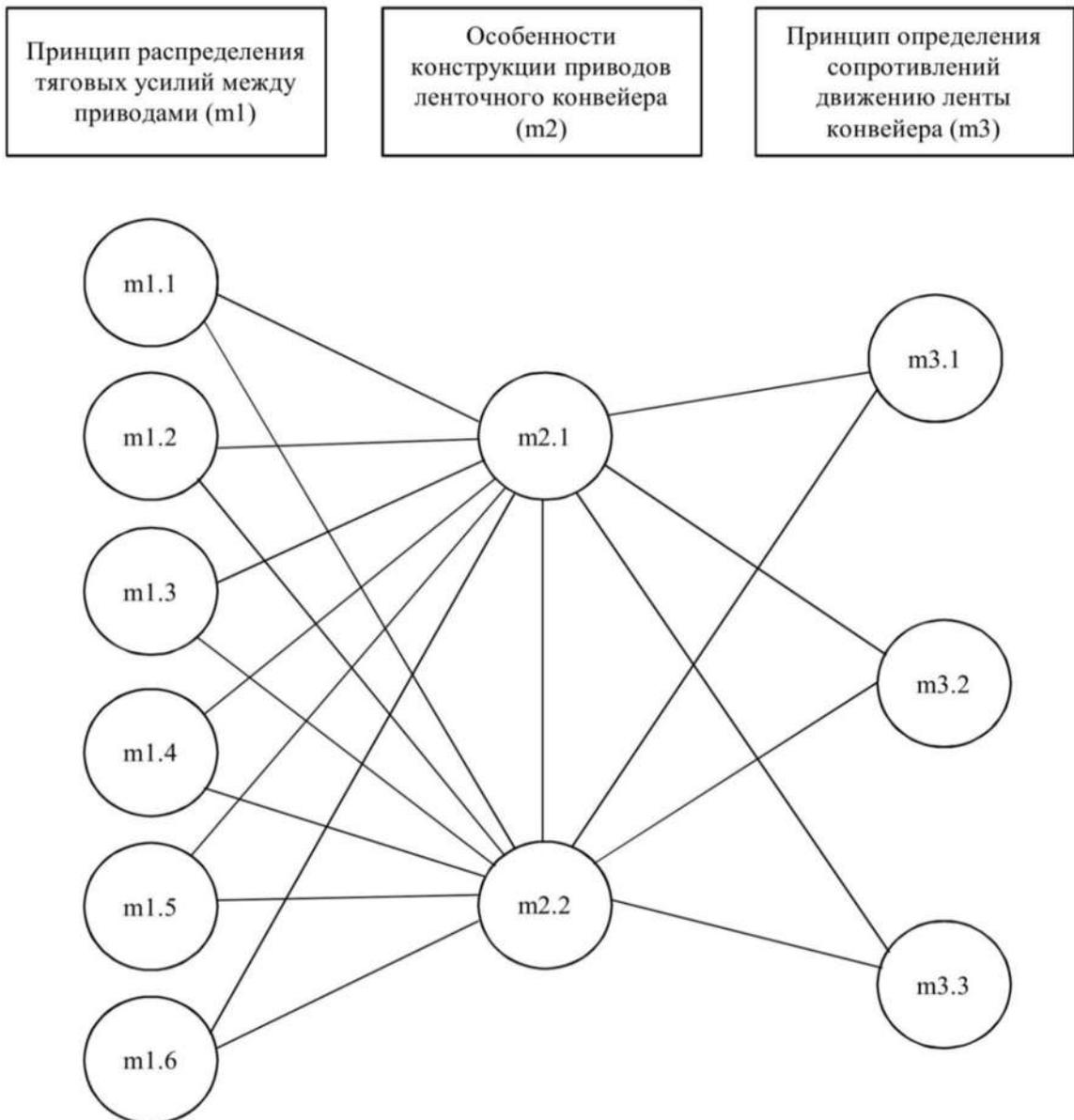


Рисунок 5.1 – Концепция тягового расчета

- m2.2 – конструкция системы приводов предусматривает отсутствие дополнительных изгибов грузонесущей ленты на промежуточных приводах;
- m3.1 – сопротивления движению ленты конвейера определяются приближенным тяговым расчетом;
- m3.2 – сопротивления движению ленты конвейера определяются подробным тяговым расчетом с обходом трассы конвейера при постоянном значении коэффициента сопротивления движению;
- m3.3 – сопротивления движению ленты конвейера определяются подробным тяговым расчетом с обходом трассы конвейера с дифференцированным под-

ходом к определению коэффициента сопротивления движению на каждом участке трассы конвейера.

Метод дифференциального тягового расчета ленточного конвейера, базирующийся на предложенной концепции, представляет собой совокупность систем уравнений, соответствующих смысловому математическому описанию сформулированных выше элементов графа (таблица 5.1).

Таблица 5.1 – Математическое описание элементов графа

№	Признак	Математическое описание
1	2	3
{1}	<u>m3.1</u> <u>m2.1</u>	$\sum W_B + \sum W_H - \sum W_{\text{бп}i} = 0$
{2}	<u>m3.1</u> <u>m2.1</u> <u>m2.2</u>	$\begin{cases} \sum W_B + \sum W_H - \sum W_{\text{бп}i} + \sum W_{\text{лп}j} = 0 \\ w_{jy} \frac{E_H l_{\text{оп}j}}{E_H + E_{Tj}} + (w_{\text{п}j} - W_{\text{лп}j})(L_{\text{тк}j} - l_{\text{оп}j}) = W_{\text{лп}j} \end{cases}$
{3}	<u>m3.2</u> (<u>m3.3</u>) <u>m2.1</u>	$kS_{\text{сб}} + \sum W_{\text{лк}} - \sum W_{\text{бп}i} = S_{\text{сб}}$
{4}	<u>m3.2</u> (<u>m3.3</u>) <u>m2.1</u> <u>m2.2</u>	$\begin{cases} kS_{\text{сб}} + \sum W_{\text{лк}} - \sum W_{\text{бп}i} + \sum W_{\text{лп}j} = S_{\text{сб}} \\ w_{jy} \frac{E_H l_{\text{оп}j}}{E_H + E_{Tj}} + (w_{\text{п}j} - W_{\text{лп}j})(L_{\text{тк}j} - l_{\text{оп}j}) = W_{\text{лп}j} \end{cases}$
{5}	<u>m1.1</u>	$\begin{cases} k_{3i} W_{\text{бп}i} = S_{\text{сб}i} (e^{\mu_i \cdot \alpha_i} - k_{3i}) \\ W_{\text{лп}j} = (q_{\text{гр}} + q_{\text{л}}) L_{\text{тк}j} \mu \cos \beta \end{cases}$
{6}	<u>m1.2</u>	$\begin{cases} W_{\text{бп}i} = W_{\text{бп}i}(n_{i\text{НОМ}}) \\ W_{\text{лп}j}(L_{\text{тк}j} - l_{\text{оп}j}) = W_{\text{бп}j}(n_{j\text{НОМ}}) - F_{\text{тк}j}(l_{\text{оп}j}, S_{\text{сб}j}) \\ k_{3i,j} W_{\text{бп}i,j} = S_{\text{сб}i,j} (e^{\mu_{i,j} \cdot \alpha_{i,j}} - k_{3i,j}) \end{cases}$
{7}	<u>m1.3</u>	$\begin{cases} W_{\text{бп}i} = W_{\text{бп}i}(n_{i\text{min}} \dots n_{i\text{max}}, \Delta s) \\ W_{\text{лп}j}(L_{\text{тк}j} - l_{\text{оп}j}) = W_{\text{бп}j}(n_{j\text{min}} \dots n_{j\text{max}}, \Delta s) - F_{\text{тк}j}(l_{\text{оп}j}, S_{\text{сб}j}) \\ k_{3i,j} W_{\text{бп}i,j} = S_{\text{сб}i,j} (e^{\mu_{i,j} \cdot \alpha_{i,j}} - k_{3i,j}) \end{cases}$
{8}	<u>m1.4</u>	$\begin{cases} W_{\text{бп}i} = W_{\text{л}i} \\ W_{\text{лп}j} = W_{\text{л}j} + F_{\text{тк}j} \\ k_{3i,j} W_{\text{бп}i,j} = S_{\text{сб}i,j} (e^{\mu_{i,j} \cdot \alpha_{i,j}} - k_{3i,j}) \end{cases}$

Продолжение таблицы 5.1

1	2	3
{9}	<u>m1.5</u>	$\begin{cases} W_{\text{бп}i} = W_{\text{бп}i}(n_{i\text{НОМ}}) \\ W_{\text{пп}j}(L_{\text{тк}j} - l_{\text{оп}j}) = W_{\text{бп}j}(n_{j\text{НОМ}}) - F_{\text{тк}j}(l_{\text{оп}j}, S_{\text{сб}j}) \\ n_j = f(n_i, E_{\text{н}}, E_{\text{т}}, S_{\text{сб}}, l_{\text{оп}j}) \\ n_i = f(n_{i-1}, E_{\text{н}}, S_{\text{сб}}) \\ k_{\text{зи},j} W_{\text{бп}i,j} = S_{\text{сб}i,j} (e^{\mu_{i,j} \cdot \alpha_{i,j}} - k_{\text{зи},j}) \end{cases}$
{10}	<u>m1.6</u>	$\begin{cases} W_{\text{бп}i} = W_{\text{бп}i}(n_{i\text{min}} \dots n_{i\text{max}}, \Delta \varepsilon \pm \Delta s) \\ W_{\text{пп}j}(L_{\text{тк}j} - l_{\text{оп}j}) = W_{\text{бп}j}(n_{i\text{min}} \dots n_{i\text{max}}, \Delta \varepsilon \pm \Delta s) - F_{\text{тк}j}(l_{\text{оп}j}, S_{\text{сб}j}) \\ k_{\text{зи},j} W_{\text{бп}i,j} = S_{\text{сб}i,j} (e^{\mu_{i,j} \cdot \alpha_{i,j}} - k_{\text{зи},j}) \end{cases}$

В таблице 5.1 k – общий коэффициент местных сопротивлений на барабанах и батареях; $S_{\text{сб}}$ – натяжение ленты в точке сбегания с приводного барабана; $\Sigma W_{\text{лк}}$ – сумма сопротивлений движению грузонесущей ленты на прямолинейных горизонтальных и наклонных участках, не зависящих от натяжения ленты (линейные сопротивления); $\Sigma W_{\text{бп}i}$ – сумма тяговых усилий промежуточных барабанных приводов; $\Sigma W_{\text{в}}$ – сумма сопротивлений движению верхней ветви грузонесущей ленты при приближенном тяговом расчете; $\Sigma W_{\text{н}}$ – сумма сопротивлений движению нижней ветви грузонесущей ленты при приближенном тяговом расчете; $\Sigma W_{\text{пп}j}$ – сумма тяговых усилий промежуточных ленточных приводов, непосредственно снижающих натяжение грузонесущей ленты на участках этих приводов; e – основание натурального логарифма; μ_i – коэффициент сцепления между приводным барабаном и лентой; α – угол обхвата грузонесущей лентой приводного барабана; $q_{\text{гр}}$ – линейная сила тяжести груза; $q_{\text{л}}$ – линейная сила тяжести ленты; μ – коэффициент трения между грузонесущей и тяговой лентами; $L_{\text{тк}i}$ – длина тягового контура промежуточного привода; β – угол наклона конвейера к горизонту; $l_{\text{оп}j}$ – длина зоны относительного покоя между грузонесущей и тяговой лентами на промежуточном приводе [42]; $E_{\text{н}}$ – жесткость на растяжение грузонесущей ленты; $E_{\text{т}}$ – жесткость на растяжение тяговой ленты; $w_{\text{п}i}$ – удельное сопротивление от подъема груза на заданном перепаде высот при наклонном расположении промежуточного

привода; w_{jy} – удельное сопротивление движению лент конвейера в зоне относительного покоя грузонесущей и тяговой лент на промежуточном приводе; $W_{\text{ппи}}$ – удельное полезное тяговое усилие промежуточного привода, передаваемое грузонесущей несущей ленте; $F_{\text{тки}}$ – собственное сопротивление движению тягового контура промежуточного привода; $W(n)$ – функции механических характеристик двигателей приводов, в которых в качестве аргумента выступают частоты вращения вала двигателя n .

Предложенное структурированное описание (таблица 5.1) фактически представляет собой набор базовых структурных элементов, из которых проектировщик составляет уникальную методику тягового расчета для своего проектного случая.

К примеру, при расчете сравнительно короткого ленточного конвейера с одним барабанным головным приводом достаточно использовать сочетание $m1.1 - m2.1 - m3.1$. Тогда итоговая система уравнений тягового расчета с учетом данных таблицы 5.1, включит в себя системы уравнений позиций {1} и {5}. При расчете протяженного многоприводного конвейера с резинотканевыми лентами, включающими в структуру конструкции промежуточные барабанные и ленточные приводы, целесообразно использовать сочетание $m1.6 - m2.1 - m2.2 - m3.3$. Итоговая система уравнений тягового расчета включит в себя системы уравнений позиций {4} и {10}.

Предложенный метод дифференциального тягового расчета охватывает весь спектр возможных параметров и конфигураций ленточных конвейеров как с одним, так и с несколькими приводами, что гармонично вписывается в концепцию создания единого метода проектирования ленточных конвейеров традиционной конструкции.

С учетом описанной в предыдущих разделах вероятностной математической модели распределения тяговых усилий между приводами ленточного конвейера для самых сложных конфигураций систем приводов можно синтезировать системы линейных уравнений тягового расчета, что значительно упрощает создание автоматизированных алгоритмов их решения.

5.2 Качественные характеристики расчетных случаев при применении метода дифференциального тягового расчета ленточных конвейеров

Для рационального использования метода дифференциального тягового расчета предварительно необходимо синтезировать качественные характеристики описанных в предыдущем подразделе признаков графа, а также описание возможных расчетных случаев, соответствующих тому или иному признаку. Проведение данной процедуры позволит по характерному набору качественных признаков на начальных стадиях проектирования приближенно формировать рациональную методику тягового расчета по соотношению критериев «минимальная трудоемкость – приемлемое качество расчета».

Результаты процедуры синтеза представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Качественные характеристики и описание расчетных случаев при реализации метода дифференциального тягового расчета ленточных конвейеров

Признак	Качественная характеристика признака	Описание возможного расчетного случая
1	2	3
Принцип распределения тяговых усилий между приводами (m1)		
m1.1	<ul style="list-style-type: none"> – неточность определения максимального натяжения ленты не имеет особого значения, компенсируется повышенными значениями коэффициента запаса; – возможно завышенное значение мощности привода; – сравнительно низкая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – конвейеры средней длины (до 500 м) с небольшим углом наклона; – система приводов включает один или два барабанных привода, расположенных в головной части конвейера; – планируется установка пуско-регулирующих устройств приводов или системы управления с широкими возможностями по изменению видов механических характеристик двигателей;

Продолжение таблицы 5.2

1	2	3
m1.2	<ul style="list-style-type: none"> – относительно низкий уровень неточности определения максимального натяжения ленты; – возможно завышенное значение мощности привода за счет необходимого завышения значений коэффициентов запаса; – сравнительно низкая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает несколько барабанных приводов (в том числе, распределенных по трассе конвейера); – применяется резинотросовая грузонесущая лента; – планируется установка системы управления приводами с широкими возможностями регулирования механических характеристик двигателей;
m1.3	<ul style="list-style-type: none"> – относительно низкий уровень неточности определения максимального натяжения ленты; – вычисленные значения мощностей приводов не требуют завышенных значений коэффициента запаса; – повышенная трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает несколько барабанных приводов (в том числе, распределенных по трассе конвейера); – применяется резинотросовая грузонесущая лента; – планируется установка пускорегулирующих устройств приводов;
m1.4	<ul style="list-style-type: none"> – неточность определения максимального натяжения ленты не имеет особого значения, компенсируется повышенными значениями коэффициента запаса; – возможно завышенное значение мощности привода за счет необходимого завышения значений коэффициентов запаса; – сравнительно низкая трудоемкость проведения расчета 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает несколько барабанных и промежуточных ленточных приводов; – применяется резинотросовая грузонесущая лента; – планируется установка системы управления приводами с широкими возможностями регулирования механических характеристик двигателей;

Продолжение таблицы 5.2

1	2	3
m1.5	<ul style="list-style-type: none"> – сравнительно невысокий уровень неточности определения максимального натяжения ленты; – возможно завышенное значение мощности привода за счет необходимого завышения значений коэффициентов запаса; – повышенная трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает несколько барабанных и промежуточных ленточных приводов; – применяется резинотросовая или резинотканевая грузонесущая лента; – планируется установка системы управления приводами с широкими возможностями регулирования механических характеристик двигателей;
m1.6	<ul style="list-style-type: none"> – сравнительно низкий уровень неточности определения максимального натяжения ленты; – вычисленные значения мощностей приводов не требуют завышенных значений коэффициента запаса; – высокая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает несколько барабанных и промежуточных ленточных приводов; – применяется резинотросовая или резинотканевая грузонесущая лента; – планируется установка пуско-регулирующих устройств приводов или системы управления приводами с широкими возможностями регулирования механических характеристик двигателей;
<p>Особенности конструкции приводов ленточного конвейера (m2)</p>		
m2.1	<ul style="list-style-type: none"> – тяговый расчет оперирует дополнительными характеристиками точками трассы конвейера, соответствующими участкам перегрузки на грузовой ветви (ложный сброс); 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает несколько барабанных приводов, расположенных на грузовой и (или) холостой ветвях конвейера;
m2.2	<ul style="list-style-type: none"> – повышенная трудоемкость проведения тягового расчета в связи с необходимостью проведения дополнительных расчетов параметров приводов нестандартной конфигурации (не барабанных) при их наличии; 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает один или несколько барабанных приводов, находящихся в головной части конвейера (при необходимости), а также промежуточные приводы, обеспечивающие беспросыпное транспортирование груза по трассе;

Продолжение таблицы 5.2

1	2	3
Принцип определения сопротивлений движению ленты конвейера (m3)		
m3.1	<ul style="list-style-type: none"> – неточность определения максимального натяжения ленты компенсируется повышенными значениями коэффициента запаса; – низкая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – конвейеры малой длины с простой трассой;
m3.2	<ul style="list-style-type: none"> – неточность определения максимального натяжения ленты компенсируется повышенными значениями коэффициента запаса; – относительно низкая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – конвейеры средней длины с простой трассой (с небольшим количеством участков перегиба в вертикальной плоскости);
m3.3	<ul style="list-style-type: none"> – сравнительно низкий уровень неточности определения максимального натяжения ленты; – относительно высокая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – конвейеры со сложной пространственной криволинейной трассой;

При неопределенности начальных параметров технического задания ориентировочные описания параметров трасс конвейеров, описания ресурсов и возможностей проектировщика при уточнении критериев эффективности, задаваемых в начале процесса проектирования [38; 43], по совокупности признаков позволяют сформировать комплексы форм (признаков), которые, в свою очередь, формируют системы уравнений тягового расчета для каждого проектного случая, описанные в предыдущем подразделе.

В качестве примера приведены следующие расчетные случаи.

1 Проектируется ленточный наклонный прямолинейный конвейер длиной 50 м, производительностью 40 т/ч. При соответствующей подготовке проектировщика данных сведений достаточно, чтобы сформировать следующее описание:

конвейер сравнительно короткий с простой трассой, система приводов будет содержать один барабанный привод, будет применяться резинотканевая лента. Данному описанию согласно связям графа взаимодействия (рисунок 5.1) соответствует комплекс форм (признаков) m1.1 – m2.2 – m3.1.

2. Проектируется ленточный конвейер с общей длиной трассы 900 м, производительностью 500 т/ч и двумя криволинейными участками, расположенными в вертикальной и горизонтальной плоскости. Транспортируется острокромочный крупнокусковой груз. Описание: конвейер протяженный со сложной пространственной криволинейной трассой, система приводов будет содержать один барабанный привод и один или несколько промежуточных ленточных приводов без промежуточной перегрузки (многократная перегрузка острокромочного груза на одну и ту же ленту значительно снизит срок её эксплуатации), может быть применена как резинотросовая, так и резинотканевая лента, в зависимости от итоговой стоимости. Данному описанию согласно связям графа взаимодействия (рисунок 5.1) соответствует комплекс форм (признаков) m1.6 – m2.2 – m3.3.

Каждому из комплексов форм, сформированных в примерах, соответствует собственная система уравнений тягового расчета, формируемая по рекомендациям, изложенным в таблице 5.1.

Предложенный подход к формированию технических описаний проектируемых ленточных конвейеров на начальной стадии их разработки позволяет в значительной степени формализовать выбор рациональной методики тягового расчета, что снижает степень субъективности при принятии проектных решений ответственными лицами. При этом качественные характеристики признаков в сформированном комплексе дают возможность ориентировочно спрогнозировать требуемую трудоемкость расчетных процедур и их точность.

5.3 Выводы по разделу 5

1 Сформулирована концепция дифференциального тягового расчета ленточных конвейеров случайной конфигурации, основанная на представлении структурных элементов процесса тягового расчета в виде трех взаимосвязанных классифицирующих признаков «принцип распределения тяговых усилий между приводами – особенности конструкции приводов – принцип определения сопротивлений передвижению ленты».

2 Систематизировано математическое описание классифицирующих признаков, вариации которого для каждого уникального проектного случая формируют соответствующие специфические системы уравнений тягового расчета.

3 На основе созданных математических моделей и проведенных экспериментальных исследований разработан метод дифференциального тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров, позволяющий варьировать степень точности его проведения в зависимости от целей расчета и уникальности структур систем приводов. Метод реализует предложенную концепцию тягового расчета.

4 Установлены особенности применения данного метода для ленточных конвейеров с системами приводов различной конфигурации, сформулированы качественные характеристики и предложено описание расчетных случаев при реализации метода дифференциального тягового расчета ленточных конвейеров.

