

**Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования «Национальный исследовательский
технологический университет «МИСИС»**

На правах рукописи

ЛЕ ДИНЬ ХИЕУ

**РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ
ЗАБОЙНЫМИ СКРЕБКОВЫМИ КОНВЕЙЕРАМИ НА
ОСНОВЕ МЯГКИХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МОДЕЛЕЙ**

Специальность: 05.13.06

Автоматизация и управление технологическими процессами и
производствами
(промышленность)

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель: Доктор технических наук, заведующий кафедрой
автоматизированных систем управления ФГАОУ ВПО НИТУ «МИСиС»
Темкин Игорь Олегович

Москва - 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
Глава 1. Анализ функционирования и методов повышения эффективности транспортно-технологических систем в угольных шахтах Вьетнама	9
1.1. Общая характеристика горно-геологических и горнотехнических условий в шахтах Вьетнама.....	9
1.1.1. Геологические условия.	9
1.1.2. Горнотехнические условия.....	11
1.2. Основные направления развития конвейерного транспорта в шахтах Вьетнама.	15
1.3. Анализ работ, посвященных вопросам повышения эффективности шахтного конвейерного транспорта.....	18
1.4. Скребковые конвейеры. Структура систем управления.....	19
1.4.1. Описание объекта.....	19
1.4.2. Электрическая система	21
1.4.3. Схема управления СК	23
1.5. Анализ возможного использования мягких вычислительных моделей при управлении шахтным конвейерным транспортом	25
1.5.1. Нечеткое управление сложными системами	25
1.5.2. Метод роя частиц	26
1.5.3. Алгоритм оптимизации сбора бактерий	27
Глава 2. Разработка и исследование математической модели функционирования скребкового конвейера.....	28
2.1. Модель скребкового конвейера и критерии оценки эффективности	28
2.1.1. Конечно-элементная модель цепи и моделирование СК.....	28
2.1.2. Критерии оценки эффективности работы СК.....	33
2.2. Механизм запуска и модель СК с приводом/приводами и натяжным устройством	34
2.2.1. Механизм запуска СК	34
2.2.2. Оптимизация запуска СК.....	35
2.2.3. Принцип автоматического регулирования натяжения	44
2.2.4. Разработка Нечеткого ПИД-регулятора.....	48
2.3. Исследование модели СК при различных режимах функционирования.....	54
2.3.1. Исследование основного состояния СК.....	55
2.3.2. Сопротивление при перемещении груза по прямой	56
2.3.3. Сопротивление при перемещении груза по центральному изгибу корпуса СК.....	58

2.3.4. Расположение приводной станции и номер приводного электродвигателя.....	63
2.4. Выводы по главе.....	65
Глава 3. Разработка алгоритма стабилизации натяжения в условиях неравномерной нагрузки на приводы.....	66
3.1. Технические средства для автоматической стабилизации коэффициента тяги СК.....	66
3.1.1. Конструкция наблюдателя крутящего момента нагрузки в скользящем режиме:.....	66
3.1.2. Конструкция регулятора тока i_q	72
3.1.3. Разработка разделителя нагрузки для двух приводов на обоих концах СК	73
3.2. Разработка и сравнительный анализ мягких вычислительных алгоритмов управления режимами работы приводов.....	76
3.2.1. Адаптивный нечеткий ПИД-регулятор скорости для СДПМ [59, 63, 93]	77
3.2.2. Конструкция K_p , K_i и K_d регулятора НЛ-ПИД	78
3.2.3. Элементы нечеткой функции	78
3.2.4. Правила построения нечеткого управления	81
3.3. Разработка алгоритма оптимизации режима функционирования системы управления СК 82	
3.3.1. Оптимальные параметры ПИД для МРЧ	83
3.3.2. Адаптивный регулятор скорости двигателя МРЧ-ПИД	84
3.3.3. МРЧ-ПИД регулятор скорости СДПМ.....	85
3.4. Выводы по главе.....	92
Глава 4. Реализация алгоритмов системы управления скребковым конвейером .	94
4.1. Исследование эффективности алгоритмов управления СК с использованием инструментов моделирования.....	94
4.2. Разработка программного модуля управления и его интеграция в систему управления...	96
4.2.1. Инструменты и рабочая среда.....	96
4.2.2. Интерфейс мониторинга и управления системой СК.	98
4.3. Экспериментальные исследования разработанных алгоритмов и программ на шахтах месторождения Куанг Нинь, Вьетнам.....	99
4.4. Рекомендации по внедрению разработанных методик и программных средств	103
4.5. Выводы по главе.....	105
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	106
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	108
ПРИЛОЖЕНИЯ	116

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Одной из важнейших задач, стоящих перед угольной промышленностью Республики Вьетнам, является дальнейшее совершенствование технологии подземной добычи угля при одновременном повышении уровня технико-экономического развития шахт и уровня безопасности ведения работ в них.

Из 57 млн т добытого угля в 2017 году, 95% добывались при помощи буровзрывных и ручных работ, а добыча угля с использованием средств комплексной механизации в том же году составила (по данным вьетнамской компании: Винакомин) всего лишь 3%. Предположительно, доля подземной добычи угля в стране с 2018 до 2025 год увеличится с 45% до 89% и достигнет 63 млн т, а доля открытых горных работ понизится с 53% до 8 %.

В передовых угледобывающих странах мира основной объем подземной добычи угля обеспечивается комплексно-механизированными длиннолавыми системами, оснащенными самопередвигающимися механизированными крепями, гидроприводом и скребковыми конвейерными системами.

Следовательно, Вьетнаму также стоит сосредотачивать свои усилия на разработке, внедрении и повышении эффективности использования систем автоматизации технологических процессов, обеспечивающих добычу угля подземным способом.