6 ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИЙ И МЕТОДОВ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ УЗЛОВ И СИСТЕМ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Результаты теоретических исследований, представленные в работах [42; 51; 61; 292], а также результаты ряда экспериментальных исследований [28; 46] свидетельствуют о наличии возможностей управления тяговыми усилиями промежуточных ленточных и барабанных приводов изменением натяжения тяговых и грузонесущей лент без внесения глубоких доработок в существующие системы управления электродвигателями. При этом данные, полученные в результате моделирования (раздел 3), позволяют говорить о специфической природе нагруженности конвейерных лент при работе в холостом и загруженном режимах. Указанная специфическая природа отражается не только в вариативности максимальных нагрузок, действующих на ленты, но и в необходимости управления минимальными натяжениями тяговой и грузонесущей лент для обеспечения работоспособности приводов в зависимости от величин грузопотока.

В данном разделе предложен и научно обоснован ряд принципиальных конструктивных решений дифференциальных натяжных устройств, позволяющих реализовать автономное управление натяжением тяговой и грузонесущей лент (без принципиального изменения систем управления электродвигателями), сформулированы базовые положения и предложена поэтапная общая методика теплового диагностирования ленточных конвейеров.

6.1 Нагруженность тяговых и грузонесущей лент многоприводного ленточного конвейера

Основные понятия нагруженности элементов подъемно-транспортной техники описаны в работе [138]. Применительно к проектированию металлоконструкций и основных элементов механизмов подъемно-транспортных машин одним из ключевых расчетов является расчет на усталостное разрушение [41; 138]. Отличительной особенностью адаптации базовых идей данного расчета к анализу

долговечности конвейерных лент является специфика перемены напряжений при работе лент. При расчете по классическим методикам [20; 108; 109; 242] с использованием нерегулируемых в автоматизированном режиме натяжных устройств минимальные натяжения лент вне зависимости от величины грузопотока будут установлены однократной настройкой этих натяжных устройств, параметры которой определяются в зависимости от величины провисания ленты при движении конвейера с грузом или тяговой способностью приводов. При этом в условиях переменной грузопотока и возможности движения конвейера в близких к холостому режимам (значительное снижение грузопотока) поддержка постоянного высокого натяжения лент может привести к уменьшению их ресурса и не носит обязательный характер. В таблице 6.1 и на рисунках 6.1 – 6.4 представлены дополнительные данные моделирования, проведенного в разделе 3, описывающие изменения натяжений тяговых и грузонесущей лент в зависимости от величины грузопотока и сочетания отклонений скольжения электродвигателей.

Таблица 6.1 – Сводная таблица натяжений лент

№	Значение параметра									
	Холостой режим движения					Загруженный режим движения				
	$S_{max,H}$	$S_{cm,H}$	$S_{1cm,H}$	$S_{2cm,H}$	$S_{3cm,H}$	$S_{max,H}$	$S_{cm,H}$	$S_{1cm,H}$	$S_{2cm,H}$	$S_{3cm,H}$
1	5601	2880	3120	3120	3120	20358	12630	13084	13084	13084
2	7494	2880	3550	3550	3120	24289	11524	13084	13084	13084
3	5899	2880	3550	3120	3550	20915	12630	13084	13084	13084
4	6075	3400	3120	3590	3590	25662	17630	13084	13084	13084
5	5569	2880	3120	3120	3120	24502	16500	13084	13084	13084
6	9110	2880	5500	3120	3120	28647	11524	14497	13084	13084
7	7813	4100	3120	3120	5615	29072	19000	13084	13084	15231
8	7841	5100	3120	4400	4400	30309	22000	13084	13084	13084
9	7101	2880	3120	5500	3120	26172	14000	13084	14740	13084
10	5455	2880	4230	3120	4230	23836	16000	13084	13084	13084
11	7357	2880	4230	4230	3120	28822	16000	13084	13084	13084
12	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
13	8325	4380	3120	7470	3120	–	–	–	–	–
14	8551	2880	7280	3120	3120	–	–	–	–	–
15	12372	4350	3120	3120	3120	32297	11524	13084	13084	13084
16	5849	2880	3120	3120	3120	19412	11524	13084	13084	13084

В таблице 6.1 S_{\max} – максимальное натяжение грузонесущей ленты; $S_{\text{ст}}$ – стабильное натяжение грузонесущей ленты; $S_{1\text{ст}}$ – стабильное натяжение тяговой ленты привода П1; $S_{2\text{ст}}$ – стабильное натяжение тяговой ленты привода П2; $S_{3\text{ст}}$ – стабильное натяжение тяговой ленты привода П3.

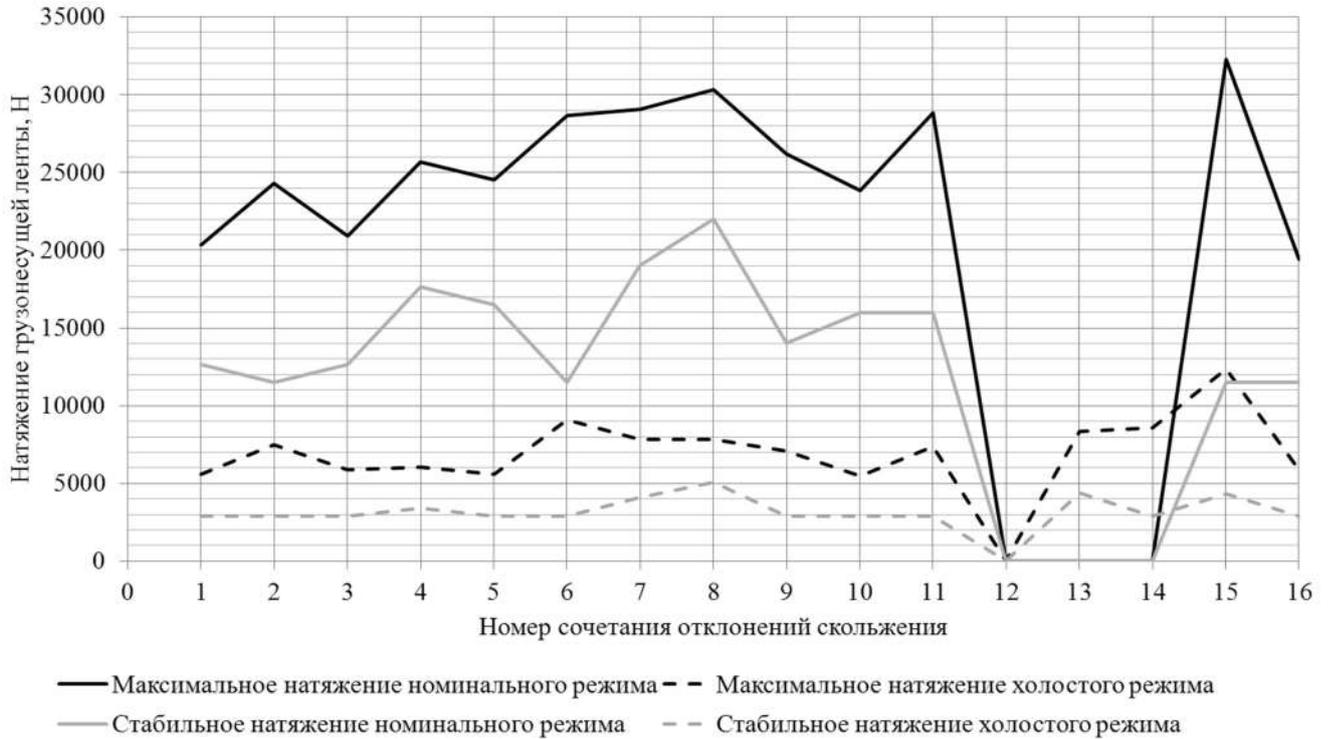


Рисунок 6.1 – Натяжения грузонесущей ленты



Рисунок 6.2 – Натяжения тяговой ленты привода П1

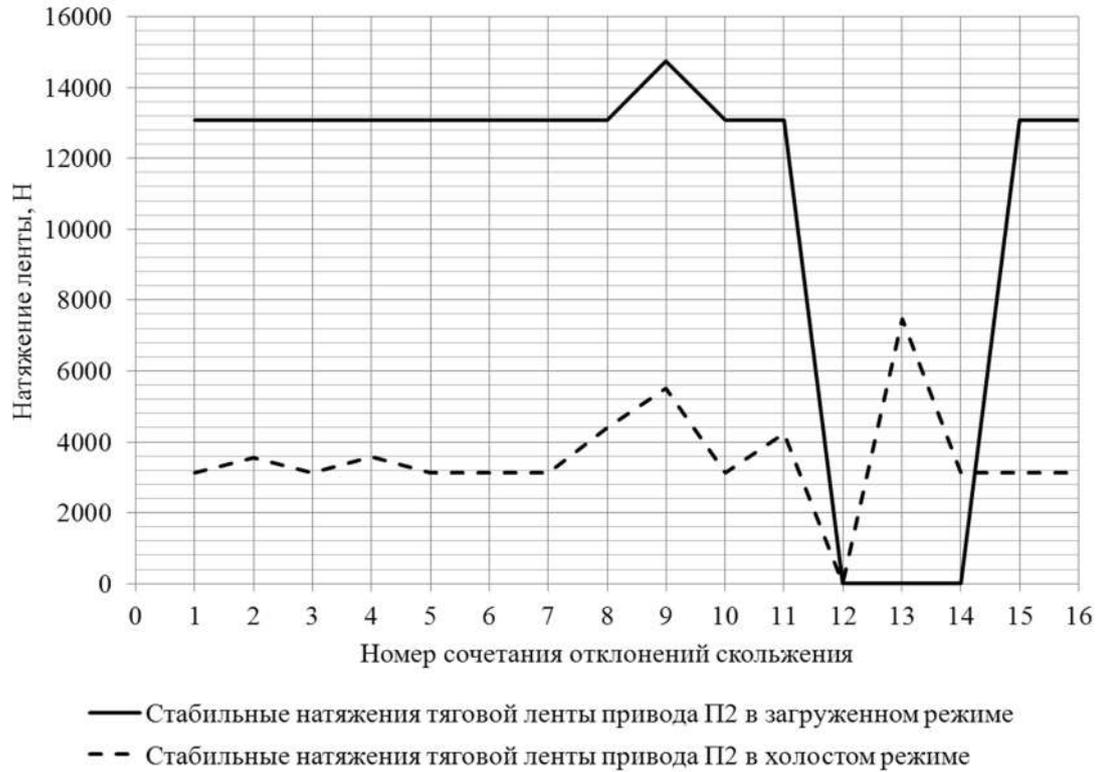


Рисунок 6.3 – Натяжения тяговой ленты привода П2

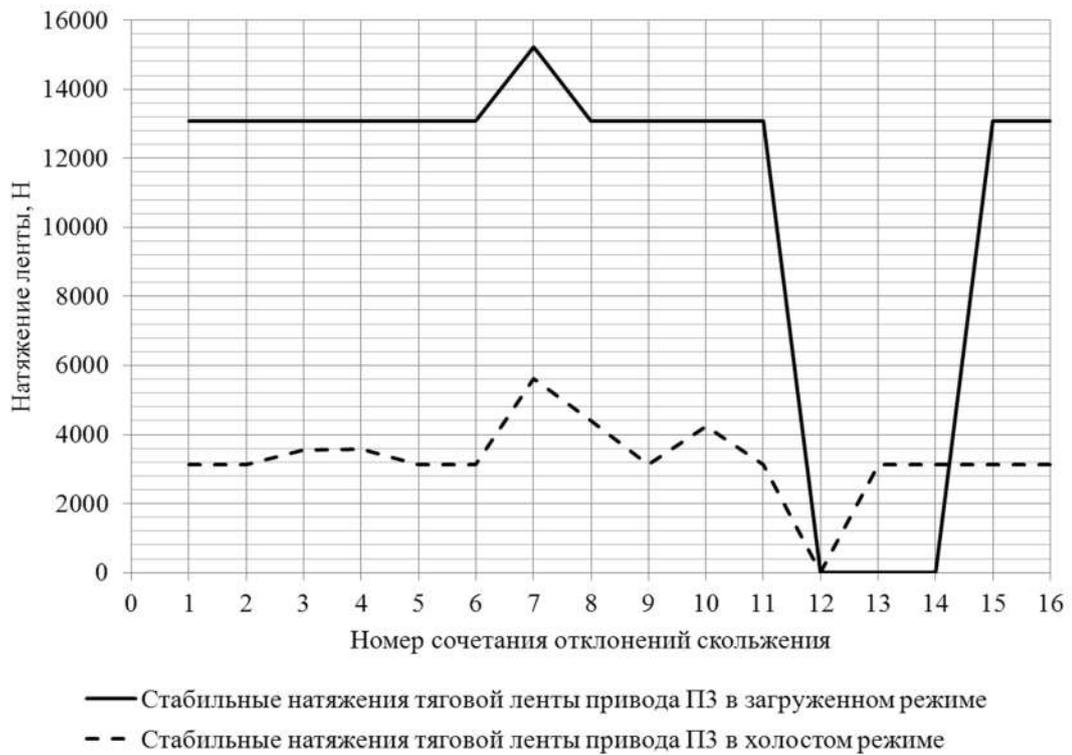


Рисунок 6.4 – Натяжения тяговой ленты привода П3

Под стабильным натяжением будем понимать величину минимально необходимого натяжения ленты в точке сбегания с приводного барабана, при котором минимальное натяжение в контуре конвейера или промежуточного привода не будет меньше предельно допустимого по провисанию при обеспечении тяговой способности приводных барабанов.

При анализе работы грузонесущей ленты в различных сочетаниях отклонений скольжения электродвигателей приводов можно сделать однозначный вывод о нестабильности величины коэффициента асимметрии цикла перемены напряжений (рисунок 6.5), что фактически можно интерпретировать как прямую зависимость ресурса грузонесущей ленты от вида механических характеристик приводов.

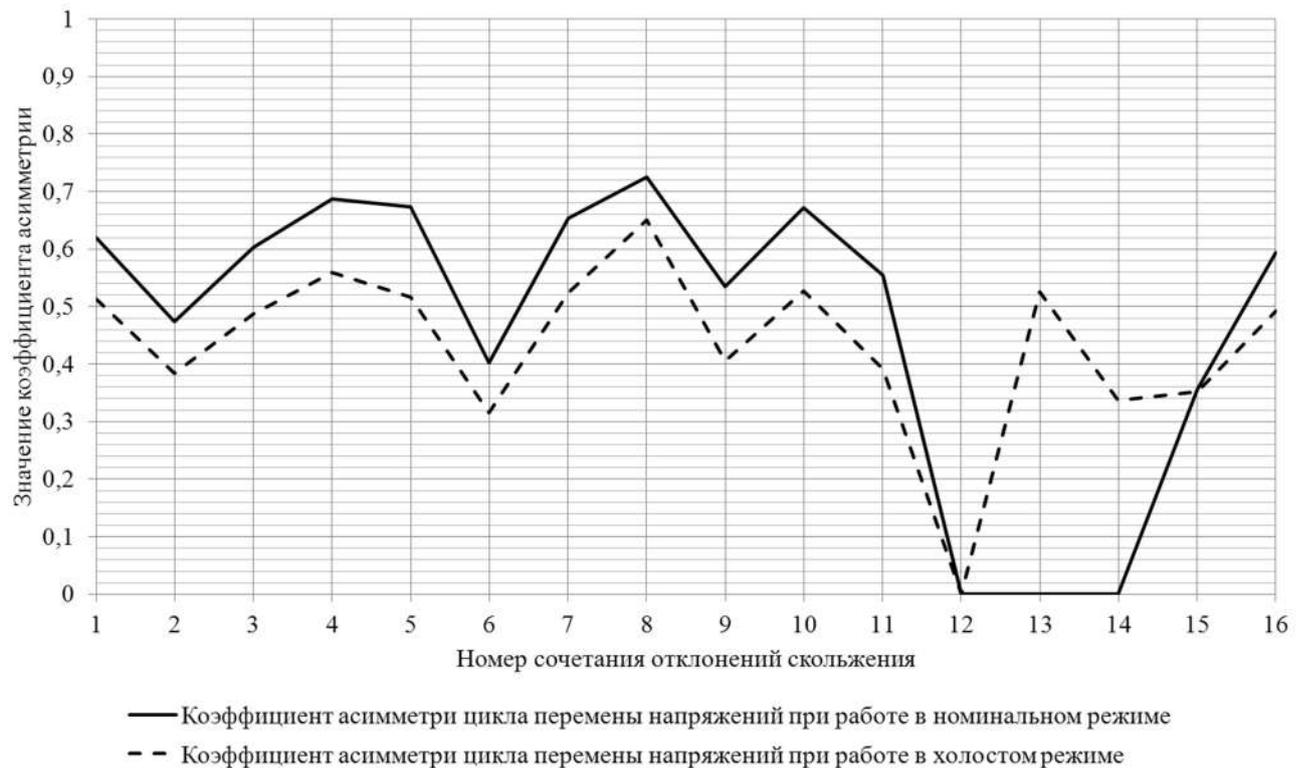


Рисунок 6.5 – Изменение коэффициента асимметрии цикла перемены напряжений в грузонесущей ленте при работе конвейера

В работе [20] описан подход к определению наработки на отказ стыкового соединения конвейерной ленты, базирующийся на усталостном характере разрушения соединительного слоя стыка, описываемом с помощью кривой усталости (кривой Веллера). С учетом общего вида уравнения кривой, а также при исполь-

зовании линейной интерполяции предельной диаграммы выносливости (схема Гудмана) [20], зависимость для определения числа циклов до разрушения стыкового соединения при заданной переменной нагрузке можно записать в виде [20]

$$n = \frac{(\tau_{-1})^m N_0 \left[\tau_{вр} - \tau_{max} \left(\frac{1+\rho}{2} \right) \right]^m}{(\tau_{max})^m \left(\frac{1-\rho}{2} \right)^m (\tau_{вр})^m}, \quad (6.1)$$

где τ_{-1} – предел усталости по касательным напряжениям; τ_{max} – максимальное напряжение цикла; $\tau_{вр}$ – предельное значение предела усталости τ_{-1} при его приведении к значению, соответствующему коэффициенту асимметрии цикла $\rho = 1$; N_0 – базовое число циклов при испытании образцов; n – число циклов до разрушения стыкового соединения при заданной переменной нагрузке; m – показатель кривой усталости.

В рамках оценки влияния отклонения механических характеристик приводов ленточных конвейеров на величину ресурса грузонесущей ленты зависимость (6.1) можно использовать в сравнительной постановке, при которой значение ресурса для какого-либо сочетания будет являться относительной величиной, привязанной к ресурсу n_0 сочетания отклонения скольжения, принятого в качестве нулевого.

Таким образом, с учетом зависимости (6.1) для ресурса n_i i -го сочетания отклонения можно записать

$$\frac{n_i}{n_0} = \frac{\left[\tau_{вр} - \tau_{max\ i} \left(\frac{1+\rho_i}{2} \right) \right]^m (\tau_{max\ 0})^m \left(\frac{1-\rho_0}{2} \right)^m (\tau_{вр})^m}{\left[\tau_{вр} - \tau_{max\ 0} \left(\frac{1+\rho_0}{2} \right) \right]^m (\tau_{max\ i})^m \left(\frac{1-\rho_i}{2} \right)^m (\tau_{вр})^m}. \quad (6.2)$$

Преобразуя зависимость (6.2), при переходе от действующих напряжений к натяжениям ленты при одинаковых геометрических параметрах сечения последней запишем

$$\frac{n_i}{n_0} = \frac{\left[S_{\text{вр}} - S_{\text{max}i} \left(\frac{1 + \rho_i}{2} \right) \right]^m (S_{\text{max}0})^m \left(\frac{1 - \rho_0}{2} \right)^m (S_{\text{вр}})^m}{\left[S_{\text{вр}} - S_{\text{max}0} \left(\frac{1 + \rho_0}{2} \right) \right]^m (S_{\text{max}i})^m \left(\frac{1 - \rho_i}{2} \right)^m (S_{\text{вр}})^m}. \quad (6.3)$$

Величину $S_{\text{вр}}$ примем в виде доли от разрушающей нагрузки S_p ленты, но большей, чем $S_{\text{max}0}$, т.е.

$$S_{\text{вр}} = k S_{\text{max}0}, \quad (6.4)$$

где k – коэффициент пропорциональности (принимаем в пределах $1 \dots n_3$, где n_3 – коэффициент запаса прочности ленты).

С учетом формулы (6.4) зависимость (6.3) примет вид

$$\frac{n_i}{n_0} = \frac{\left[k S_{\text{max}0} - S_{\text{max}i} \left(\frac{1 + \rho_i}{2} \right) \right]^m (S_{\text{max}0})^m \left(\frac{1 - \rho_0}{2} \right)^m}{\left[k S_{\text{max}0} - S_{\text{max}0} \left(\frac{1 + \rho_0}{2} \right) \right]^m (S_{\text{max}i})^m \left(\frac{1 - \rho_i}{2} \right)^m}. \quad (6.5)$$

На рисунке 6.6 представлены результаты расчета относительного ресурса грузонесущей ленты многоприводного конвейера с учетом зависимости (6.5) и данных таблицы 6.1.

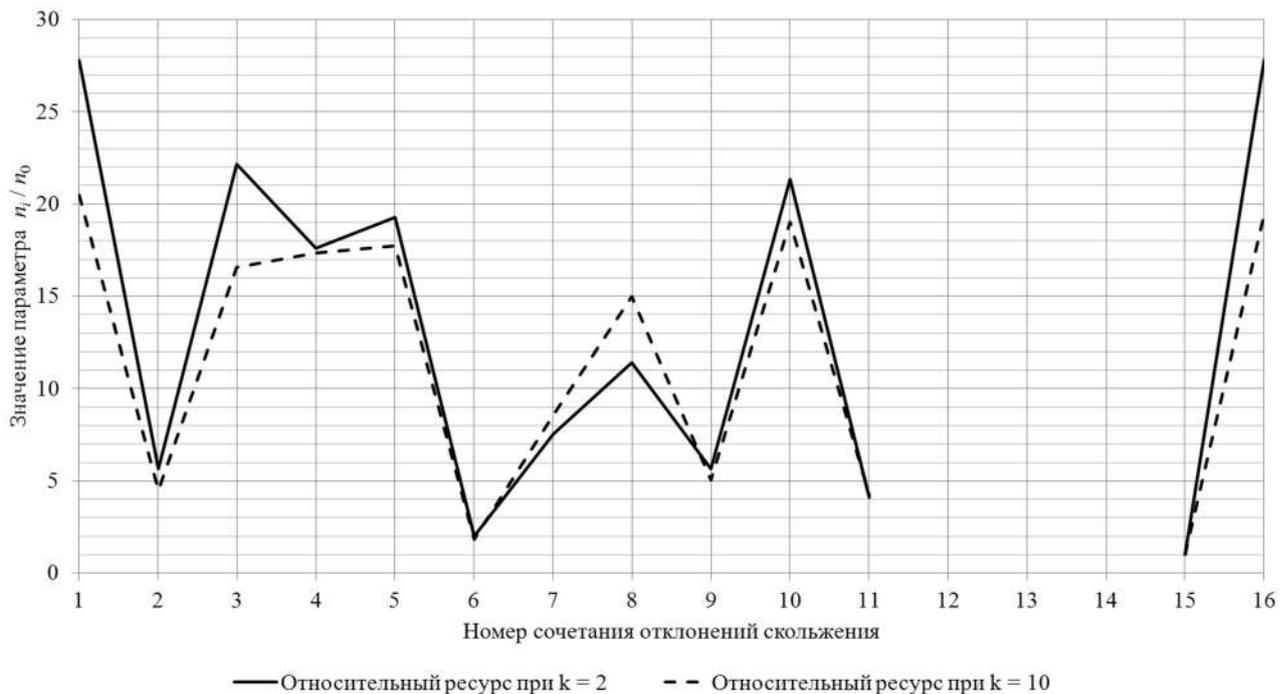


Рисунок 6.6 – Результаты расчета относительного ресурса грузонесущей ленты

В качестве нулевого принято 15-е сочетание отклонений скольжения с наименьшим значением $\rho = 0,357$. Параметр кривой усталости Веллера m примем равным $m = 3$. Увеличение m (увеличение пологости кривой Веллера) в данном случае приведет к росту значений относительных ресурсов на несколько порядков по отношению к нулевому сочетанию отклонений скольжения. Значение коэффициента k последовательно принимается равным $k = 2, k = 10$.

В результате анализа приведенных данных можно сделать следующие выводы.

1 Наибольший диапазон изменения стабильного натяжения грузонесущей ленты при переходе от холостого режима к полностью загруженному наблюдается для 8-го сочетания отклонений скольжения электродвигателей (от 5100 Н до 22000 Н при максимальном натяжении ленты 30309 Н). Обеспечение натяжения 22000 Н объясняется необходимостью устранения провисания грузонесущей ленты. Наименьший диапазон стабильного натяжения грузонесущей ленты при переходе от холостого режима к полностью загруженному наблюдается для 15-го сочетания отклонений скольжения электродвигателей (от 4350 Н до 11524 Н при максимальном натяжении ленты 32297 Н). Таким образом, в зависимости от сочетания отклонений скольжения коэффициенты асимметрии цикла переменны напряжений, действующих в ленте, могут существенно отличаться (от значения 0,726 при наибольшем диапазоне изменения стабильного натяжения до значения 0,357 при наименьшем). В случае применения нерегулируемых в автоматизированном режиме натяжных устройств при переменности грузопотока (в том числе при пуске порожнего конвейера) их настройка на создание постоянного стабильного натяжения в контуре конвейера создает повышенный уровень действующих напряжений в грузонесущей ленте.

2 Необходимое стабильное натяжение тяговых лент промежуточных ленточных приводов в среднем изменяется в пределах 10000 Н при постепенной загрузке конвейера. Необходимость управления натяжением тяговых лент обоснована обеспечением тяговой способности приводных барабанов. Аналогично ситуации с грузонесущей лентой настройка натяжных устройств промежуточных приводов на постоянное стабильное натяжение по результатам тягового расчета при

полной загрузке приведет к созданию повышенного уровня действующих в тяговых лентах переменных напряжений.

3 Ресурс грузонесущей ленты рассмотренного многоприводного ленточного конвейера, измеряемый в количестве циклов перемены напряжений до отказа стыкового соединения, при $k = 2$ в сочетаниях 1 и 16 почти в 28 раз превышает нулевой ресурс, соответствующий сочетанию 15. Стоит отметить, что сочетанию 15 соответствует наибольшее из возможных максимальное натяжение грузонесущей ленты 32297 Н, а сочетаниям 1 и 16 – наименьшие из максимальных натяжений, равные соответственно 20358 Н и 19412 Н. Помимо сочетаний 1 и 16 благоприятными с позиции повышения ресурса ленты оказываются сочетания 3, 4, 5 и 10, для которых характерно максимальное натяжение грузонесущей ленты в среднем диапазоне (20915 Н...25662 Н) при значении $\rho > 0,6$. Наименьший относительный ресурс грузонесущей ленты соответствует сочетаниям, в которых одновременно наблюдается высокое максимальное натяжение ленты и относительно низкий уровень значений ρ .

4 При увеличении коэффициента k до значения $k = 10$ (отражает кратное увеличение предела усталости стыкового соединения при постоянном нагружении) величины относительного ресурса в различных сочетаниях в целом уменьшаются (в сочетаниях 1 и 16 почти в 20 раз превышают нулевой ресурс), что при прочих равных параметрах свидетельствует об увеличении значения нулевого ресурса. При этом для сочетания 8 характерен рост величины относительного ресурса (сочетание 8 характеризуется самым высоким значением коэффициента асимметрии цикла $\rho = 0,726$).

5 Описанное в работе [20] предположение для вывода приближенной формулы для инженерных расчетов долговечности соединительного слоя стыка лент, заключающееся в равенстве отношения максимального и минимального напряжений в ленте тяговому фактору барабанного привода, не может применяться к тяговым и грузонесущим лентам многоприводных конвейеров, особенно при переменной грузопотока.

6 Следящее регулирование натяжений лент в многоприводных конвейерах без остановки последних является одним из ключевых управляющих воздействий для повышения эффективности их эксплуатации, и разработка конструкций натяжных устройств, позволяющих осуществлять указанное воздействие, представляет собой актуальную задачу.

6.2 Конструкции и принцип действия дифференциальных натяжных устройств ленточных конвейеров

Принципиальные схемы дифференциальных натяжных устройств ленточных конвейеров и их конструктивные воплощения описаны в работах [155; 156; 157; 159]. Каждое из предложенных натяжных устройств состоит из двух принципиальных частей.

1 Линейная часть, формирующая сигнал о величине распределенной нагрузки от веса груза, проходящего через промежуточный ленточный привод, какую-либо линейную часть трассы конвейера или конвейер в целом.

2 Исполнительная часть, реализующая необходимое натяжение ленты в зависимости от сигнала, поступающего от линейной части. Исполнительная часть включает в себя привод натяжного устройства, натяжной механизм (соединяет привод и опорное устройство), а также непосредственно передвижное опорное устройство натяжного барабана (натяжную тележку и т.п.), посредством движения которой осуществляется натяжение ленты. Дифференциальное натяжное устройство может включать в свою конструкцию несколько передвижных опорных устройств.

Обобщенная схема дифференциального натяжного устройства представлена на рисунке 6.7.

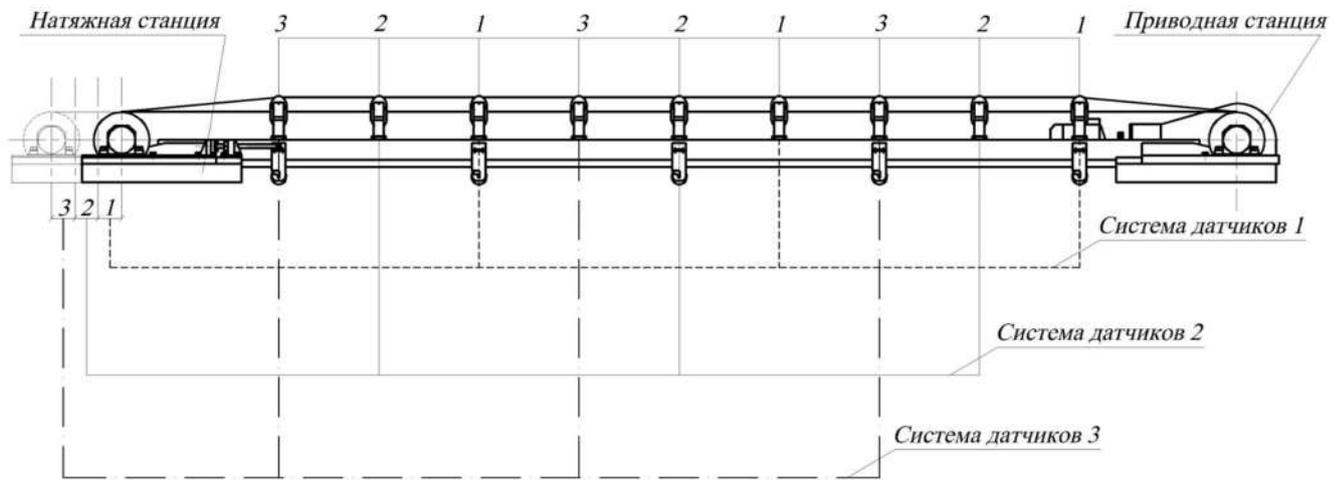


Рисунок 6.7 – Обобщенная схема дифференциального натяжного устройства

В конструкцию промежуточного ленточного привода с определенным шагом устанавливаются динамометрические элементы (совмещаются с роlikоопорами), настроенные на различные величины воздействующих на них усилий от веса груза (системы датчиков 1, 2 и 3). На рисунке 6.7 показана трехшаговая система настройки. К примеру, датчики системы 1 настраиваются на срабатывание (замыкание цепи) при воздействии на них усилия, соответствующего весу груза, расположенного на промежуточном приводе, при реализации конвейером $1/3$ полной производительности. Датчики системы 2 настраиваются на усилие, соответствующее реализации конвейером $2/3$ полной производительности. Соответственно, датчики системы 3 настраиваются на усилие, соответствующее реализации конвейером полной производительности.

В качестве динамометрических элементов могут выступать пружины различной конструкции, подобранные или спроектированные на реализацию необходимого усилия (рисунок 6.8), конвейерные весы различной конфигурации (рисунок 6.9) [37].

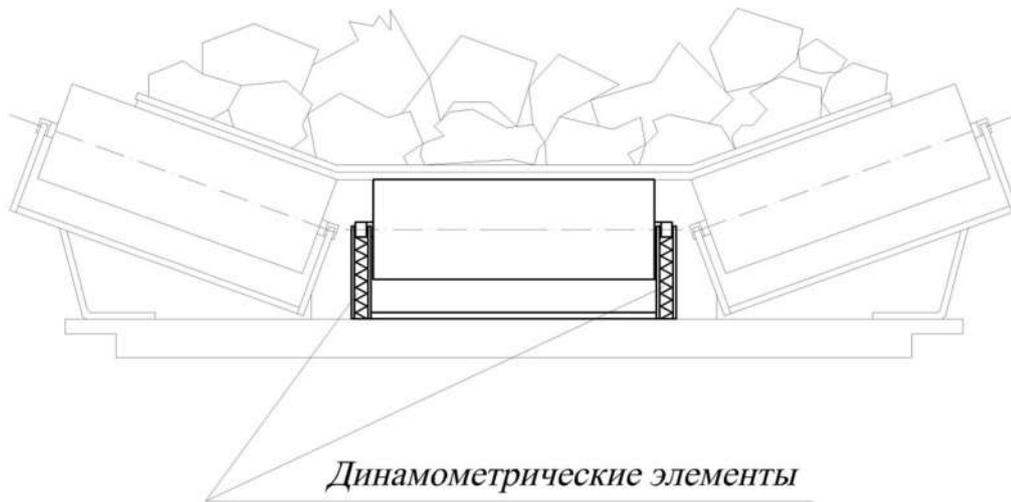


Рисунок 6.8 – Пружинные динамометрические элементы, совмещенные с центральным роликом желобчатой роликоопоры

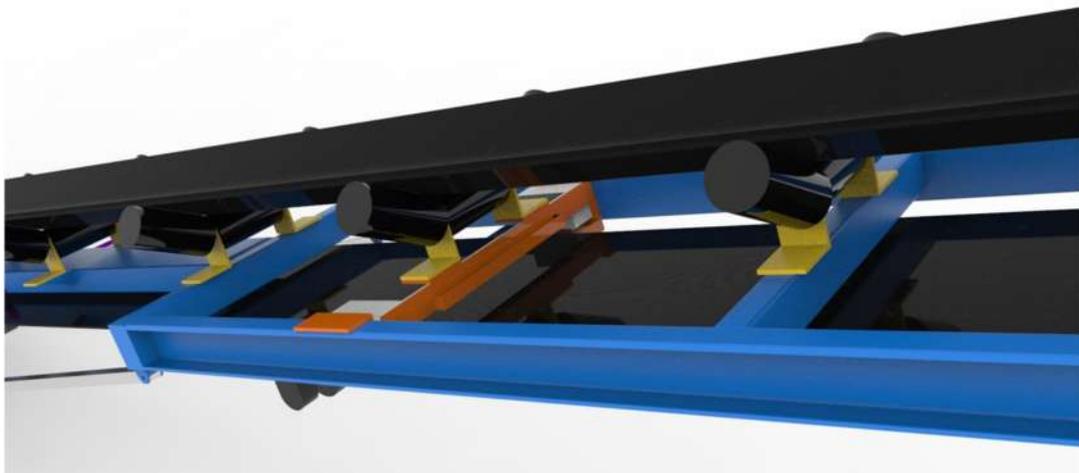


Рисунок 6.9 – Конвейерные весы, совмещенные с роликоопорой грузовой ветви [37]

При замыкании всех датчиков системы 1 включается привод натяжного устройства и перемещает натяжной барабан на расстояние 1. При замыкании всех датчиков системы 2 аналогично происходит включение привода натяжного устройства и перемещение натяжного барабана на расстояние 2. При замыкании системы датчиков 3 натяжной барабан перемещается на расстояние 3. При замыкании всех датчиков системы 3 датчики систем 1 и 2 будут соответственно уже замкнуты, т.к. настроены на меньшее усилие замыкания.

Последовательность работы дифференциального натяжного устройства можно описать следующим образом.

При поступлении на промежуточный привод груза, соответствующего производительности до $1/3$ полной производительности конвейера, датчики не срабатывают, натяжной барабан остается на месте. При увеличении грузопотока с превышением производительности конвейера более $1/3$ полной производительности с момента поступления груза на ленту последовательно замыкаются датчики системы 1. Полностью система датчиков 1 будет замкнута при прохождении массы груза до конца промежуточного привода. В момент полного замыкания системы 1 происходит перемещение натяжного барабана на расстояние l , тяговая лента получает соответствующее натяжение, определенное расчётом. В случае кратковременного увеличения грузопотока (порционное поступление груза на ленту) система датчиков 1 либо не успеет полностью замкнуться (привод натяжного барабана не включится), либо в скором времени начнет размыкаться при уменьшении грузопотока. В этом случае привод включится в реверсивном режиме и вернет натяжной барабан в исходное положение. При наличии коротких пустых промежутков в слое груза и необходимости поддержания измененного натяжения система датчиков может быть разделена на несколько параллельных частей (рисунок 6.10).

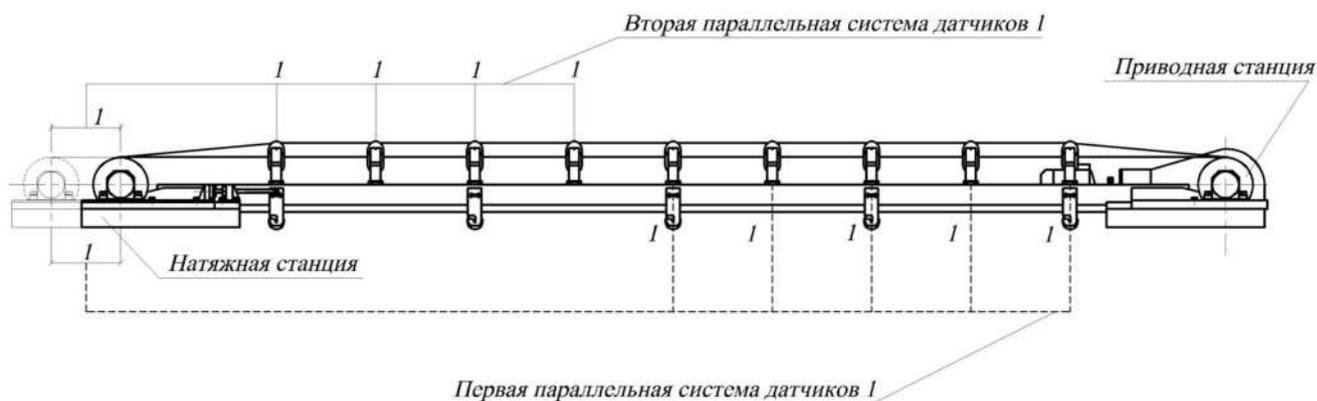


Рисунок 6.10 – Схема дифференциального натяжного устройства с двумя параллельными системами датчиков одного уровня

При попадании пустых промежутков в слое груза в первую параллельную систему датчиков 1 происходит размыкание какого-либо из датчиков этой системы, но замкнутая вторая параллельная система датчиков 1 не позволит осуще-

свить обратное движение натяжного барабана. При переходе пустого промежутка в слое груза в зону второй параллельной системы датчиков 1 она размыкается, но в этот момент полностью замкнута первая параллельная система за счет стабилизации грузопотока. Параллельные системы могут включать как несколько, так и одну точку установки динамометрических элементов вдоль трассы конвейера.

При увеличении грузопотока до значения $2/3$ реализуемой производительности начинает замыкаться система датчиков 2 при уже замкнутой системе 1. При полном замыкании системы 2 натяжной барабан переместится на расстояние 2, увеличив натяжение тяговой ленты. При уменьшении грузопотока натяжной барабан вернется в исходное состояние при замкнутой системе датчиков 1.

При реализации конвейером полной производительности включится в работу система датчиков 3, функционирующая аналогично системам 1 и 2.

Ход натяжного устройства может регулироваться как концевыми выключателями, так и специализированными следящими устройствами (датчиками положения и т.п.).

Изменять положение передвижного опорного устройства натяжного барабана можно посредством различных типов приводов и натяжных механизмов.

В [155] предлагается применять в качестве привода дифференциального натяжного устройства мотор-редукторы, непосредственно приводящие во вращение натяжные винты, играющие роль натяжных механизмов.

В [156] предлагается использовать в качестве привода дифференциального натяжного устройства гидроцилиндры, соединенные с опорными устройствами натяжного барабана. Недостатком данной конструкции является ограниченность длины штока гидроцилиндра. Решением данной проблемы может являться последовательная установка гидроцилиндров, применение телескопических или длинноходовых гидроцилиндров.

В [157] предлагается конструкция дифференциального натяжного устройства, сходная с конструкцией [156], отличающаяся наличием в кинематической цепи между гидроцилиндром и опорным устройством натяжного барабана сило-

вого полиспаста, что позволяет в определенных диапазонах реализовывать значительные величины натяжений.

В [159] предлагается применять в качестве привода дифференциального натяжного устройства приводные лебедки различной конфигурации.

В работах [160; 161; 165] в качестве привода дифференциальных натяжных устройств предложено применять электроцилиндры в различных конфигурациях – в номинальном виде (винтовое натяжное устройство, рисунок 6.11 [37]), в сочетании с силовыми и скоростными полиспастами.

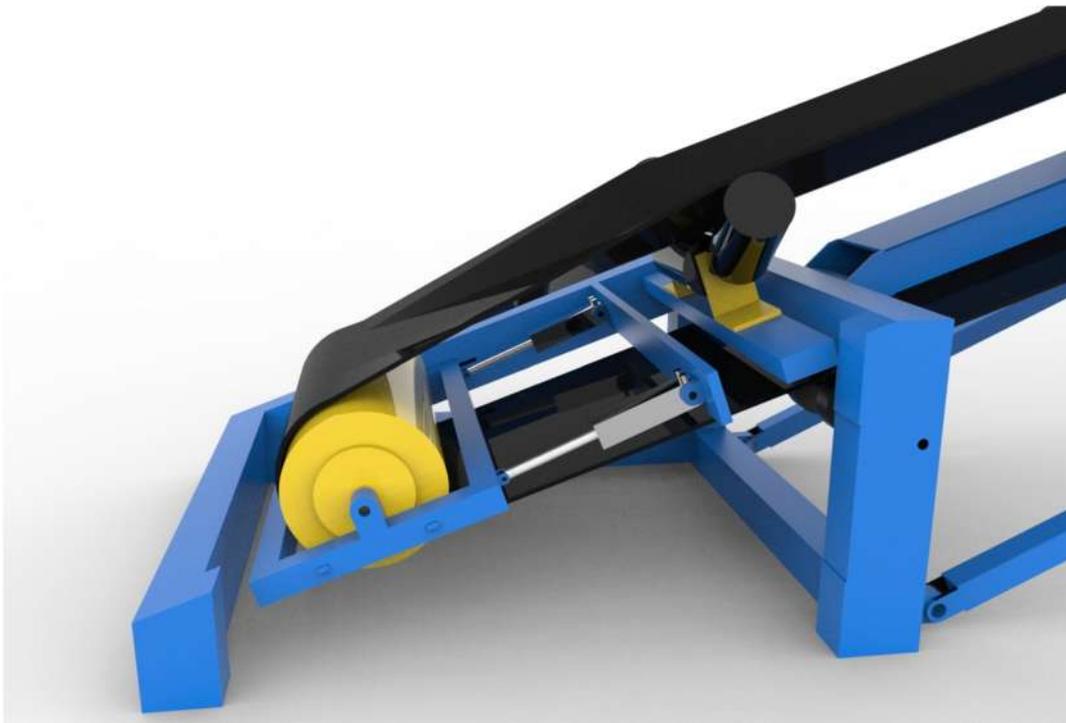


Рисунок 6.11 – Применение электроцилиндров в качестве натяжного устройства

В работе [37] предложена математическая модель работы отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин (СДМ) при следящем управлении натяжением лент винтовыми натяжными устройствами. В структуру данной модели включены зависимости, позволяющие определять момент сопротивления, который необходимо преодолеть приводам натяжных винтов при реализации задаваемого натяжения в зависимости от реализуемой производительности, на основании чего определяются мощности приводных устройств натяжных станций. Полученные в [37] зависимости и закономерности справедли-

вы и применимы при проектировании дифференциальных натяжных устройств многоприводных ленточных конвейеров.

В структуре дифференциальных натяжных устройств могут применяться опорные натяжные тележки различной конфигурации. В структуру также может быть включено две тележки, одна из которых будет выполнять функцию компенсации вытяжки ленты, а другая – регулирования её натяжения.

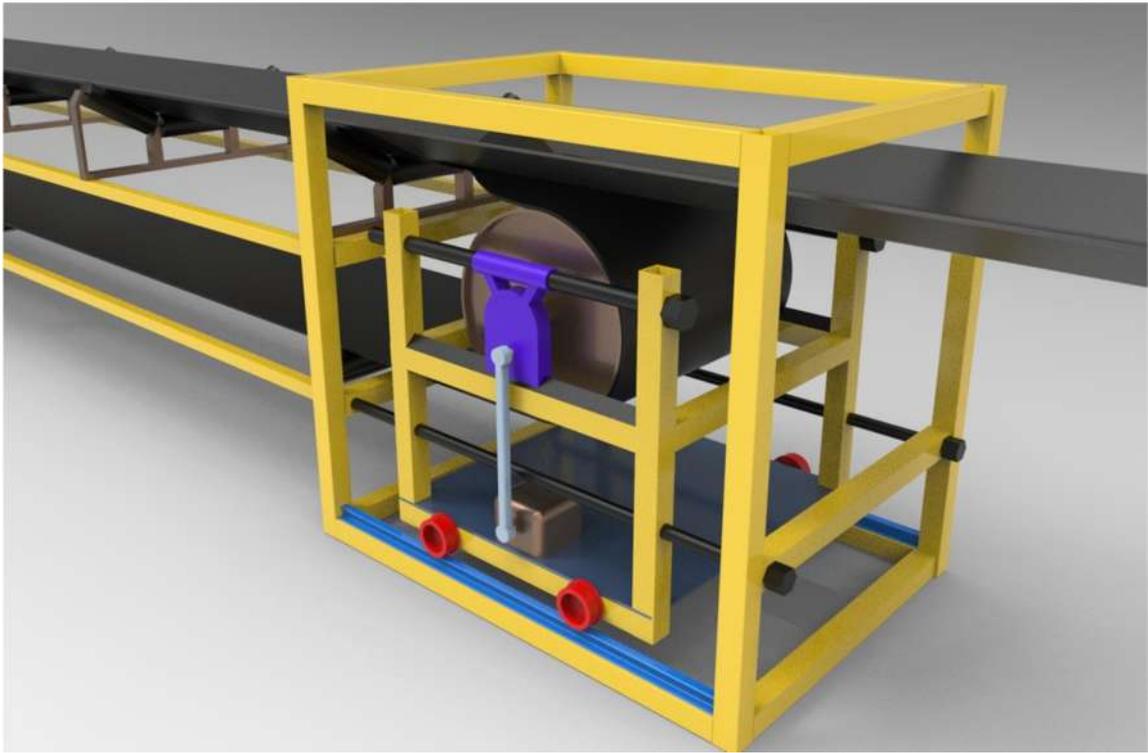


Рисунок 6.12 – Двухтележечная структура винтового дифференциального натяжного устройства

В конструкции дифференциального натяжного устройства [155], показанной на рисунке 6.12, нижнее винтовое натяжное устройство, непосредственно опирающееся на шасси натяжной тележки, осуществляет функцию компенсации вытяжки тяговой ленты промежуточного ленточного привода. Вся конструкция натяжной тележки перемещается в результате вращения нижних натяжных винтов. Верхнее натяжное устройство конструктивно встроено в натяжную тележку и посредством вращения верхних натяжных винтов перемещает натяжной барабан относительно элементов тележки. Одна из опор барабана посредством рычага со-

единяется со ступенчатым концевым выключателем, регулирующим поэтапное изменение натяжения тяговой ленты промежуточного ленточного привода в зависимости от величины грузопотока.

Двухтележечные дифференциальные натяжные устройства также могут оборудоваться гидравлическим, гидрополиспастным, лебедочным и другими типами описанных выше приводов [157; 159; 160; 161].

6.3 Разработка базовых положений и поэтапной общей методики теплового диагностирования ленточных конвейеров

На основе результатов ряда проведенных экспериментальных исследований [раздел 4, источники 28, 30, 31, 39, 46, 49] можно сделать вывод, что тепловое диагностирование позволяет выявлять специфические особенности работы элементов и узлов ленточных конвейеров. При этом особое значение имеет отсутствие необходимости остановки конвейера для проведения стационарной тепловой съемки, т.к. указанные специфические особенности можно установить только при движении тяговых и грузонесущих элементов.

Так как в изученных в рамках диссертационного исследования научных источниках не встречается упоминание об особенностях проведения теплового контроля элементов ленточных конвейеров при монтаже и эксплуатации, то актуальным является вопрос о систематизации данных, полученных в результате проведения экспериментальных исследований [раздел 4, источники 28, 30, 31, 39, 46, 49]. Указанные экспериментальные исследования, ориентированные на изучение работы различных элементов конвейеров, сопровождались совокупностью типовых (в ряде случаев одинаковых) обстоятельств и условий проведения испытаний, что позволяет сформулировать базовые положения общей методики теплового диагностирования ленточных конвейеров.

1 Подготовку и проведение теплового контроля целесообразно осуществлять в соответствии с рекомендациями [152].

2 При анализе результатов теплового контроля во всех экспериментальных исследованиях проводится сравнительный анализ собственных температурных значений отдельно для каждого объекта контроля, вследствие чего при представлении результатов обработки данных отсутствует необходимость приведения температур с использованием коэффициента излучения поверхностей.

3 При проведении теплового контроля в сравнительной постановке для каждого отдельного объекта необходимо учитывать качество его поверхностного слоя (отсутствие нарушения лакокрасочных покрытий, применение последовательно сменяющих друг друга покрытий разных цветов и текстуры, что в рамках сравнительного анализа одного объекта приведет к погрешностям из-за различий коэффициента излучения поверхности).

4 Коэффициент излучения поверхности является величиной справочной и усредненной, поэтому при необходимости учета абсолютных значений температур поверхностей элементов конвейеров (при проведении контроля в запыленных помещениях, в неблагоприятных климатических условиях) отношение к полученным результатам может быть доверительным, но критическим. Для принятия технических решений по результатам такого контроля, влекущих значительные экономические затраты, целесообразно проводить дополнительные к тепловому контролю экспериментальные исследования. При этом в сравнительной постановке тепловой контроль является достаточным для получения общей картины работы узлов и элементов ленточных конвейеров.

5 В основу теплового контроля элементов ленточного конвейера положена идея выделения тепловой энергии в результате работы указанных элементов и их взаимодействия друг с другом. Целесообразно установить четыре базовые стадии теплового диагностирования:

а) проведение тестового теплового контроля после предварительной сборки и обкатки конвейера внутри предприятия-изготовителя (в результате составляется тепловая карта работы конвейера в холостом режиме с указанием рабочих температур для каждого элемента);

б) проведение тестового теплового контроля после сборки и обкатки конвейера внутри эксплуатирующего предприятия (в результате составляется тепловая карта работы конвейера в холостом режиме с указанием рабочих температур для каждого элемента в рамках условий эксплуатации; при сравнении тепловых карт вносятся корректировки в документы по эксплуатации);

в) проведение тестового теплового контроля после сборки и обкатки конвейера внутри эксплуатирующего предприятия под нагрузкой (в результате составляется тепловая карта работы конвейера в нагруженном режиме в рамках условий эксплуатации; при сравнении тепловых карт вносятся корректировки в документы по эксплуатации);

г) проведение периодического теплового контроля в процессе эксплуатации (в результате составляются тепловые карты работы конвейера в зависимости от сезонности, а также в условиях приработки и выхода из строя различных элементов; сравнение тепловых карт периодического и тестового контроля позволяет создавать статистическую базу эксплуатационных данных, а также совершенствовать процессы планирования эксплуатации и ремонта, вносить корректировки в процесс проектирования).

С учетом наличия в различных конструкциях ленточных конвейеров типовых узлов можно сформировать поэтапную общую методику теплового диагностирования ленточного конвейера, включающую наименования диагностируемых узлов, цели исследования, пояснения к тепловому контролю, а также возможные профилактические и ремонтные мероприятия, проводимые по результатам диагностирования (таблица 6.2).

Таблица 6.2 – Общая методика теплового диагностирования ленточного конвейера

Узел конвейера	Цель исследования	Возможные профилактические и ремонтные мероприятия	Пояснения к теплового контролю
1	2	3	4
Приводной барабан	1 Определение качества исполнения футеровки барабана [39]	Осуществление ремонта футеровки, её замена, подбор рационального материала футеровки и её соединения с поверхностью барабана (механическое, клеевое)	Изучение картины распределения температуры по поверхности работающего приводного барабана, определение максимального и минимального значения температуры [39]
	2 Определение качества исполнения опор барабана [39]	Корректировка выбора подшипников, корректировка процессов смазки опорных узлов, выбора и замены смазочных материалов	Измерение температурного уровня опорного узла, определение наиболее нагруженных опор по уровню теплового излучения [39], определение реальной эксплуатационной температуры опорных узлов
	3 Определение качества креплений приводного барабана к элементам става конвейера [39]	Осуществление своевременного ремонта элементов става конвейера и креплений (устранение трещин, замена болтов, шайб, гаек, винтов, шпилек и т.п.)	Повышенный тепловой уровень болтовых соединений свидетельствует об их ослаблении и наличии трения в результате вибраций привода; повышенный тепловой уровень в коротких сварных швах также может свидетельствовать о наличии трещин и трении между элементами в результате вибрации [39]

Продолжение таблицы 6.2

1	2	3	4
Зона контакта лент в районе промежуточного привода	1 Определение качества поперечного контакта грузонесущей и тяговой лент	Корректировка положения роlikоопор в зоне промежуточного привода, корректировка формы применяемых роликов (бочкообразного профиля и т.п.); корректировка параметров загрузочных устройств с целью стабилизации положения груза на ленте	Исследование тепловой картины равномерности распределения температуры по поверхности лент в поперечной ориентации в начале и в конце промежуточного привода [31]
	2 Уточнение условий работы грузонесущей и тяговых лент	Выбор типов лент при проектировании или корректировка выбора при их замене в соответствии с температурными режимами в области промежуточного привода (корректировка материалов обкладок и их толщин)	Измерение температур поверхностей обкладок лент на участках сбегания и набегания грузонесущей ленты на тяговую [31; 39]
Зоны контакта роlikоопор верхней и нижней ветви с лентами (в том числе на криволинейных участках)	1 Определение качества нагружения лент с позиции равномерного распределения груза в поперечной ориентации на роlikоопоре	Корректировка параметров загрузочных устройств с целью стабилизации положения груза на ленте	Исследование тепловой картины равномерности распределения температуры по поверхности лент в поперечной ориентации в зоне линейных роlikоопор (верхней и нижней ветвей конвейера) [31]
	2 Определение качества нагружения роlikоопор, равномерности нагружения обечаек роlikов	Корректировка положения роlikоопор, формы применяемых роликов на конкретных участках трассы конвейера	Исследование тепловой картины равномерности распределения температуры по поверхностям роликов (верхней и нижней ветвей конвейера) [31]

Продолжение таблицы 6.2

1	2	3	4
	3 Определение качества работы роликов в роликоопоре, определение качества работы опорных узлов роликов	Корректировка и подбор роликов в структуре роликоопор с учетом особенностей температурных режимов работы их элементов (обечаек, опорных узлов, осей)	Выявление узлов с повышенной температурной нагрузкой (измерение температурного поля торцевых крышек роликов, опорных подшипников, осей роликов во время работы) [39]
	4 Определение качества креплений роликов, роликоопор и става конвейера	Осуществление своевременного ремонта элементов става конвейера и креплений (устранения трещин, замена болтов, шайб, гаек, винтов, шпилек и т.п.)	Повышенный тепловой уровень болтовых соединений свидетельствует об их ослаблении и наличии трения в результате вибрационного воздействия; повышенный тепловой уровень в коротких сварных швах также может свидетельствовать о наличии трещин и трении между элементами в результате вибрации [39]
Роликоопоры дефлекторные, амортизирующие (в зоне загрузки), переходные	1 Определение параметров возможного прерывистого контакта лент и дефлекторных роликов	Корректировка установки дефлекторных роликов, центрирующих роликоопор для снижения частоты контакта лент и дефлекторных роликов	Измерение сравнительных величин температур поверхностей дефлекторных роликов [28; 31; 39; 46]
	2 Определение качества процесса загрузки (перегрузки в зоне приводов типа «ложный сброс»)	Корректировка параметров загрузочных (перегрузочных) устройств с целью более равномерной загрузки амортизирующих роликоопор	Исследование тепловой картины распределения температур в зоне амортизирующих роликоопор [28; 31; 39; 46]

Продолжение таблицы 6.2

1	2	3	4
	3 Определение качества формирования желоба лент на переходных участках	Корректировка положения (углов наклона) боковых роликов переходных роликкоопор с целью повышения качества контакта лент и роликов и снижения нагрузки на боковые поверхности лент	Приближенная сравнительная оценка нагружения бортов лент на основе тепловой картины поверхностей боковых роликов переходных роликкоопор и поверхности ленты (бортов ленты) [39]
	4 Определение качества работы роликов в роликкоопоре, определение качества работы опорных узлов роликов	Корректировка и подбор роликов в структуре роликкоопор с учетом особенностей температурных режимов работы их элементов (обечаек, опорных узлов, осей)	Выявление узлов с повышенной температурной нагрузкой (измерение температурного поля торцевых крышек роликов, опорных подшипников, осей роликов во время работы) [39]
	5 Определение качества креплений роликов, роликкоопор и става конвейера	Осуществление своевременного ремонта элементов става конвейера и креплений (устранения трещин, замена болтов, шайб, гаек, винтов, шпилек и т.п.)	Повышенный тепловой уровень болтовых соединений свидетельствует об их ослаблении и наличии трения в результате вибрационного воздействия; повышенный тепловой уровень в коротких сварных швах также может свидетельствовать о наличии трещин и трении между элементами в результате вибрации [39]
Натяжные и отклоняющие барабаны	1 Определение качества исполнения опор барабана [39]	Корректировка выбора подшипников, корректировка процессов смазки опорных узлов, выбора и замены смазочных материалов	Измерение температурного уровня опорного узла, определение наиболее нагруженных опор по уровню теплового излучения [39], определение реальной эксплуатационной температуры опорных узлов

Продолжение таблицы 6.2

1	2	3	4
	2 Определение качества креплений натяжных и отклоняющих барабанов к элементам става конвейера [39]	Осуществление своевременного ремонта элементов става конвейера и креплений (устранений трещин, замена болтов, шайб, гаек, винтов, шпилек и т.п.)	Повышенный тепловой уровень болтовых соединений свидетельствует об их ослаблении и наличии трения в результате вибрационного воздействия; повышенный тепловой уровень в коротких сварных швах также может свидетельствовать о наличии трещин и трении между элементами в результате вибрации [39]
Механическая часть привода	1 Определение качества работы муфт, редукторов, тормозов, остановов и других механических частей приводов	Корректировка выбора и возможной замены муфт, редукторов, тормозов или элементов тормоза, остановов; корректировка процессов смазки, выбора и замены смазочных материалов	Исследование тепловой картины распределения температур между элементами механической части привода при работе конвейера [30; 49]
	2 Определение качества креплений элементов механической части привода к элементам става конвейера [39]	Осуществление своевременного ремонта элементов става конвейера и креплений (устранений трещин, замена болтов, шайб, гаек, винтов, шпилек и т.п.)	Повышенный тепловой уровень болтовых соединений свидетельствует об их ослаблении и наличии трения в результате вибрационного воздействия; повышенный тепловой уровень в коротких сварных швах также может свидетельствовать о наличии трещин и трении между элементами в результате вибрации [39]

Продолжение таблицы 6.2

1	2	3	4
Электродвигатель (гидродвигатель) привода	1 Определение качества работы системы охлаждения двигателя	Осуществление ремонтных мероприятий по устранению дефектов системы охлаждения, замена двигателя	Исследование тепловой картины распределения температур по поверхности двигателя привода при работе конвейера [30; 49]
	2 Определение качества креплений двигателя к элементам става конвейера [39]	Осуществление своевременного ремонта элементов става конвейера и креплений (устранений трещин, замена болтов, шайб, гаек, винтов, шпилек и т.п.)	Повышенный тепловой уровень болтовых соединений и коротких сварных швов свидетельствует об их ослаблении или разрушении (появлении трещин) и наличии трения в результате вибрационного воздействия [39]
Элементы системы управления приводами	1 Определение качества работы элементов системы управления	Осуществление ремонтных мероприятий по замене элементов системы управления приводами, корректировке её настроек	Исследование тепловой картины распределения температур по поверхности частотных преобразователей, тормозных резисторов [30; 49]
	2 Определение качества креплений двигателя к элементам става конвейера [39]	Осуществление своевременного ремонта элементов става конвейера и креплений (устранений трещин, замена болтов, шайб, гаек, винтов, шпилек и т.п.)	Повышенный тепловой уровень болтовых соединений и коротких сварных швов свидетельствует об их ослаблении или разрушении (появлении трещин) и наличии трения в результате вибрационного воздействия [39]

Предложенная в таблице 6.2 методика является гибкой и предполагает собственное дальнейшее развитие, уточнение и совершенствование с учетом накопления статистических данных в области тепловой диагностики элементов ленточных конвейеров, в том числе при их эксплуатации в различных климатических районах, а также при их взаимодействии со специфическими грузами.

6.4 Выводы по разделу 6

1 В результате проведенного моделирования и анализа экспериментальных данных установлено, что настройка натяжных устройств грузонесущей ленты и промежуточных приводов на постоянное стабильное натяжение по результатам тягового расчета при полной загрузке приводит к созданию повышенного уровня действующих в тяговых лентах переменных напряжений.

2 Описанное в работе [20] предположение для вывода приближенной формулы для инженерных расчетов долговечности соединительного слоя стыка лент, заключающееся в равенстве отношения максимального и минимального натяжений в ленте тяговому фактору барабанного привода, может ограниченно применяться к тяговым и грузонесущим лентам многоприводных конвейеров, особенно при переменности грузопотока.

3 На основе предложенных математических моделей и проведенных экспериментальных исследований с учетом метода дифференциального тягового расчета разработаны технические решения дифференциальных натяжных устройств многоприводных ленточных конвейеров, защищенные патентами РФ на полезную модель. Натяжные устройства позволяют реализовывать дополнительные возможности по управлению работой приводов ленточных конвейеров без усложнения и принципиального изменения систем управления двигателями.

4 На основе проведенных экспериментальных исследований сформулированы базовые положения и предложена поэтапная общая методика теплового диагностирования ленточных конвейеров, включающая акцентированное описание особенностей проведения теплового контроля различных узлов многоприводных ленточных конвейеров, а также возможные сопутствующие профилактические и ремонтные мероприятия, проводимые по результатам контроля.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Совокупность новых научно обоснованных математических моделей, методик и метода дифференциального тягового расчета, разработанных в ходе диссертационного исследования, представляет собой дальнейшее развитие элементов теории проектирования многоприводных ленточных конвейеров и вносит вклад в решение актуальной научно-технической проблемы повышения их экономичности и эффективности за счет существенного расширения возможностей проектного анализа и синтеза. Проведенные исследования позволили сделать следующие основные выводы.

1 Разработана вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий внутри систем приводов ленточных конвейеров, обеспечивающая повышенную точность их определения в любом случайном сочетании барабанных и ленточных приводов в структуре одного конвейера. Вероятностная математическая модель учитывает допустимые нормативными документами и нерегламентированные случайные возможные отклонения скольжения электродвигателей приводов с учетом предварительного прогнозирования качества их исполнения, тип применяемой системы управления работой приводов, влияние продольного растяжения грузонесущей и тяговых лент на распределение тяговых усилий внутри системы приводов конвейера. На основе созданной вероятностной математической модели установлено, что в зависимости от сочетания отклонений скольжения электродвигателей приводов коэффициенты асимметрии цикла перемены напряжений, действующих в ленте, могут существенно отличаться (до 100 % и более относительно наименьшего из значений). При этом ресурс стыкового соединения грузонесущей ленты в наиболее благоприятном сочетании отклонений скольжения в зависимости от величины предела неограниченной выносливости может превышать в 20...28 раз ресурс в наименее благоприятном сочетании.

2 Разработана математическая модель совместной работы электродвигателей и гидромуфт в структуре приводов ленточных конвейеров, учитывающая возможные отклонения их скольжения от номинальных значений, позволяющая

формировать аналитическое описание функции механической характеристики совместной работы электродвигателя и гидромуфты, отражающей изменение момента, развиваемого турбинным колесом гидромуфты, в зависимости от частоты его вращения. Установлено, что представление указанной механической характеристики в виде гиперболической функции значительно повышает точность анализа поведения многоприводного конвейера, оборудованного гидромуфтами, в ситуации последовательного отказа приводов. При этом совместное применение в структуре привода электродвигателя и гидромуфты уменьшает возможное отклонение скольжения двигателя на 10...15 % от его номинального значения при общем смягчении механической характеристики их совместной работы.

3 Обоснована методика выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий. Выработаны условия, выполнение которых обеспечивает корректное применение предлагаемой методики в процессе выбора рациональных вариантов технических объектов, а именно:

- в структуру иерархии не должны включаться критерии, имеющие одинаковые шкалы оценок, в случае применения фиксированных значений критериев для сравниваемых вариантов;
- при сравнении однозначно определенных значений вариантов в рамках каждого критерия (в случае с техническими объектами – однозначно установленных значений их характеристик) на любом уровне иерархии приоритет любого сравниваемого варианта в рамках рассматриваемого критерия определяется отношением значения этого варианта по данному критерию к сумме значений всех сравниваемых вариантов по этому же критерию;
- при сравнении критериев и групп критериев их приоритеты в рамках каждого слота или уровня иерархии целесообразно определять попарным сравнением друг с другом, учитывая «индивидуальные отношения» критериев или групп критериев между собой.

В соответствии с выработанными условиями предложен адаптивный комплекс критериев эффективности систем приводов ленточных конвейеров, вклю-

чающий эксплуатационные, эргономические, временные и экономические критерии, а также соответствующая ему структура иерархии.

4 Комплексный анализ различных структур систем приводов ленточных конвейеров с использованием вероятностной математической модели позволил установить ряд закономерностей их проектирования, на основе которых разработана система внутренних сочетаний отклонений скольжения электродвигателей для многодвигательных приводов ленточных конвейеров, обязательных для анализа при проведении процедуры дифференциального тягового расчета. Получены зависимости для определения необходимого количества сочетаний при проектировании. Установлено, что при одном и том же количестве двигателей, применяемых в системе приводов ленточного конвейера, их концентрирование в структуре одного привода значительно облегчает прогнозирование поведения всей системы по отношению к случаю их распределения по разным приводам (при применении двух двигателей в системе приводов трудоемкость моделирования уменьшается в 3 раза, при применении четырех двигателей в 27 раз). Предложен комплекс проектных мер, реализующих рациональную компоновку систем приводов на основе полученных закономерностей с учетом критериев их эффективности.

5 Проведенные натурные исследования процесса истечения груза через каскад выпускных отверстий позволили установить ряд важных закономерностей. Экспериментально определенный коэффициент истечения груза (гранулированной серы) через каскад выпускных отверстий при рекомендуемых проектных справочных значениях 0,3...0,5 (при истечении через единичное отверстие бункера) фактически снижен в 1,75...3 раза. Переход груза из влажного в сухое состояние (коэффициент истечения изменяется от значения 0,162 до величины 0,171) привел к увеличению производительности конвейера на 5,5 % от номинальной величины и пересыпанию груза. В конкретизированной формулировке можно констатировать, что незначительное изменение коэффициента истечения, вызванное несущественными прогнозируемыми колебаниями параметров внешних условий эксплуатации конвейера, может приводить к значительным изменениям сопротивлений движению лент и непрогнозируемым аварийным ситуациям. При

этом коэффициент истечения груза через каскад выпускных отверстий в любой проектной ситуации должен экспериментально определяться как функция двух независимых групп параметров: геометрических характеристик каскада отверстий и самого бункера, а также ряда свойств груза (влажности, подвижности и связности частиц, липкости, смерзаемости и слеживаемости). Конкретные аргументы функции формируются условиями проектирования.

6 Разработана принципиальная схема и создана натурная конструкция экспериментального стенда для исследования влияния конструкции промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на его рабочие процессы, защищенная патентом РФ. Экспериментально установлено, что сцепление тяговой ленты промежуточного ленточного привода и грузонесущей ленты в зоне контакта неравномерно по их ширине. Выделяется ряд преимущественных продольно ориентированных зон контакта, расположение которых в поперечной ориентации соответствует точкам контакта сечения лент с ребрами роликов поддерживающих роликоопор (разность температур указанных визуально идентифицируемых зон контакта после 10 минут непрерывной работы для грузонесущей ленты составила $0,75...0,87$ °С, для тяговой ленты – $0,38...0,5$ °С; после 140 минут непрерывной контактной работы разность температур исследуемых зон для грузонесущей ленты возросла до $1,5...2$ °С, для тяговой ленты – до $1...1,6$ °С). Ширина каждой поперечной температурной зоны на всем протяжении эксперимента соразмерна толщине применяемых лент. На основе экспериментально выявленного эффекта неравномерности сцепления лент в зоне их контакта предложена методика определения расчетного приведенного значения коэффициента сцепления лент в поперечной ориентации.

7 Экспериментально исследованы особенности работы электрического привода в виде обобщенного приводного механизма подъемно-транспортной машины в продолжительных режимах включения, соответствующих режимам работы ленточных конвейеров, с применением преобразователей частоты и на естественных механических характеристиках. Установлено, что при применении частотного преобразователя температурный режим ($25...40$ °С) продолжительной работы

электродвигателя (значения минимальной, средней и максимальной температуры корпуса электродвигателя) на пониженных частотах тока в сети (20, 30, 40 Гц) соответствует температурному режиму (27...40 °С) работы электродвигателя на естественных механических характеристиках (50 Гц) без применения преобразователя частоты. При этом температура полумуфты, работающей на валу двигателя, возрастает соразмерно температуре корпуса электродвигателя (на 10...15 °С при проведении эксперимента на временном интервале 0...60 минут). Данное обстоятельство позволяет сделать вывод о необходимости учета рабочей температуры электродвигателя в продолжительном режиме включения в качестве входного параметра при выборе типоразмеров быстроходных муфт приводов ленточных конвейеров как при применении преобразователей частоты, так и при работе двигателей на естественных механических характеристиках. На основе исследования подтверждена корректность рекомендаций по учету типа системы управления приводами при построении вероятностных математических моделей распределения тяговых усилий.

8 На основе созданных математических моделей и проведенных экспериментальных исследований разработан метод дифференциального тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров, позволяющий варьировать степень точности его проведения в зависимости от целей расчета и уникальности структур систем приводов. Метод реализует концепцию тягового расчета, основанную на представлении структурных элементов процесса тягового расчета в виде трех взаимосвязанных классифицирующих признаков «принцип распределения тяговых усилий между приводами – особенности конструкции приводов – принцип определения сопротивлений передвижению ленты» с соответствующим математическим описанием. Установлены особенности применения данного метода для ленточных конвейеров с системами приводов различной конфигурации.

9 На основе разработанных математических моделей предложен способ определения зон относительного скольжения и покоя грузонесущей и тяговой лент на участках установки промежуточных приводов ленточных конвейеров, выполненных в виде тяговых контуров. Установлено, что тяговые расчеты без вы-

числения протяженности зон относительного покоя и скольжения лент и с вычислением дают сопоставимые по точности результаты, однако расчет без учета зон менее трудоемок, что позволяет судить о целесообразности его использования на предварительных этапах проектирования систем приводов ленточных конвейеров при определении их базовых параметров. При этом тяговый расчет с учетом зон относительного покоя и скольжения лент целесообразно проводить для выбранного к реализации варианта системы приводов, так как особенности данного расчета позволяют избежать лишних затрат и повысить эффективность конструкции еще на стадии проектирования.

10 На основе предлагаемых математических моделей и проведенных экспериментальных исследований с учетом метода дифференциального тягового расчета разработаны и научно обоснованы технические решения ряда дифференциальных натяжных устройств многоприводных ленточных конвейеров, защищенные патентами РФ на полезную модель (получено 7 патентов). На основе проведенных экспериментальных исследований сформулированы базовые положения и предложена поэтапная общая методика теплового диагностирования ленточных конвейеров, включающая акцентированное описание особенностей проведения теплового контроля различных узлов многоприводных ленточных конвейеров, а также возможные сопутствующие профилактические и ремонтные мероприятия, проводимые по результатам контроля.

11 Разработанные математические модели, метод и методики, а также практические рекомендации используются: ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет» в учебном процессе при подготовке инженеров по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»; ООО «Научно - исследовательский институт автоматики, телемеханики и метрологии» (г. Брянск) при выборе типов двигателей и систем управления последовательными конвейерными линиями и другими механизмами с синхронизированной работой; ОАО «Кузбассгипрошахт» (г. Кемерово) при проектировании систем приводов многоприводных ленточных конвейеров.

12 Результаты проведенных исследований дают начало следующим основным научным направлениям изучения ленточных конвейеров:

- развитие методов тепловой диагностики работы различных устройств ленточных конвейеров с учетом современного уровня развития средств диагностики;
- развитие метода дифференциального тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров на основе накопления статистических данных работы конвейеров и обоснования выбора значений базовых и корректирующих коэффициентов метода;
- исследование влияния существующих и вновь разрабатываемых типов систем управления приводами и их настроек на работу конвейерных установок;
- развитие методов оценки риска применения многоприводных ленточных конвейеров на основе вероятностного прогнозирования их работы, в том числе возможных аварийных ситуаций;
- исследование закономерностей эксплуатации промежуточных ленточных приводов ленточных конвейеров с учетом возможных дефектов их монтажа, в том числе механизмов износа тяговой и грузонесущей лент в зоне их контакта;
- развитие методов принятия решений в области проектирования ленточных конвейеров с системами приводов различной конфигурации.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ГПМ	– грузоподъемные машины;
МНТ	– машины непрерывного транспорта;
СДМ	– строительные и дорожные машины;
ПТМ	– подъемно-транспортные машины;
ДВС	– двигатель внутреннего сгорания;
ЛК	– ленточный конвейер;
МЛК	– многоприводный ленточный конвейер;
СП	– система приводов;
СП ЛК	– система приводов ленточного конвейера;
КПД	– коэффициент полезного действия;
МКЭ	– метод конечных элементов;
3D-модель	– трехмерная компьютерная модель;
ЭВМ	– электронно-вычислительная машина;
ПЛК	– программируемый логический контроллер;
ЛАД	– линейный асинхронный двигатель;
ЭД	– электродвигатель;
МАИ	– метод анализа иерархий;
КК	– комплекс критериев;
ПЧ	– преобразователь частоты;

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Александров, М.П. Грузоподъемные машины [Текст]: учебник для вузов/М.П. Александров. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.
- 2 Александров, М.П. Грузоподъемные машины [Текст]: учеб. для вузов / М.П. Александров. – Москва: Машиностроение, 1986. – 400 с.
- 3 Алешин, О.Н. Технические основы создания машин [Текст]: учеб. пособие / О.Н. Алешин. – Брянск: БГТУ, 2009. – 198 с.
- 4 Ампилогова, Н.В. Обоснование эксплуатационных свойств и разработка высокомодульных лент для конвейеров горной промышленности [Текст]: автореферат дис... д-ра. техн. наук: 05.05.06. – Москва, 1996. – 28 с.
- 5 Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст]: в 3 т. Т. 1. / В.И. Анурьев. – Москва: Машиностроение, 1982. – 301 с.
- 6 Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст]: в 3 т. Т. 2. / В.И. Анурьев. – Москва: Машиностроение, 1982. – 560 с.
- 7 Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст]: в 3 т. Т. 3. / В.И. Анурьев. – Москва: Машиностроение, 1982. – 576 с.
- 8 Барабанов, В.Б. Результаты второго этапа эксплуатационных испытаний промышленного образца многоприводного ленточного конвейера [Текст] / В.Б. Барабанов // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. – Москва: ВНИИ-ИПТМАШ, 1971. – Вып. 2. – № 11. – С. 52–58.
- 9 Барков, В.А. Влияние коэффициента сопротивления движению ленты на выбор типоразмеров оборудования ленточных конвейеров [Текст] / В.А. Барков, М.Г. Маньковская // Конвейеры. Канатные дороги: сб. науч. тр. – Москва: ВНИИ-ИПТМАШ, 1985. – С. 3 – 6.
- 10 Баурова, Н.И. Разработка основ технологического обеспечения производства машин и мониторинга изменения их технического состояния с применением наноструктурированных материалов [Текст]: автореферат дис... д-ра. техн. наук: 05.02.08; 05.02.11. – Москва, 2010. – 46 с.

11 Башарин, А.В. Управление электроприводами [Текст]: учеб. пособие для вузов / А.В. Башарин, В.А. Новиков, Г.Г. Соколовский. – Ленинград: Энергоиздат. Ленингр. отд-ние, 1982. – 392 с.

12 Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы [Текст]: учебник для вузов: из. 2-е перераб. и доп. / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1982. – 423 с.

13 Бословяк, П.В. Оптимальное проектирование металлоконструкций стационарных конвейеров с подвесной лентой [Текст]: дис... канд. техн. наук: 05.05.04. – Москва, 2015. – 162 с.

14 Брауде, В.И. Системные методы расчёта грузоподъёмных машин [Текст]: учеб. пособие/В.И. Брауде, М.С. Тер-Мхитаров. – Ленинград: Машиностроение, 1985. – 181с.

15 Бронштейн, И.Н. Справочник по математике [Текст]: для инженеров и учащихся втузов: [пер. с нем.] – изд. перераб. / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев [и др.] / под. ред. Г. Гроше, В. Циглера. – Москва: Изд-во «Наука», Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 720 с.

16 Бухаров, Р.А. Методика компьютерной имитации системы стабилизации тягового фактора ленточного конвейера [Текст] / Р.А. Бухаров, В.В. Дмитриева // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2015. – №51. – с. 278–293.

17 Вайнсон, А.А. Подъёмно-транспортные машины [Текст]/А.А. Вайнсон. – Москва: Машиностроение, 1989. – 536 с.

18 Вершинский, А.В. Строительная механика и металлические конструкции [Текст] / А.В. Вершинский, М.М. Гохберг, В.П. Семёнов. – Ленинград: Машиностроение, 1984. – 231 с.

19 Вершинский, А.В. Численный анализ металлических конструкций подъёмно-транспортных машин [Текст]: учеб. пособие / А.В. Вершинский, И.А. Лагереv, А.Н. Шубин [и др.]. – Брянск: РИО БГУ, 2014. – 186 с.

20 Галкин, В.И. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий [Текст]: учеб. пособие – 2-е изд./ В.И. Галкин, В.Г. Дмитриев, В.П. Дья-

ченко [и др.]. – Москва: Изд-во «Горная книга», Издательство Московского государственного горного университета, 2011. – 545 с.

21 Галкин, В.И. Влияние эксплуатационных параметров специальных типов ленточных конвейеров на выбор их лент [Текст]+[Электронный ресурс] / В.И. Галкин, Е.Е. Шешко // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2015. – №S1. – с. 464–481. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

22 Галкин, В.И. Влияние физико-механических свойств лент на пусковые процессы ленточных конвейеров [Текст]+[Электронный ресурс] / В.И. Галкин, Е.С. Сазанкова // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2014. – №S6. – с. 19–35. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

23 Галкин, В.И. Современные ленты для специальных ленточных конвейеров [Текст]+[Электронный ресурс] / В.И. Галкин, Е.Е. Шешко // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2016. – №S1. – с. 382–395. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

24 Галкин, В.И. Обоснование областей эффективного применения специальных видов конвейеров на карьерах [Текст]+[Электронный ресурс] / В.И. Галкин, Е.Е. Шешко // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2014. – №S1. – с. 400–410. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

25 Галкин, В.И. Современные резинотканевые конвейерные ленты – возможная альтернатива резинотросовым лентам для горной промышленности [Текст]+[Электронный ресурс] / В.И. Галкин, Е.С. Сазанкова // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2012. – №7. – с. 184–192. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

26 Галкин, В.И. Конструктивные особенности резинотросовых лент для ленточных конвейеров в горной промышленности [Текст]+[Электронный ресурс] / В.И. Галкин, Е.С. Сазанкова // Горный информационно-аналитический бюл. –

Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2014. – №5. – с. 172–179. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

27 Гончаров, К.А. Вероятностный подход к определению отклонений скольжения электродвигателей приводов ленточных конвейеров [Текст] / К.А. Гончаров // Приводы и компоненты машин. – 2016. – № 4–5. – С. 13–16.

28 Гончаров, К.А. Экспериментальное исследование влияния натяжения тяговой и грузонесущей лент на тяговую способность промежуточного привода ленточного конвейера [Текст] / К.А. Гончаров, А.В. Гришин // Вестник Брянского государственного технического университета, 2018. – №6 (67). – С.58–69.

29 Гончаров, К.А. Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей при вероятностном моделировании распределения тяговых усилий в многодвигательных приводах ленточных конвейеров [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2019. – №3. – С.288–295. – Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

30 Гончаров, К.А. Экспериментальное исследование температурных режимов продолжительной работы электропривода подъемно-транспортных машин [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2019. – №3. – С.296–302. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

31 Гончаров, К.А. Анализ взаимодействия грузонесущей и тяговой лент промежуточного привода ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2019. – №4. – С.426–432. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

32 Гончаров, К.А. Установление закономерностей совместной работы приводов ленточного конвейера при наличии случайных отклонений скольжения их электродвигателей [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2020. – №2. – С.218–229. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

33 Гончаров, К.А. Проектирование загрузочного бункера приемного ленточного передвижного бункера-питателя СПКБ 12-4 [Текст] / К.А. Гончаров, В.Н. Ивченко // Подъемно-транспортное дело. – 2013. – № 4. – С. 2–5.

34 Гончаров, К.А. Определение параметров тягового каната механизма изменения вылета стрелы мобильного телескопического ленточного погрузчика [Текст] / К.А. Гончаров, В.П. Дунаев, А.А. Бабаев // Вестник Брянского государственного технического университета, 2015. – №1. – С.4–9.

35 Гончаров, К.А. Нагруженность грузонесущей и тяговых лент многоприводного ленточного конвейера при наличии случайных отклонений скольжения электродвигателей приводов [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2020. – №3. – С.355–364. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

36 Гончаров, К.А. Совершенствование тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров с учетом механических характеристик приводов [Текст]/ К.А. Гончаров // Подъемно-транспортное дело. – 2011. – № 4. – С. 2–5.

37 Гончаров, К.А. Математическая модель работы отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин при следящем управлении натяжением лент [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров, А.В. Гришин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2020. – №3. – С.365–376. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

38 Гончаров, К.А. Определение рационального варианта системы приводов ленточного конвейера ЛСТ–1600 [Текст] / К.А. Гончаров // Вестник Брянского государственного технического университета, 2011. – №4. – С.33–38.

39 Гончаров, К.А. Экспериментальное исследование теплового режима работы мотор-барабана короткого ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров, А.В. Гришин// Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2020. – №4. – С.529–538. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

40 Гончаров, К.А. Особенности динамического анализа механизма передвижения подвесной грузовой тележки мостового крана с линейным приводом

[Текст] / К.А. Гончаров, И.А. Денисов, Е.И. Ильин // Вестник Брянского государственного технического университета, 2016. – №3. – С.115–122.

41 Гончаров, К.А. Метод предельных состояний при проектировании металлоконструкций подъемно-транспортных машин [Текст]: учеб. пособие/ К.А. Гончаров. – Брянск: БГТУ, 2015. – 91 с.

42 Гончаров, К.А. Определение зон относительного скольжения и покоя грузонесущей и тяговой лент при использовании промежуточных приводов ленточных конвейеров [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2015. – №2. – С.31–36. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

43 Гончаров, К.А. Обоснование методики выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2016. – №2. – С.66–70. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

44 Гончаров, К.А. Тяговый расчет многоприводных ленточных конвейеров [Текст]+[Электронный ресурс]: монография / К.А. Гончаров. – Курск: Изд-во ЗАО «Университетская книга», 2021. – 271 с.

45 Гончаров, К.А. Экспериментальный стенд для исследования влияния конструкции промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на его рабочие процессы [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров, А.В. Гришин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2017. – №1. – С.52–59. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

46 Гончаров, К.А. Экспериментальное исследование влияния дефектов монтажа на тяговую способность промежуточного привода ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров, А.В. Гришин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2017. – №3. – С.289–295. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

47 Гончаров, К.А. Сравнительный стоимостной анализ комплектаций приводов ленточных конвейеров [Текст] /К.А. Гончаров // Энерго-

ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях: материалы междунар. науч.-практ. конф., Белгород, 15–17 октября 2020 г. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2020. – С. 101–107.

48 Гончаров, К.А. Комплексная математическая модель функциональной эффективности грузоподъемного крана [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2017. – №4. – С.389–399. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

49 Гончаров, К.А. Экспериментальное исследование нагруженности грузоподъемных машин при использовании систем управления с частотным преобразователем [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018. – №1. – С.31–39. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

50 Гончаров, К.А. Комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров, В.П. Дунаев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018. – №2. – С.144–151. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

51 Гончаров, К.А. Особенности построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018. – №4. – С.380–389. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

52 Гончаров, К.А. Обоснование критериев эффективности и ограничений при проектировании приводов ленточных конвейеров [Текст] // Состояние, проблемы и перспективы автоматизации технической подготовки производства на промышленных предприятиях: Материалы международной научно-практической конференции 16–18 ноября 2009 г./ под ред. В.И. Аверченкова. – Брянск: БГТУ, 2009. – с. 65.

53 Гончаров, К.А. Выбор концепции проектирования привода ленточного конвейера [Текст] // Материалы Всерос. конф. с элементами научной школы для

молодежи «Инновационное развитие горно-металлургической отрасли» [электронный ресурс]. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2009.

54 Гончаров, К.А. Обоснование принципов построения схем систем приводов ленточных конвейеров [Текст] / К.А. Гончаров // Материалы научной конференции Совета МНТО / под ред. И.А. Лагерева. – Брянск: БГТУ, 2011. – С. 17–18.

55 Гончаров, К.А. Формирование оценок значимости критериев при оптимизации системы приводов ленточного конвейера [Текст] / К.А. Гончаров // Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании: Материалы III Международной научно-практической конференции: в 2 ч.: [Текст] / под ред. И.А. Лагерева. – Брянск: БГТУ, 2011. – Ч.1. – С 22–23.

56 Гончаров, К.А. Подход к тяговому расчету многоприводных ленточных конвейеров с учетом возможных отклонений механических характеристик двигателей приводов [Текст] / К.А. Гончаров // Проведение исследования по приоритетным направлениям современной науки для создания инновационных технологий: Материалы IV региональной научно-практической конференции молодых исследователей и специалистов / под ред. И.Г. Чернышовой. – Брянск: БГТУ, 2012. – С 7.

57 Гончаров, К.А. Принцип конструирования приводных подвесок ленточных конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом [Текст] / К.А. Гончаров, П.В. Бословяк, Д.Ю. Кулешов // Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании: Материалы IV международной научно-практической конференции / под ред. И.А. Лагерева. – Брянск: БГТУ, 2012. – С. 12–13.

58 Гончаров, К.А. Экспериментальный стенд для исследования движения дискретного участка ленточного конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом [Текст] / К.А. Гончаров, Д.Ю. Кулешов, П.В. Бословяк // Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании: Материалы IV международной научно-практической конференции / под ред. И.А. Лагерева. – Брянск: БГТУ, 2012. – С. 14.

59 Гончаров, К.А. Универсальная компоновочная схема металлоконструкции грузовой тележки крана мостового типа [Текст] / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2017. – №1. – С.60–66. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

60 Гончаров, К.А. Сравнительный анализ методик тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров, учитывающих механические характеристики приводов // Будущее машиностроения России: Материалы Седьмой Всерос. конф. молод. уч. и спец. Москва, 24–27 сентября, 2014 г. / Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана [электронный ресурс]. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014.

61 Гончаров, К.А. Влияние натяжения грузонесущей ленты на тяговую способность промежуточного привода ленточного конвейера [Текст] /К.А. Гончаров, А.В. Гришин // Инновационное развитие подъемно-транспортной техники: Материалы III Всерос. науч.-практ. конф. (2–3 окт., 2017 г., г. Брянск) / под ред. К.А. Гончарова. – Брянск: БГТУ, 2017. – С. 26–32.

62 Гончаров, К.А. Качественные характеристики расчетных случаев при комплексном подходе к тяговому расчету ленточных конвейеров [Текст] /К.А. Гончаров // Энерго-ресурсосберегающие машины, оборудование и экологически чистые технологии в дорожной и строительной отраслях: материалы междунар. науч.-практ. конф., Белгород, 20–21 сентября 2018 г. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2018. – С. 67–74.

63 Гончаров, К.А. Структуризация комплекса математических моделей распределения тяговых усилий между приводами ленточных конвейеров [Текст] /К.А. Гончаров // Современная наука: идеи, которые изменяют мир. Материалы Всерос. науч.-практ. конф., Брянск, 22–23 ноября 2018 г. – Ч.1. – Брянск: РИСО БГУ, 2018. – С. 77–79.

64 Гончаров, К.А. Устройства безопасности в структурах систем управления многоприводными ленточными конвейерами [Текст] /К.А. Гончаров // Инновационное развитие подъемно-транспортной техники: Материалы IV Всерос.

науч.-практ. конф. (1–2 окт., 2018 г., г. Брянск) / под ред. К.А. Гончарова. - Брянск: БГТУ, 2018. – С. 38–43.

65 Гончаров, К.А. Обоснование выбора систем приводов протяженных ленточных конвейеров со сложной трассой [Текст]: дис... канд. техн. наук: 05.05.04. – Брянск, 2011. – 148 с.

66 ГОСТ Р 52776–2007. Машины электрические вращающиеся. Номинальные данные и характеристики [Текст]. – Введ. 2008 – 01 – 01. – Москва: Стандартиформ, 2008. – 69 с.

67 ГОСТ 20–85. Ленты конвейерные резинотканевые. Технические условия [Текст]. – Введ. 1987 – 01 – 01. – Москва: ИПК Издательство стандартов, 2004. – 35 с.

68 ГОСТ 33169–2014. Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности [Текст]. – Введ. 2016 – 01 – 01. – Москва: Стандартиформ, 2015. – 51 с.

69 ГОСТ 32579.1–2013. Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчётных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 1. Общие положения [Текст]. – Введ. 2015 – 01 – 06. – Москва: Стандартиформ, 2015. – 36 с.

70 ГОСТ 12.2.022 – 80. Система стандартов безопасности труда. Конвейеры. Общие требования безопасности. Введ. 1981 – 07 – 01. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 7 с.

71 ГОСТ 12.3.009–76. Работы погрузочно-разгрузочные. Общие требования безопасности [Текст]. Введ. 1977 – 01 – 01. – Москва: Стандартиформ, 2006. – 7 с.

72 ГОСТ 2.114–95. Единая система конструкторской документации. Технические условия [Текст]. Введ. 1996–07–01. – Москва: Издательство стандартов, 1995. – 15 с.

73 ГОСТ 2.103–68. Единая система конструкторской документации. Стадии разработки [Текст]. Введ. 1971 – 01 – 01. – Москва: Стандартиформ, 2007. – 5 с.

74 ГОСТ 2.118–73. Единая система конструкторской документации. Техническое предложение [Текст]. Введ. 1974 – 01 – 01. – Москва: Стандартиформ, 2007. – 7 с.

75 ГОСТ 2.119–73. Единая система конструкторской документации. Эскизный проект [Текст]. Введ. 1974 – 01 – 01. – Москва: Стандартинформ, 2007. – 8 с.

76 ГОСТ 2.120–73. Единая система конструкторской документации. Технический проект [Текст]. Введ. 1974 – 01 – 01. – Москва: Стандартинформ, 2007. – 7 с.

77 ГОСТ 15150–69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды [Текст]. Введ. 1971 – 01 – 01. – Москва: Стандартинформ, 2006. – 59 с.

78 ГОСТ 30223–95. Мотор – барабаны. Общие технические условия [Текст]. Введ. 2000 – 07 – 01. – Москва: Издательство стандартов, 2000. – 8 с.

79 ГОСТ 30077–93. Мотор – барабаны. Основные параметры [Текст]. Введ. 1996 – 07 – 01. – Москва: Издательство стандартов, 1996. – 4 с.

80 ГОСТ 25722–83. Конвейеры ленточные. Наименования частей [Текст]. Введ. 1984 – 01 – 01. – Москва: Издательство стандартов, 1983. – 4 с.

81 ГОСТ 22644–77. Конвейеры ленточные. Основные параметры и размеры [Текст]. Введ. 1980 – 01 – 01. – Москва: Издательство стандартов, 1992. – 5 с.

82 ГОСТ Р 51984–2002. Конвейеры шахтные ленточные. Общие технические условия [Текст]. Введ. 2003 – 07 – 01. – Москва: Издательство стандартов, 2003. – 17 с.

83 ГОСТ Р 51042–97. Конвейеры шахтные ленточные. Методы испытаний [Текст]. Введ. 1998 – 01 – 01. – Москва: ИПК Издательство стандартов, 1997. – 17 с.

84 ГОСТ Р 51803–2001. Конвейеры строительные передвижные ленточные. Общие технические условия [Текст]. Введ. 2002 – 07 – 01. – Москва: Издательство стандартов, 2001. – 11 с.

85 ГОСТ 25672–83. Конвейеры ленточные. Приемо-сдаточные испытания [Текст]. Введ. 1984 – 07 – 01. – Москва: Издательство стандартов, 1983. – 8 с.

86 ГОСТ 27.301–95. Надежность в технике. Расчет надежности. Основные положения [Текст]. Введ. 1997 – 01 – 01. – Москва: Издательство стандартов, 1995. – 12 с.

87 Гохберг, М.М. Металлические конструкции подъёмно-транспортных машин [Текст] / М.М. Гохберг. – Ленинград: Машиностроение, 1969. – 520 с.

88 Грачев, В.В. Результаты исследования работы датчиков управления линейными промежуточными приводами многоприводного ленточного конвейера [Текст] / В.В. Грачев // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. – Москва: ВНИИПТМАШ, 1971. – Вып. 2. – №11. – С. 33–51.

89 Гринчар, Н.Г. Методы и средства повышения эксплуатационной надежности гидроприводов дорожных и строительных машин [Текст]: автореферат дис... д-ра. техн. наук: 05.05.04. – Новочеркасск, 2007. – 36 с.

90 Дарков, А.В. Строительная механика [Текст]. – изд. 10-е, стер./А.В. Дарков, Н.Н. Шапошников. – Санкт – Петербург: Лань, 2005. – 600 с.

91 Денисов, И.А. Особенности построения механических характеристик совместной работы электродвигателей и гидромуфт приводов ленточных конвейеров [Текст] / И.А. Денисов, К.А. Гончаров / Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы: материалы XIX Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015. – С.47–49.

92 Джонс, Дж.К. Методы проектирования: [пер. с англ.] / Дж.К. Джонс. – Москва: Мир, 1986. – 326 с.

93 Дитрих, Я. Проектирование и конструирование: системный подход: [пер. с польск.] / Я. Дитрих. – Москва: Мир, 1981. – 456 с.

94 Дмитриев, В.Г. Особенности движения лент на бремсберговых конвейерах с подвесными роlikоопорами [Текст]+[Электронный ресурс] / В.Г. Дмитриев, Ю.А. Яхонтов // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2004. – №7. – с. 293–296. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

95 Дмитриев, В.Г. Структурная модель надежности ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] / В.Г. Дмитриев, В.И. Галкин // Горный информационно-аналитический бюллетень, 1999. – №3. – с. 190–192. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

96 Дмитриев, В.Г. Методика тягового расчета ленточного трубчатого конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] / В.Г. Дмитриев, Н.В. Сергеева // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2011. – №7. – с. 218–228. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

97 Дмитриев, В.Г. Программный комплекс для тягового расчета и анализа пусковых и тормозных режимов ленточных конвейеров [Текст]+[Электронный ресурс] / В.Г. Дмитриев, П.Н. Чередник // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2016. – №2. – с. 25–35. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

98 Дмитриев, В.Г. Тяговый расчет ленточного трубчатого конвейера с криволинейной пространственной трассой [Текст]+[Электронный ресурс] / В.Г. Дмитриев, Н.В. Сергеева, Н.Ю. Иванов // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2016. – №1. – с. 24–37. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

99 Дмитриев, В.Г. Экономико-математическая модель ленточного трубчатого конвейера для оптимизации его параметров по техническим критериям [Текст]+[Электронный ресурс] / В.Г. Дмитриев, П.А. Бажанов // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2011. – №5. – с. 218–220. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

100 Дмитриева, В.В. Поддержание величины тягового фактора ленточного конвейера с двухдвигательным приводом [Текст]+[Электронный ресурс] / В.В. Дмитриева, Куанг Пьей, Вин Зо // Современные наукоемкие технологии, 2015. – №10. – С. 20–28. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

101 Дмитриева, В.В. Синтез регулятора натяжения ленты для стабилизации тяговой способности привода ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] / В.В. Дмитриева // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2004. – №11. – с. 48–51. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

102 Дмитриева, В.В. Разработка математической модели ленточного конвейера с двухдвигательным приводом [Текст]+[Электронный ресурс] / В.В. Дмитриева, С.В. Гершун // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2008. – №8. – с. 295–303. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

103 Дмитриева, В.В. Математическая модель магистрального конвейера со случайным грузопотоком [Текст]+[Электронный ресурс] / В.В. Дмитриева, В.А. Орлов // Горный информационно-аналитический бюллетень, 1999. – №1. – с. 177–180. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

104 Дмитриева, В.В. Автоматизация стабилизации величины тягового фактора магистрального ленточного конвейера с двухдвигательным приводом [Текст]+[Электронный ресурс] / В.В. Дмитриева, С.В. Гершун // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2010. – №3. – с. 246–256. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

105 Дмитриева, В.В. Моделирование пуско-тормозных режимов ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] / В.В. Дмитриева // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2014. – №5. – с. 65–72. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

106 Дмитриева, В.В. Разработка и исследование системы автоматической стабилизации погонной нагрузки магистрального конвейера [Текст]: автореферат дис... канд. техн. наук: 05.13.06. – Москва, 2005. – 22 с.

107 Домбровский, Н.Г. Строительные машины [Текст]. Учебник для вузов. В 2 частях. Ч. 1-я. / Н.Г. Домбровский, Ю.Л. Картвелишвили, М.И. Гальперин. – Москва: Машиностроение, 1976. – 391 с.

108 Дунаев, В.П. Машины непрерывного транспорта. Ленточные конвейеры [Текст]: учеб. пособие / В.П. Дунаев, К.А. Гончаров. – Брянск: БГТУ, 2013. – 91 с.

109 Дунаев, В.П. Машины непрерывного транспорта. Цепные конвейеры [Текст]: учеб. пособие / В.П. Дунаев, К.А. Гончаров. – Брянск: БГТУ, 2017. – 85 с.

110 Дунаев, В.П. Установление рациональных параметров линейных секций ленточных конвейеров с повышенными скоростями при перемещении рыхлых пород [Текст]: дис... канд. техн. наук: 05.05.06. – Москва, 1980. – 150 с.

111 Дьяченко, В.П. Сравнительный анализ критериев оптимизации параметров ленточных конвейеров горных предприятий [Текст]+[Электронный ресурс] / В.П. Дьяченко // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2001. – №4. – с. 235–236. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

112 Дьяченко, В.П. Выбор подхода к оптимизации параметров ленточных конвейеров горных предприятий [Текст]+[Электронный ресурс] / В.П. Дьяченко // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2001. – №4. – с. 237–238. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

113 Дьяченко, В.П. Режим работы привода ленточного конвейера при случайном грузопотоке [Текст]+[Электронный ресурс] / В.П. Дьяченко // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2013. – №1. – с. 175–179. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru> (дата обращения 25.11.2020)

114 Дьячков, В.К. Результаты исследования линейных фрикционных приводов многоприводного ленточного конвейера [Текст] / В. К. Дьячков // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. – Москва: ВНИИПТМАШ, 1971. – Вып. 2. – №11. – С. 3–32.

115 Дьячков, В.К. Сравнительный анализ американских методов тягового расчета ленточных конвейеров [Текст] / В.К. Дьячков // Научные и экспериментальные исследования в области конвейеро- и роботостроения: сб. науч. тр. – Москва: ВНИИПТМАШ, 1987. – С. 34 – 42.

116 Дьячков, В.К. Особенности расчета и проектирования магистральных ленточных конвейеров [Текст] / В.К. Дьячков // Конвейеры. Канатные дороги: сб. науч. тр. – Москва: ВНИИПТМАШ, 1985. – С. 7 – 22.

117 Дьячков, В.К. Наклонные многоприводные ленточные конвейеры для подъема руды из глубоких карьеров [Текст] / В.К. Дьячков // Научные и экспериментальные исследования в области конвейеро- и роботостроения: сб. науч. тр. – Москва: ВНИИПТМАШ, 1987. – С. 3–15.

118 Дьячков, В.К. Машины непрерывного транспорта [Текст] / В.К. Дьячков. – Москва: Машгиз, 1961. – 352 с.

119 Единая система планово-предупредительного ремонта и рациональной эксплуатации технологического оборудования машиностроительных предприятий [Текст]: изд. 6-е перераб. и доп. / под ред. М.О. Якобсона. – Москва: Машиностроение, 1972. – 592 с.

120 Зеленский, О.В. Справочник по проектированию ленточных конвейеров [Текст] / О.В. Зеленский. – Санкт – Петербург: Недра, 2009. – 376 с.

121 Зеленский, О.В. Справочник по проектированию ленточных конвейеров [Текст] / О.В. Зеленский, А.С. Петров. – Москва: Недра, 1986. – 223 с.

122 Зенков, Р.Л. Машины непрерывного транспорта [Текст] / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. – Москва: Машиностроение, 1987. – 432 с.

123 Зюзев, А.М. Пусковые режимы электропривода ленточного конвейера с учетом ограничений по нагреву двигателя [Текст] / А.М. Зюзев, Г.Г. Кожушко, В.П. Метельков // Известия высших учебных заведений. Горный журнал, 2012. – №6. – С. 71–75.

124 Ивченко, В.Н. Обоснование рациональных параметров и разработка конструкции несущих элементов конвейера с подвесной лентой [Текст]: дис... канд. техн. наук: 05.05.04. – Брянск, 2009. – 185 с.

125 Карман, Т. Математические методы в инженерном деле [пер. с нем.] – 2-е изд. / Т. Карман, М. Био / под. ред. А.М. Лопшица. – Москва, Ленинград: ОГИЗ Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1948. – 424 с.

126 Квагинидзе, В.С. Metalлоконструкции горных машин. Конструкции, эксплуатация, расчет [Текст]: учеб. пособие / В.С. Квагинидзе, Г.И. Козовой, Ф.А. Чакветадзе [и др.]. – Москва: Изд-во «Горная книга», 2011. – 392 с.

127 Келлер, К. Проектирование и реализация транспортного соединения 40.10 [Текст]/К. Келлер, Ш. Хупперт, Р. Флорек//Глюкауф. – 2004. – №3. – С. 6–16.

128 Кобзев, Р.А. Методы оптимального проектирования козловых кранов высокого класса ответственности [Текст]: автореферат дис... д-ра. техн. наук: 05.05.04. – Новочеркасск, 2014. – 41 с.

129 Коваль, П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин [Текст]: учебник для вузов по специальности «Горные машины и комплексы» / П.В. Коваль. – Москва: Машиностроение, 1979. – 319 с.

130 Колояров, В.К. Результаты и перспективы применения промежуточных приводов на шахтных ленточных конвейерах [Текст] / В.К. Колояров, В.А. Куцанкин // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал), 2009. – №12. – Т.10. – С. 38–43.

131 Конвейеры [Текст]: справочник / Р.А. Волков, А.Н. Гнутов, В.К. Дьячков [и др.] / под общ. ред. Ю.А. Пертена. – Ленинград: Машиностроение, 1984. – 367 с.

132 Конвейеры с подвесной лентой [Текст] / В.И. Аверченков, В.Н. Ивченко, В.П. Дунаев [и др.] / под общ. ред. проф. В.И. Аверченкова. – Москва: Машиностроение – 1, 2004. – 256 с.

133 Крутик, А.В. Гидромуфты шахтных конвейеров [Текст] / А.В. Крутик, В.Я. Кель // Журнал «Горное оборудование и электромеханика», 2005. – №1. – С. 10–13.

134 Каунг Пьей Аунг. Разработка системы управления скоростью движения ленты двухприводного ленточного конвейера [Текст] / Каунг Пьей Аунг, С.С. Кубрин, Л.Д. Певзнер, В.В. Дмитриева // Известия высших учебных заведений. Горный журнал, 2018. – №3. – С. 57–64.

135 Лагерев, А.В. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров [Текст]: монография / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев, К.А. Гончаров. – Брянск: РИО БГУ, 2017. – 384 с.

136 Лагерев, А.В. Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой [Текст]: монография / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев, П.В. Бословяк. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 303 с.

137 Лагерев, А.В. Определение рационального количества подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом [Текст] / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Вестник СибАДИ. – 2016. – № 5 (51). – С. 25–34.

138 Лагерев А.В. Нагруженность подъёмно-транспортной техники [Текст]: учеб. пособие. – Брянск: БГТУ, 2010. – 180 с.

139 Лагерев, А.В. Проектирование объемного насосного гидропривода подъёмно-транспортных машин и оборудования [Текст]: учеб. пособие / А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2003. – 232 с.

140 Лагерев, А.В. Моделирование режимов движения ведущих роликов приводных подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом [Текст]+[Электронный ресурс] / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2016. – №1. – С.55–65. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

141 Лагерев, А.В. Анализ влияния конструктивных параметров подвесок на технические характеристики конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом [Текст]+[Электронный ресурс] / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2016. – №3. – С.50–59. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

142 Лагерев, А.В. Универсальная методика оптимального проектирования металлоконструкций конвейеров с подвесной лентой [Текст] / А.В. Лагерев, П.В. Бословяк // Вестник Брянского государственного технического университета, 2014. – №1(41). – С.31–36.

143 Лагерев, А.В. Динамические процессы при переходных режимах работы дискретного участка конвейера с распределенным приводом [Текст] / А.В. Лагерев, Д.Ю. Кулешов // Вестник Брянского государственного технического университета, 2013. – №2(38). – С.50–56.

144 Лагерев, А.В. Исследование движения подвесок дискретного участка конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально-замкнутой трассой с помощью одномассовой динамической модели [Текст] / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Вестник Брянского государственного технического университета, 2013. – №4(40). – С.33–40.

145 Лагерев, А.В. Математическая модель конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально-замкнутой трассой [Текст] / А.В. Лаге-

рев, Е.Н. Толкачев // Вестник Брянского государственного технического университета, 2014. – №3(43). – С.44–52.

146 Лагерев, А.В. Рациональные параметры подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом [Текст] / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев //Подъемно-транспортное дело, 2016. – №1–2(84). – С.17–20.

147 Лагерев, А.В. Конвейеры с подвесной грузонесущей лентой – инновационный вид машин непрерывного транспорта [Текст] / А.В. Лагерев, В.П. Дунаев //Справочник. Инженерный журнал, 2009. – №10. – С.9–14.

148 Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование подъёмно-транспортных машин [Текст]: монография /И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2013. – 228 с.

149 Лагерев, И.А. Расчёты грузоподъёмных машин методом конечных элементов [Текст]: монография / И.А. Лагерев. – Брянск: Издательство БГТУ, 2013. – 116 с.

150 Лагерев, И.А. Развитие элементов теории проектирования и моделирования манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин [Текст]: автореферат дис... д-ра. техн. наук: 05.02.02. – Москва, 2017. – 36 с.

151 Лагерев, И.А. Развитие элементов теории проектирования и моделирования манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин [Текст]: дис... д-ра. техн. наук: 05.02.02. – Москва, 2017. – 409 с.

152 Методические рекомендации о порядке проведения теплового контроля технических устройств и сооружений, применяемых и эксплуатируемых на опасных производственных объектах (РД-13-04-2006) [Текст]. Серия 28. Выпуск 11. – 2-е изд., испр. – Москва: Закрытое акционерное общество «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности», 2010. – 32 с.

153 Мушик, Э. Методы принятия технических решений: [пер. с нем.] / Э. Мушик, П. Мюллер. – Москва: Мир, 1990. – 204 с.

154 ОСТ 24.191.05 – 72. Блоки для стальных канатов. Конструкция и размеры [Текст]. Введ. 1974 – 01 – 01. – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1972. – 7 с.

155 Пат. 177247 Рос. Федерация: МПК В65G 23/44. Винтовое натяжное устройство [Текст]+[Электронный ресурс] / Гончаров К.А., Гришин А.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический

университет». – №2017119975; заявл. 06.06.17; опубл. 14.02.18, Бюл. № 5. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

156 Пат. 177069 Рос. Федерация: МПК В65G 23/44. Гидравлическое натяжное устройство [Текст]+[Электронный ресурс] / Гончаров К.А., Гришин А.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет». – № 2017119951; заявл. 06.06.17; опубл. 07.02.18, Бюл. № 4. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

157 Пат. 178190 Рос. Федерация: МПК В65G 23/44. Гидрополиспастное натяжное устройство [Текст]+[Электронный ресурс] / Гончаров К.А., Гришин А.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет». – № 2017130034; заявл. 28.04.17; опубл. 26.03.18, Бюл. № 9. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

158 Пат. 176564 Рос. Федерация: МПК В65G 23/14. Стенд для исследования параметров управляющего воздействия промежуточного ленточного привода ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] / Гончаров К.А., Гришин А.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет». – № 2017115271; заявл. 28.04.17; опубл. 23.01.18, Бюл. № 3. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

159 Пат. 185488 Рос. Федерация: МПК В65G 23/44. Лебедочное натяжное устройство [Текст]+[Электронный ресурс] / Гончаров К.А., Гришин А.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет». – № 2017118627; заявл. 29.05.17; опубл. 06.12.18, Бюл. № 34. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

160 Пат. 189350 Рос. Федерация: МПК В65G 23/44. Полиспастно-винтовое натяжное устройство [Текст]+[Электронный ресурс] / Гончаров К.А., Гришин А.В., Дунаев В.П.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет». – № 2018101829; заявл. 17.01.18; опубл. 21.05.19, Бюл. № 15. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

161 Пат. 189363 Рос. Федерация: МПК В65G 23/44. Полиспастно-винтовое натяжное устройство [Текст]+[Электронный ресурс]/ Гончаров К.А., Гришин А.В.,

Дунаев В.П.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет». – № 2018101832; заявл. 17.01.18; опубл. 21.05.19, Бюл. № 15. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

162 Пат. 175918 Рос. Федерация: МПК В66С 11/00. Опорная грузовая тележка крана [Текст]+[Электронный ресурс] / Гончаров К.А., Денисов И.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет». – № 2017100756; заявл. 10.01.2017; опубл. 22.12.2017, Бюл. № 36. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

163 Пат. 178169 Рос. Федерация: МПК В66С 11/00. Модульная грузовая тележка крана мостового типа [Текст]+[Электронный ресурс] / Гончаров К.А., Денисов И.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет». – № 2017130055; заявл. 24.08.2017; опубл. 26.03.2018. Бюл. № 9. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

164 Пат. 185448 Рос. Федерация: МПК В66С 11/08. Опорная грузовая тележка крана [Текст]+[Электронный ресурс] / Гончаров К.А., Денисов И.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет». – № 2017119963; заявл. 06.06.2017; опубл. 05.12.2018. Бюл. № 34. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

165 Пат. 186024 Рос. Федерация: МПК В65G 33/00. Винтовое натяжное устройство [Текст]+[Электронный ресурс] / Гончаров К.А., Гришин А.В., Дунаев В.П.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет». – № 2018101827; заявл. 09.04.18; опубл. 26.12.18, Бюл. № 36. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

166 Пат. 3871514 США МКИ В65g С43/00. Safety brake apparatus for belt conveyors [Text] /J.H. Hewitt, E.D. Johnson; assignee The Goodyear tire and Rubber Company. №376423; заявл. 05.07.73; опубл. 18.03.75.

167 Пат. 4047452 США Int. Cl. F16H 3/74. Belt conveyor drive mechanism [Text] /R.T. Eddy, South Bend, Ind; assignee Reliance Electric Company, Mishawaka, Ind. №667022; заявл. 15.03.76; опубл. 13.09.77.

168 Пат. 5172803 Fed. Rep. of Germany Int. Cl. B65G 35/00. Conveyor belt with built-in magnetic-motor linear drive [Text] /Heinz-Ulrich Lewin. №783882; заявл. 29.10.91; опубл. 22.12.92.

169 Пат. US 2008/0146391 A1 США Int. Cl. F16H 7/02. Low friction, direct drive conveyor belt [Text] / M. DeGroot; assignee Mol Belting Company, Grand Rapids, MI (US). №11/814,342; заявл. 19.01.06; опубл. 19.06.08.

170 Пат. 2043282 Российская Федерация, МПК В65G 23/14, В65G 23/04. Промежуточный привод ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс]/Тарасов Ю.Д., Юнгмейстер Д.А.; заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский государственный горный институт им. Г.В. Плеханова. №5030210/03; заявл. 27.02.92; опубл. 10.09.95. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

171 Пат. 2214959 Российская Федерация, МПК В65G 23/18. Промежуточный вакуум-привод ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс]/ Васильев К.А., Ястремский С.И., Смирнов М.И., Тверской М.Л., Ильиных В.А.; заявитель Тверской М.Л., патентообладатель Васильев К.А., Ястремский С.И., Смирнов М.И., Тверской М.Л., Ильиных В.А. №2002109252/03; заявл. 09.04.02; опубл. 27.10.03. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

172 Пат. 2069161 Российская Федерация, МПК В65G 23/04. Промежуточный привод ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] /Тарасов Ю.Д.; заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский государственный горный институт им. Г.В. Плеханова. №93051719/03; заявл. 04.11.93; опубл. 20.11.96. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

173 Пат. 2010760 Российская Федерация, МПК В65G 43/04. Устройство для управления электроприводом ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] /Гольберт А.Е.; заявитель и патентообладатель Гольберт А.Е. №5020420/03; заявл. 08.01.92; опубл. 15.04.94. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

174 Пат. 2540682 Российская Федерация, МПК В65G 23/00. Привод конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] /Реутов А.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Брянский государственный технический университет».

№2013147097/11; заявл. 22.10.2013; опубл. 10.02.2015. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

175 Пат. 2552759 Российская Федерация, МПК В65G 23/14. Промежуточный привод ленточного конвейера и способ управления им [Текст]+[Электронный ресурс] /Реутов А.А.; заявитель и патентообладатель Реутов А.А. №2014112681/11; заявл. 01.04.2014; опубл. 10.06.2015. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

176 Пат. 2606163 Российская Федерация, МПК В65G 23/36, В65G 43/00. Синхронный электропривод ленточного конвейера и способ управления им [Текст]+[Электронный ресурс] /Реутов А.А.; заявитель и патентообладатель Реутов А.А. №2015147138; заявл. 02.11.2015; опубл. 10.01.2017. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

177 Пат. 2613947 Российская Федерация, МПК В65G 23/14. Промежуточный привод ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] /Реутов А.А.; заявитель и патентообладатель Реутов А.А. №2016122150; заявл. 03.06.2016; опубл. 22.03.2017. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

178 Пат. 2544461 Российская Федерация, МПК В65G 23/12. Привод ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] /Реутов А.А.; заявитель и патентообладатель Реутов А.А. №2013154940/11; заявл. 10.12.2013; опубл. 20.03.2015. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

179 Пат. 153945 Российская Федерация, МПК В65G 15/60. Приводная подвеска ленточного конвейера с подвесной лентой [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Толкачев Е.Н., Гончаров К.А., Кулешов Д.Ю.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» №2015102372/11; заявл. 26.01.2015; опубл. 10.08.2015. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

180 Пат. 126324 Российская Федерация, МПК В65G 15/08. Конвейер с подвесной лентой [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Дунаев В.П., Кулешов Д.Ю., Гончаров К.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Брянский государственный технический университет» №2012115924/11; заявл. 19.04.2012;

опубл. 27.03.2013. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

181 Пат. 126323 Российская Федерация, МПК В65G 15/08. Конвейер с подвесной лентой [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Дунаев В.П., Кулешов Д.Ю., Толкачев Е.Н.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Брянский государственный технический университет» №2012115925/11; заявл. 19.04.2012; опубл. 27.03.2013. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

182 Пат. 113514 Российская Федерация, МПК В65G 15/08. Конвейер с подвесной лентой [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Дунаев В.П., Кулешов Д.Ю., Ильин Е.И., Бословяк П.В.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Брянский государственный технический университет» №2011121087/11; заявл. 25.05.2011; опубл. 20.02.2012. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

183 Пат. 2424170 Российская Федерация, МПК В65G 15/08, В65G 15/60. Конвейер с подвесной лентой [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Дунаев В.П., Кулешов Д.Ю.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Брянский государственный технический университет» №2009118980/11; заявл. 19.05.2009; опубл. 20.07.2011. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

184 Пат. 109749 Российская Федерация, МПК В65G 15/00, В65G 23/23. Конвейер с подвесной лентой [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Дунаев В.П., Кулешов Д.Ю.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Брянский государственный технический университет» №2011121215/11; заявл. 25.05.2011; опубл. 27.10.2011. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

185 Пат. 94550 Российская Федерация, МПК В65G 15/00. Подвесной ленточный конвейер [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Дунаев В.П., Кулешов Д.Ю.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Брянский государственный

ный технический университет» №2009149559/22; заявл. 30.12.2009; опубл. 27.05.2010. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

186 Пат. 99463 Российская Федерация, МПК В65G 15/08. Ленточно-канатный конвейер с подвесной лентой [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Дунаев В.П., Кулешов Д.Ю.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Брянский государственный технический университет» №2010123111/11; заявл. 07.06.2010; опубл. 20.11.2010. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

187 Пат. 155734 Российская Федерация, МПК В65G 47/94. Устройство для промежуточной разгрузки конвейера с подвесной лентой [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Селянин Е.М.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» №2015102370/11; заявл. 26.01.2015; опубл. 20.10.2015. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

188 Пат. 164247 Российская Федерация, МПК В65G 15/60. Приводная подвеска ленточного конвейера с подвесной лентой [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Толкачев Е.Н.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» №2016108456/11; заявл. 09.03.2016; опубл. 20.08.2016. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

189 Пат. 164798 Российская Федерация, МПК В65G 47/94. Устройство для промежуточной разгрузки конвейера с подвесной лентой [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Лагерев И.А., Толкачев Е.Н.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» №2016108481/11; заявл. 09.03.2016; опубл. 20.09.2016. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

190 Пат. 175349 Российская Федерация, МПК В65G 15/08, В65G 15/60, В65G 23/00. Конвейер с подвесной лентой [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Толкачев Е.Н.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» №2017123658; за-

явл. 04.07.2017; опубл. 01.12.2017. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

191 Пат. 180244 Российская Федерация, МПК В65G 15/08, В65G 15/60, В65G 23/00. Конвейер с подвесной лентой [Текст]+[Электронный ресурс] /Лагерев А.В., Толкачев Е.Н.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» №2017140299; заявл. 20.11.2017; опубл. 06.06.2018. Режим доступа: <https://www1.fips.ru> (дата обращения 25.11.2020)

192 Пертен, Ю.А. Крутонаклонные конвейеры [Текст] / Ю.А. Пертен. – Ленинград: Машиностроение, 1977. – 216 с.

193 Подиновский, В.В. О некорректности метода анализа иерархий [Текст]/В.В. Подиновский, О.В. Подиновская //Проблемы управления. – 2011. – №1. – С.8–13.

194 Подъемно-транспортные машины: атлас конструкций [Текст] / под ред. М.П. Александрова, Д.Н. Решетова. – Москва: Машиностроение, 1987. – 122 с.

195 Пособие по определению укрупненных технико-экономических показателей стоимости строительства для сравнения вариантов и выбора видов промышленного транспорта (к СНиП 2.05.07–85) [Текст], утверждено приказом Союзпромтрансниипроекта Госстроя СССР от 28 марта 1986 г. №65. – Москва: Стройиздат, 1988. – 207 с.

196 Пособие по проектированию конвейерного транспорта. Ленточные конвейеры (к СНиП 2.05.07–85) [Текст] / Промтрансниипроект – Москва: Стройиздат, 1988. – 48 с.

197 Реутов, А.А. Разработка методов расчета и проектирования соединений лент конвейеров горных предприятий [Текст]: автореферат дис... д-ра. техн. наук: 05.05.06. – Москва, 2000. – 34 с.

198 Реутов, А.А. Анализ совместной работы концевого и промежуточного приводов ленточного конвейера [Текст] / А.А. Реутов, К.А. Гончаров // Вестник Брянского государственного технического университета, 2010. – №2. – С. 42–45.

199 Реутов, А.А. Автоматизированное проектирование барабанов ленточных конвейеров в среде T-Flex [Текст]/ А.А. Реутов, А.П. Ларкин // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: Изд-во МГГУ, 2006. – №11. – С. 120–122.

200 Реутов, А.А. Методика проектирования системы приводов ленточного конвейера [Текст] / А.А. Реутов, К.А. Гончаров // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: Материалы международной научно-технической конференции 21–22 апреля 2011 г./ под ред. И. С. Сазонова. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2011. – Ч. 2. – С. 25–26.

201 Реутов, А.А. Методы оптимизации в инженерных расчётах [Текст]: учеб. пособие / А.А. Реутов. – Брянск: БГТУ, 2004. – 111 с.

202 Реутов, А.А. Моделирование приводов ленточных конвейеров [Текст]: монография / А.А. Реутов. – Брянск: БГТУ, 2011. – 152 с.

203 Реутов, А.А. Монтаж, эксплуатация и ремонт ленточных конвейеров [Текст]: учеб. пособие. 2-е изд., перераб. и доп. / А.А. Реутов. – Брянск: БГТУ, 2008. – 104 с.

204 Реутов, А.А. Моделирование стационарных режимов работы унифицированных приводов ленточных конвейеров [Текст] / А.А. Реутов // Горные машины и автоматика, 2004. – №9. – С. 33–35.

205 Реутов, А.А. Моделирование стационарных режимов работы приводов ленточных конвейеров [Текст] / А.А. Реутов // Тяжелое машиностроение, 2007. – №2. – С. 34–36.

206 Реутов, А.А. Моделирование асинхронного электропривода с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» [Текст]/ А.А. Реутов, А.А. Мясников // Горный информационно-аналитический бюл. – М.: Изд-во МГГУ, 2006. – №9. – С. 306–308.

207 Реутов, А.А. Оптимизация приводов типовых ленточных конвейеров при неопределенности трассы [Текст]/ А.А. Реутов // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: Изд-во МГГУ, 2008. – №7. – С. 338–341.

208 Реутов, А.А. Формализация выбора концепции проектирования технического объекта [Текст]/А.А. Реутов// Вестник Брянского государственного технического университета, 2009. – №2. – С. 53–56.

209 Реутов, А.А. Анализ эффективности промежуточного привода тягового каната [Текст]/А.А. Реутов, В.И. Аверченков// Вестник Брянского государственного технического университета, 2014. – №3(43). – С. 53–56.

210 Реутов, А.А. Выбор схемы приводов ленточного конвейера с использованием нечетких значений критериев [Текст]/А.А. Реутов // Вестник Брянского государственного технического университета, 2018. – №2(63). – С. 4–11.

211 Реутов, А.А. Моделирование стационарных режимов работы многоблочных приводов ленточных конвейеров [Текст] / А.А. Реутов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование, 2019. – Т.62. – №2. – С. 40–47.

212 Реутов, А.А. Управление приводами ленточных конвейеров [Текст] / А.А. Реутов, А.А. Мясников // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: Изд-во МГГУ, 2006. – №2. – с. 250–253.

213 Реутов, А.А. Нечеткое описание и выбор концепции проектирования [Текст]/А.А. Реутов // Вестник Брянского государственного технического университета, 2017. – №2(55). – С. 41–48.

214 Реутов, А.А. Оптимизация конвейера с загрузочным бункером при ступенчатом регулировании скорости [Текст] / А.А. Реутов // Известия высших учебных заведений. Горный журнал, 2018. – №6. – С. 109–117.

215 Реутов, А.А. Имитационное моделирование ступенчатого регулирования скорости конвейера [Текст] / А.А. Реутов // Проблемы недропользования, 2017. – №2(13). – С. 26–32.

216 Реутов, А.А. Увеличение силы тяги двухблочного привода ленточного конвейера [Текст] / А.А. Реутов // Известия высших учебных заведений. Горный журнал, 2016. – №2. – С. 112–116.

217 Реутов, А.А. Улучшение эксплуатационных свойств резиновых конвейерных лент [Текст] / А.А. Реутов // Проблемы недропользования, 2016. – №2(9). – С. 106–110.

218 Реутов, А.А. Особенности применения дополнительных лент в приводах ленточных конвейеров [Текст] / А.А. Реутов // Известия Уральского государственного горного университета, 2014. – №1(33). – С. 44–47.

219 Реутов, А.А. Автоколебания ленты на приводном барабане конвейера [Текст] / А.А. Реутов // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2013. – №1. – с. 189–191.

220 Реутов, А.А. Расчет привода ленточного конвейера с уравнительным натяжным устройством [Текст] / А.А. Реутов // Горный информационно-аналитический бюл. – Москва: ООО «Горная книга» МГГУ, 2012. – №8. – с. 234–239.

221 Реутов, А.А. Определение положения ленты на роликоопорах криволинейного участка конвейера [Текст]/А.А. Реутов, Р.Б. Иваницкий, С.Л. Эманов // Вестник Брянского государственного технического университета, 2012. – №2(34). – С. 4–7.

222 Реутов, А.А. Определение размеров сечения груза на ленте криволинейного конвейера [Текст] / А.А. Реутов, Р.Б. Иваницкий // Вестник Брянского государственного технического университета, 2011. – №2(30). – С. 21–24.

223 Реутов, А.А. Расчет натяжения ленты конвейера с винтовым натяжным устройством [Текст] / А.А. Реутов // Известия высших учебных заведений. Горный журнал, 2010. – №2. – С. 78–80.

224 Реутов, А.А. Моделирование буксования привода ленточного конвейера [Текст] / А.А. Реутов // Горное оборудование и электромеханика, 2008. – №12. – С. 40–44.

225 Реутов, А.А. Обеспечение загрузки конвейеров с регулируемой скоростью ленты [Текст] / А.А. Реутов // Вестник Брянского государственного технического университета, 2005. – №3(7). – С. 4 – 6.

226 Решетов, Д.Н. Надежность машин [Текст]: учеб. пособие для машиностр. спец. вузов / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. – Москва: Высшая школа, 1988. – 240 с.

227 РТМ 24.090.21 – 76. Краны грузоподъемные. Барабаны канатные. Метод расчёта [Текст]. Введ. 1976 – 02 – 09. – Москва: Министерство тяжелого и транспортного машиностроения, 1977. – 20 с.

228 Рудничный транспорт и механизация вспомогательных работ [Текст]: каталог-справочник / Московский государственный горный университет (МГГУ); под ред. В.М. Щадова. — Москва: Горная книга Изд-во МГГУ, 2010. — 535 с.

229 Рудничный транспорт и механизация вспомогательных работ [Текст]/ под. общей ред. Б.Ф. Братченко. – Москва: Недра, 1978. – 423 с.

230 Рыжикова, А.Г. Обоснование способов обеспечения устойчивой работы двухбарабанного привода мощных ленточных конвейеров для горной промышленности [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06. Москва, 1985. – 235 с.

231 Рытов, М.Ю. Автоматизация параметрического проектирования ленточных конвейеров с подвесной лентой [Текст]: дис. ...канд. техн. наук: 05.13.12. Брянск, 2002. – 218 с.

232 Саати, Т.Л. Принятие решений. Метод анализа иерархий: [пер. с англ.] / Т.Л.Саати. – Москва: Радио и связь, 1993. – 320 с.

233 Сазанкова, Е.С. Обоснование параметров ленточных конвейеров для транспортирования горной массы по пространственной криволинейной трассе с учетом пусковых режимов [Текст]: автореферат дис... канд. техн. наук: 05.05.06. – Москва, 2012. – 26 с.

234 Сакало, В.И. Сопротивление материалов [Текст]: учебное пособие / В.И. Сакало. – Брянск: БГТУ, 2009. – 528 с.

235 Свешников, В.К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 1. Насосы и гидродвигатели: номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость [Текст] / В.К. Свешников. – Издательский центр «Техинформ» МАИ, 2001. – 360 с.

236 Свешников, В.К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 2. Гидроаппаратура: номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость [Текст] / В.К. Свешников. – Издательский центр «Техинформ» МАИ, 2002. – 508 с.

237 Свешников, В.К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 3. Вспомогательные элементы гидропривода: номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость [Текст] / В.К. Свешников. – Издательский центр «Техинформ» МАИ, 2003. – 445 с.

238 Сервера, Д. Замена конвейерной ленты на шахте «Проспер-Ханиэль» в Германии [Текст]/Д. Сервера //Глюкауф. – 2010. – №1. – С. 41–43.

239 Соколов, С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин [Текст]: учебное пособие. – Санкт – Петербург: Политехника, 2005. – 423 с.

240 СП 20.13330.2011. Нагрузки и воздействия. Актуализированная редакция СНиП 2.01.07 – 85* [Текст]/ Минрегион России. – Москва: ОАО «НИЦ «Строительство», 2011. – 85 с.

241 СП 16.13330.2011. Стальные конструкции. Актуализированная редакция СНиП II – 23 – 81* [Текст]/ Минрегион России. – Москва: ОАО «ЦПП», 2011. – 173 с.

242 Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины [Текст] / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – Москва: Машиностроение, 1983. – 437 с.

243 Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины. Атлас конструкций [Текст]: учеб. пособие для втузов. 2-е изд., перераб. и доп. / А.О. Спиваковский [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1969. – 115 с.

244 Справочник по электрическим машинам [Текст]: в 2 т. Т. 1 / под общ. ред. И.П. Копылова, Б.К. Клокова. – Москва: Энергоатомиздат, 1988. – 456 с.

245 Справочник по электрическим машинам [Текст]: в 2 т. Т. 2 / под общ. ред. И.П. Копылова, Б.К. Клокова. – Москва: Энергоатомиздат, 1989. – 688 с.

246 Тарасов, Ю.Д. Промежуточные приводы ленточных конвейеров [Текст]/ Ю.Д. Тарасов, Д.А. Юнгмейстер, В.А. Авдеев. – Москва: Недра, 1996. – 157 с.

247 Технический регламент Таможенного союза ТР ТС 010/2011 «О безопасности машин и оборудования» [Текст], утвержден Решением Комиссии Таможенного союза от 18 октября 2011 г. №823. – 66 с.

248 Тихомиров, В.П. Проектирование машин [Текст]: учеб. пособие / В.П. Тихомиров, А.Г. Стриженок. – Брянск: БГТУ, 2005. – 310 с.

249 Толкачев, Е.Н. Выбор рациональных конструктивных параметров конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально-замкнутой трассой [Текст]: дис... канд. техн. наук: 05.05.04. – Брянск, 2017. – 198 с.

250 Толкачев, Е.Н. Анализ динамики подвесок дискретного участка конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом [Текст]+[Электронный ресурс] / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2015. – №1. – С.55–64. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

251 Толкачев, Е.Н. Особенности определения усилий, приложенных к подвескам конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом, в зависимости от их пространственной конфигурации на трассе [Текст]+[Электронный ресурс] / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2015. – №2. – С.44–51. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

252 Толкачев, Е.Н. Анализ влияния конструктивных параметров вертикально-замкнутой трассы конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом на его технические характеристики [Текст]+[Электронный ресурс] / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2016. – №4. – С.71–82. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

253 Толкачев, Е.Н. Влияние некоторых конструктивных и режимных параметров конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом на его технические характеристики [Текст]+[Электронный ресурс] / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2017. – №1. – С.67–80. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

254 Толкачев, Е.Н. Математическая модель отказа приводов ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при разрыве электроцепи [Текст]+[Электронный ресурс] / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2017. – №2. – С.178–189. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

255 Толкачев, Е.Н. Математическая модель отказа приводов ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов [Текст]+[Электронный ресурс] / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2017. – №3. – С.333–343. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

256 Толкачев, Е.Н. Влияние положения подвесок на трассе конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при нарушении подвода электропитания приводов [Текст]+[Электронный ресурс] / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2017. – №4. – С.426–434. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

257 Толкачев, Е.Н. Влияние положения подвесок на трассе конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов [Текст]+[Электронный ресурс] / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018. – №1. – С.71–78. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

258 Толкачев, Е.Н. Влияние количества последовательно отказавших приводных подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов [Текст]+[Электронный ресурс] / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018. – №2. – С.203–210. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

259 Толкачев, Е.Н. Математическая модель отказа ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании холостых роликов [Текст]+[Электронный ресурс] / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018. – №3. – С.283–291. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

260 Толкачев, Е.Н. Влияние количества отказавших приводных подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании холостых роликов [Текст]+[Электронный ресурс] / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018. – №4. – С.390–397. Режим доступа: <https://ntv-brgu.ru> (дата обращения 26.12.2020)

261 Толкачев, Е.Н. Сравнительный анализ эффективности применения специального конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой [Текст] / Е.Н. Толкачев, К.А. Гончаров // Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании: Материалы V Международной научно-практической конференции / под ред. О.М. Голембиовской – Брянск: БГТУ, 2013. – С. 11–13.

262 Труфанова, И.С. Обоснование рациональных параметров промежуточных линейных приводов с прижимными элементами для ленточных конвейеров [Текст]: дис... канд. техн. наук: 05.05.06. – Санкт – Петербург, 2014. – 151 с.

263 Усов, К.А. Определение норм запасных частей конвейеров ленточных магистральных [Текст] / К.А. Усов, В.А. Барков, Г.М. Бороздина // Научные и экспериментальные исследования в области конвейеро- и роботостроения: сб. науч. тр. – Москва: ВНИИПТМАШ, 1987. – С. 74 – 77.

264 Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности в угольных шахтах» [Текст]. – утв. приказом №550 от 19.11.2013 Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору. – 100 с.

265 Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов [Текст]: учебник для вузов.– 10-е изд./В.И. Феодосьев. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 592 с.

266 Фролов, К.В. Теория механизмов и машин [Текст]: учебник для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; под ред. К.В. Фролова. – Москва: Высшая школа, 1987. – 496 с.

267 Фролов, В.И. Развитие тягового расчета мощных ленточных конвейеров на основе РТМ 24.093.04 – 80 [Текст] / В.И. Фролов, Г.В. Аляпкин, С.В. Ковтун//Конвейеры. Канатные дороги: сб. науч. тр. – Москва: ВНИИПТМАШ, 1985. – С. 29 – 36.

268 Фролов, В.И. Специальные конвейеры для транспортирования бетона и песчано-гравийных смесей [Текст] / В.И. Фролов, В.А. Барков // Научные и экспериментальные исследования в области конвейеро- и роботостроения: сб. науч. тр. – Москва: ВНИИПТМАШ, 1987. – С. 17–23.

269 Фролов, В.И. Особенности конструкции специальных ленточных конвейеров для транспортирования бетона и песчано-гравийных смесей [Текст] / В.И. Фролов, Г.В. Аляпкин // Научные и экспериментальные исследования в области конвейеро- и роботостроения: сб. науч. тр. – Москва: ВНИИПТМАШ, 1987. – С. 43–51.

270 Шахмейстер, Л.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров [Текст] / Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев. – Москва: Машиностроение, 1978. – 392 с.

271 Шахмейстер, Л.Г. Вероятностные методы расчета транспортирующих машин [Текст] / Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев. – Москва: Машиностроение, 1983. – 256 с.

272 Шахмейстер, Л.Г. Подземные конвейерные установки [Текст] / Л.Г. Шахмейстер, Г.И. Солод. – Москва: Недра, 1976. – 432 с.

273 Шепелина, П.В. Ленточные конвейеры с промежуточными приводами [Текст] / П.В. Шепелина, В.И. Галкин, Н.И. Ивашков // Подъемно-транспортное дело. – 2019. – № 6. – С. 8–12.

274 Шеффлер, М. Основы расчёта и конструирования подъёмно-транспортных машин [Текст] / М. Шеффлер, Г. Пайер, Ф. Курт. – Москва: Машиностроение, 1980 – 255 с.

275 Электрические машины: асинхронные машины [Текст]: учеб. для электромех. спец. вузов/ В.И. Радин, Д.Э. Брускин, А.Е. Зорохович / под ред. И.П. Копылова. – Москва: Высш. шк., 1988. – 328 с.

276 Янсен, М. Техническое обслуживание и ремонт крупных конвейерных установок в зависимости от их состояния [Текст]/М. Янсен //Глюкауф. – 2009. – №2(4). – С. 40–44.

277 Alspaugh, M.A. Longer Overland Conveyors with Distributed Power [Text]/ M.A. Alspaugh // Rockwell Automation Fair. – St Louis, MO, USA, 2005. – 10 p. Режим доступа: <https://www.overlandconveyor.com> (дата обращения 24.11.2020)

278 Alspaugh, M.A. The Evolution of Intermediate Driven Belt Conveyor Technology [Text] / M.A. Alspaugh // Bulk solids handling. – Vol. 23 (2003). – No. 3. – pp. 77 – 84. Режим доступа: <https://www.overlandconveyor.com> (дата обращения 24.11.2020)

279 Alspaugh, M.A. Twentymile coal company's underground conveyance system [Text] / M.A. Alspaugh, P.K. Sollars, E.J. Brady // MinExpo 2000. – Las Vegas, NV, USA, 2000. – 26 p. Режим доступа: <https://www.overlandconveyor.com> (дата обращения 24.11.2020)

280 Alspaugh, M.A. Latest Developments in Belt Conveyor Technology [Text] / M.A. Alspaugh // MinExpo 2004. – Las Vegas, NV, USA, 2004. – 11 p. Режим доступа: <https://www.overlandconveyor.com> (дата обращения 24.11.2020)

281 Alspaugh, M.A. Twentymile coal's east mine district panel conveyor systems [Text] / M.A. Alspaugh, P.K. Sollars // SME Annual meeting. – Orlando, FL, USA, 1998. – 11 p. Режим доступа: <https://www.overlandconveyor.com> (дата обращения 24.11.2020)

282 Bebic, M. Speed Controlled Belt Conveyors: Drives and Mechanical Considerations [Text] / M. Bebic, L. Ristic // Advances in Electrical and Computer Engineering, 2018. – Vol. 18, N. 1. – P. 51 – 60. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

283 Daijie He. Speed control of belt conveyors during transient operation [Text] / He Daijie, Yusong Pang, G. Lodewijks // Powder Technology, 2016. – Vol. 301. – P. 622 – 631. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

284 Daijie He. Determination of Acceleration for Belt Conveyor Speed Control in Transient Operation [Text] / He Daijie, Yusong Pang, G. Lodewijks // IACSIT International Journal of Engineering and Technology, 2016. – Vol. 8, N. 3. – P. 206 – 211. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

285 Devendra, K. Analysis & Prospects of Modification in Belt Conveyors – A Review [Text] / K. Devendra, R.K. Mandloi // International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA), 2013. – Vol. 3, Issue 1. – pp. 581 – 587. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

286 Dewicki, G. Bulk Material Belt Conveyor Transfer Point Simulation of Material Flow Using DEM [Text] / G. Dewicki, G. Mustoe // Third International Confer-

ence on DEMs. – Sante Fe, NM, USA, 2002. – P. 1–11. Режим доступа: <https://www.overlandconveyor.com> (дата обращения 24.11.2020)

287 Dewicki, G. Bulk Material Handling and Processing – Numerical Techniques and Simulation of Granular Material [Text]/ G. Dewicki // Bulk solids handling. – Vol. 23 (2003). – No. 2. – pp. 1 – 4. Режим доступа: <https://www.overlandconveyor.com> (дата обращения 24.11.2020)

288 Gao Yang. Dynamics Analysis and Modeling of Rubber Belt in Large Mine Belt Conveyors [Text]/ Yang Gao // Sensors & Transducers, 2014 . – Vol. 181, Issue 10. – pp. 210 – 218. Режим доступа: <https://www.sensorsportal.com> (дата обращения 24.11.2020)

289 Gibbs, A. The importance of clean conveyors [Text] / A. Gibbs, M. Bayley // World coal, 2013. – Vol.22, №1. – pp. 41 – 44.

290 Gładysiewicz, L. Selection of Carry Idlers Spacing of Belt Conveyor Taking Into Account Random Stream of Transported Bulk Material [Text] / L. Gładysiewicz, W. Kawalec, R. Krol // Eksploatacja I Niezawodnosc – Maintenance and Reliability, 2016. – Vol. 18, N. 1. – P. 32–37. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

291 Goncharov K.A. A mathematical model of the distribution of tractive efforts between drives of a belt conveyor with hydraulic couplings at their failure [Text] / Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS 2015). – P. 7414886. Режим доступа: <https://www.scopus.com> (дата обращения 24.11.2020)

292 Goncharov K.A., Grishin A.V. Theoretical study of influence of belt tension of intermediate belt conveyor drive on value of zone of relative slip of traction and carrying belts [Text] // IOP Conf Series: Earth and Environmental Science. – Vol. 87 (2017). – P. 022008. Режим доступа: <https://www.scopus.com> (дата обращения 24.11.2020)

293 Goncharov K.A., Denisov I.A. Maintenance of working capacity of movement mechanism of load trolley with linear traction electric drive of bridge type crane [Text] //

IOP Conf Series: Earth and Environmental Science. – Vol. 87 (2017). – P. 062004. Режим доступа: <https://www.scopus.com> (дата обращения 24.11.2020)

294 Goncharov K.A., Denisov I.A. Determination of vertical pressures of running wheels of freight trolleys of bridge type cranes [Text] // IOP Conf Series: Materials Science and Engineering. – Vol. 327 (2018). – P. 042038. Режим доступа: <https://www.scopus.com> (дата обращения 24.11.2020)

295 Goncharov K.A., Grishin A.V. Synthesis of main parameters and experimental approbation of test bench for study of working processes of intermediate belt conveyor drive [Text] // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer Nature Switzerland AG 2019 p. – 2097 – 2105. Режим доступа: <https://www.scopus.com> (дата обращения 24.11.2020)

296 Karolewski, B. Modelling of long belt conveyors [Text]/ B. Karolewski, P. Ligocki // Maintenance and reliability, 2014. – Vol. 16, № 2. – P. 179 – 187. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

297 Kulinowski, P. Simulation method of designing and selecting tensioning systems for mining belt conveyors [Text] / P. Kulinowski // Archives of Mining Sciences, 2014. – Vol. 59, №1. – P. 123 – 138. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

298 Lagerev, A.V. Analyzing the Discreet Section Suspension Parameters in a Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive [Text] / A.V. Lagerev, E.N. Tolkachev, I.A. Lagerev // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2017. – Vol. 31, N. 10. – P. 4669–4678. Режим доступа: <https://www.scopus.com> (дата обращения 24.11.2020)

299 Lagerev A. V. Modelling of a Vertical Loop Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive [Text]/ A. V. Lagerev, E. N. Tolkachev, I. A. Lagerev // International Review on Modelling and Simulations. – 2016. – Vol. 9, N. 4. – P. 271–279. Режим доступа: <https://www.scopus.com> (дата обращения 24.11.2020)

300 Lagerev A. V. The influence of distributing the conveyor suspensions with suspended belt and distributed drive on its main technical characteristics [Text]/ A. V.

Lagerev, E. N. Tolkachev, I. A. Lagerev // International Review on Modelling and Simulations. – 2018. – Vol. 11, N. 3. – P. 176–186. Режим доступа: <https://www.scopus.com> (дата обращения 24.11.2020)

301 Lihua, Zhao. Typical failure analysis and processing of belt conveyor [Text] / Zhao Lihua, Lin Yin // Procedia Engineering, 2011. – Vol. 26. – P. 942–946. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

302 McGuire, P. Conveyors: application, selection and integration [Text]/ P. McGuire. – USA: Taylor & Francis Group, LLC, 2010. – 210 p.

303 Mustoe, G. Discrete Element Modeling of Sag Energy Losses in a Conveyor Belt System [Text]/ G. Mustoe, R. Bin // SME Annual meeting. – Salt Lake City, Ut, USA, 2008. – P. 65–67. Режим доступа: <https://www.overlandconveyor.com> (дата обращения 24.11.2020)

304 Nuttall, A. Design Aspects of Multiple Driven Belt Conveyors [Text]: Doctoral dissertation / A. Nuttall. Delft: Delft University of Technology, 2007. – 158 p. Режим доступа: <https://ru.scribd.com> (дата обращения 24.11.2020)

305 Pascual, R. Analysis of transient loads on cable-reinforced conveyor belts with damping consideration [Text] / R. Pascual, V. Meruane, G. Barrientos // Proceedings of the XXVI Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering CILAMCE 2005. – Guarapari, Espirito Santo, Brazil, 2005. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

306 Reicks, A. The importance and Prediction of Tension Distribution Around the Conveyor Belt Path [Text]/ A. Reicks, T. Rudolphi // SME Annual meeting. – Denver, CO, USA, 2004. – P. 39–44. Режим доступа: <https://www.overlandconveyor.com> (дата обращения 24.11.2020)

307 Reutov A.A. Simulation of load traffic and steeped speed control of conveyor [Text] // IOP Conf Series: Earth and Environmental Science 87 (2017) 082041. Режим доступа: <https://www.scopus.com> (дата обращения 24.11.2020)

308 Stefaniak, P. Some Remarks on Using Condition Monitoring for Spatially Distributed Mechanical System Belt Conveyor Network in Underground Mine – A Case Study [Text] / P. Stefaniak, R. Zimroz, R. Krol, J. Gorniak-Zimroz, W. Bartelmus, M. Har-

dygora // Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations, 2012. – pp. 497 – 507. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

309 Stefaniak, P. Diagnostic Features Modeling for Decision Boundaries Calculation for Maintenance of Gearboxes Used in Belt Conveyor System [Text] / P. Stefaniak, A. Wyłomanska R. Zimroz, W. Bartelmus, M. Hardygora // Advances in Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations, Applied Condition monitoring 4, 2016. – pp. 251 – 262. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

310 Swinderman, R.T. Foundations – 3 The Practical Resource for Total Dust and Material Control [Text] / R.T. Swinderman, L.J. Goldbeck, A.D. Marti. – USA: Martin Engineering Neponset, Illinois, 2002. – 216 p.

311 Velmurugan, G. Conveyor Belt Troubles (Bulk Material Handling) [Text] / G. Velmurugan, E. Palaniswamy, M. Sambathkumar, R. Vijayakumar, T.M. Sakthimuruga // International Journal of Emerging Engineering Research and Technology, 2014. – Vol. 2, Issue 3. – P. 21–30. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

312 Viren, E. A. A Comparison of Drive Starting Mechanisms for Aggregate Belt Conveyors [Text] / E.A. Viren // SME Cincinnati. – Ohio, USA, 2003. – 10 p. Режим доступа: <https://www.overlandconveyor.com> (дата обращения 24.11.2020)

313 Zimroz, R. Condition monitoring system for drive units in belt conveyor [Text] / R. Zimroz, R. Krol, M. Hardygora, W. Bartelmus, L. Gładysiewicz // The International Journal of Transport & Logistics (Belgrade) 7. – 2010. – P. 342–346. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

314 Zimroz, R. Maintenance of Belt Conveyor Systems in Poland – An Overview [Text] / R. Zimroz, M. Hardygora, R. Błazej // Proc. of the 12th Int. Symp. Continuous Surface Mining – Aachen 2014, Lecture Notes in Production Engineering, 2015. – P. 21–30. Режим доступа: <https://www.researchgate.net> (дата обращения 24.11.2020)

ПРИЛОЖЕНИЕ А

**Документ о внедрении результатов работы в учебный процесс
ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»**

УТВЕРЖДАЮ

Первый проректор по учебной работе

ФГБОУ ВО «Брянский государственный
технический университет»

Шкаберин В.А.

_____ 2021 г.

АКТ

**о внедрении в учебный процесс результатов диссертационного
исследования Гончарова Кирилла Александровича**

Результаты диссертационного исследования Гончарова К.А. внедрены в учебный процесс ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет».

Результаты разработок и исследований Гончарова К.А. используются при подготовке студентов по образовательным программам специалитета по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», бакалавриата по направлению подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы».

Разработанные математические модели и метод дифференциального тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров используются при проведении лекционных и практических занятий.

Результаты научной работы Гончарова К.А. рекомендованы к внедрению в учебный процесс решением кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» (протокол №3 от «29» декабря 2020 г.)

Директор учебно-научного
института транспорта
к.т.н., доцент

 Д.Я. Антипин

Документ о внедрении результатов работы в ООО «Научно-исследовательский институт автоматики, телемеханики и метрологии»

**ООО Научно-исследовательский институт автоматики,
телемеханики и метрологии**

241024, Брянск, 2-й пер. Д. Бедного, 23А, тел. /факс +7(4832) 590191, +7(910)3370165, E-mail: info@niiatm.ru
ИНН/КПП: 3255514216/325701001 Р/счет: 40702810100530001596 в АО "СМП БАНК",
ОГРН 1113256000131, ОКПО 68456970, Г.МОСКВА, БИК: 044525503
ОКВЭД 73.10, 51.65.5, 72.20, 72.60, 74.20, 80.30.3 к./счет: 30101810545250000503

Исх. № 12-03 от 19 марта 2021 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

**научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ на
предприятии**

Предприятие, использующее результаты ООО «Научно-исследовательский институт автоматики, телемеханики и метрологии», г. Брянск

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационных исследований

Гончарова Кирилла Александровича

внедрены ООО «Научно-исследовательский институт автоматики, телемеханики и метрологии»

Форма внедряемых результатов диссертационной работы Рекомендации по выбору систем управления приводами ленточных конвейеров с учетом возможных отклонений механических характеристик двигателей на основе вероятностного моделирования применяются при синхронизации работы приводов последовательных конвейерных линий подачи объектов обработки станочного оборудования, подачи материалов в питающих конвейерных цепочках промышленных строительных 3D-принтеров (модель ПСПП – 1.1).

Краткая характеристика внедренных результатов, в т.ч. социальный и экономический эффект (ожидаемый или фактический) Предложенные рекомендации позволяют выбирать тип двигателей и систем управления конвейерными линиями и другими механизмами с синхронизированной работой с учетом заданных условий эксплуатации и режимов работы без применения типовых дорогостоящих решений систем управления на основе частотных преобразователей.

Директор, к.т.н.



А.Ю. Дракин

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Документ о внедрении результатов работы в ОАО «Кузбассгипрошахт»



УТВЕРЖДАЮ:

Генеральный директор

ОАО «Кузбассгипрошахт»

В.Н. Каталицкий

07 2019 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ на
предприятии

Предприятие, использующее результаты ОАО «Кузбассгипрошахт»

Генеральный директор Каталицкий Виктор Николаевич

(ФИО, руководителя предприятия)

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертации Развитие научных основ тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров

наименование диссертации

выполненной в ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»

тов. Гончаровым Кириллом Александровичем

фамилия, имя, отчество

за период 2011-2019 годы

внедрены ОАО «Кузбассгипрошахт»

Форма внедряемых результатов диссертационной работы Метод проектирования систем приводов многоприводных ленточных конвейеров применен в проектной документации «Технический проект разработки Соколовского каменноугольного месторождения. Отработка запасов пластов 50 и 52 в границах шахтоуправления «Котинское» ОАО «СУЭК-Кузбасс» с объединением сети горных выработок шахт им. В.Д. Ялевского и «Котинская». I этап.

Краткая характеристика внедренных результатов, в т.ч. социальный и экономический эффект (ожидаемый или фактический) Предложенный метод позволяет на этапе проектирования производить оценку и выбор рациональных конструктивных параметров элементов конвейера. Численный анализ математической модели конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом позволил установить конструкторские и режимные условия, обеспечивающие повышение производительности и снижение энергозатратности транспортирования, снижения нагруженности грузонесущей ленты. Кроме того, это позволило в конвейере с распределенным приводом использовать

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

более дешевую ленту с пониженными характеристиками прочности или меньшим числом прокладок тягового каркаса, что существенно сказывается на снижении себестоимости конвейера.

От ОАО «Кузбасгипрошахт»:

Главный инженер



Д.В. Рыбников

Начальник технического отдела



А.В. Шахов