В связи с вышеизложенным, разработка системы автоматизации работы скребкового конвейера и соответствующих алгоритмов управления, в целях повышения надежности и эффективности подземных работ по добыче угля в провинции Куангнинь, является важной научно-практической задачей, необходимость решения которой обуславливает актуальность проведения исследования в данной области.

Состояние вопроса. Научные, и практические основы технологии подземной добычи угля насчитывают историю более 260 лет. А вопросы теории и практики разработки средств автоматизации, автоматических и

автоматизированных систем контроля и управления подземными горно-технологическими процессами активно развиваются уже более 60 лет. Вопросам стабилизации тягового фактора ленточных конвейерных установок посвящены работы многих ученых. Член корреспондент АН СССР Спиваковский А.О. впервые поставил задачу регулирования тягового фактора. В конце 60-х годов прошлого столетия Солод Г.И., Мерцалов Р.В., Шахмейстер Л.Г. сформулировали задачу создания системы автоматической стабилизации нагрузки на ленте конвейера. Над поставленными вопросами работали такие ученые, как Зарецкий О.М., Папоян Р.Л., Пономаренко В.А., Лобачева А.К., Певзнер Л.Д., Бишеле И.В., Кубрин С.С., Дмитриев В.Г., Назаренко В.М., Мамалыга В.М., Сокотнюк Ю.А., Zhan Zhang, Guomundur Amar, A. Butko, Gretarsson и др. Ими были получены существенные результаты, которые привели к тому, что сегодня актуальными являются уже не принципиальные вопросы механизации и автоматизации, а конкретные задачи совершенствования автоматизированных систем управления шахтными конвейерами.

Идея работы заключается в использовании аппарата нечеткой логики и методов эволюционной оптимизации, объединенных термином «мягкие вычислительные модели», для разработки алгоритмов управления пуском и скоростью перемещения конвейерной цепи скребкового конвейера.

Целью диссертации является повышение эксплуатационных характеристик скребковых конвейеров в условиях неравномерной нагрузки за счет разработки автоматизированной системы стабилизации скорости перемещения и силы натяжения конвейерной цепи, а также оптимизации процесса запуска скребкового конвейера.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

1. Анализ подходов к управлению пусковыми процессами скребкового конвейера, с учетом залегания подземных угольных пластов в шахтах Вьетнама.

2. Исследование способов применения метода двухскоростного плавного пуска с использованием алгоритмов оптимизации процессов запуска на основе нечеткой логики и возможности применения «Синхронного двигателя с постоянными магнитами» (СДПМ) в целях стабилизации скорости и силы натяжения скребкового конвейера.
3. Построение математической модели и алгоритма для управления натяжением цепи скребкового конвейера в процессе эксплуатации.
4. Разработка алгоритмов управления скоростью вращения двигателя СДПМ с использованием различных схем оптимизации, на основе мягких вычислительных моделей.
5. Экспериментальное исследование разработанных алгоритмов в системе dSPACE с использованием средств программно-аппаратного моделирования (ПАМ).

Научные положения, разработанные соискателем, и их новизна:

- Разработан алгоритм, основанный на использовании двухэтапной процедуры запуска приводов, с использованием анти S – образной схемы пуска («анти – S »), обеспечивающий снижение ударной нагрузки по сравнению процедурой прямого пуска в 2-2,5 раза.
- Разработанная схема «мягкие вычислительные модели - ПИД-регулятор» позволяет реализовать оперативную (в пределах 0,1 сек) автоматическую регулировку трех параметров K_p , K_i , K_d , обеспечивая ошибку по скорости в пределах 1-2% и, следовательно, эффективно управлять натяжением скребкового конвейера, снижая опасность его повреждений.
- Разработанный программный алгоритм управления скоростью и моментом двигателя «СДПМ», позволяет реализовать эффективное управление конвейером, снижающее расход энергии на 12-20% в зависимости от схемы расположения конвейера в забое.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается:

1. Существующими отечественными и зарубежными примерами разработки эффективных алгоритмов управления и методологиями проектирования оптимальных контроллеров с использованием нечеткой логики;
2. Корректным использованием комплексных теоретических подходов (теории дифференциальных уравнений, теории нечетких множеств, методов математического моделирования, теории автоматического управления) и технологий компьютерного моделирования;
3. Детальным изучением и корректным использованием при разработке алгоритмов технической документации по скребковым конвейерам;
4. Сходимостью результатов теоретических исследований с результатами компьютерного моделирования с использованием программ Matlab-Simulink и dSPACE.

Методы исследования. В работе использовались признанные научные методы анализа и исследования режимов работы конвейерной системы, теория автоматического управления, теория управления сложными системами, методы параметрического моделирования и оптимизации.

Практическое значение работы заключается в программно-аппаратной реализации алгоритмов управления функционированием забойного скребкового конвейера, которые в итоге могут быть оперативно адаптированы к различным условиям эксплуатации в шахтах Вьетнама.

Реализация полученных результатов исследования. Основные научные результаты данной работы приняты к использованию Ханойским институтом горной науки и технологий (ХИГНиТ) для документирования разработки и построения алгоритма управления скребкового конвейера в подземных угольных шахтах провинции Куангнинь, Вьетнам.

Апробация работы. Основные научные положения диссертационной работы докладывались на следующих научных форумах:

- IEEE Seventh International Conference on Communications and Electronics (ICCE) (Вьетнам, 2018 г);

- Международный симпозиум «Неделя горняка» (Москва, 2020 г);

- Conference of IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Москва, 2021 г).

Публикации. По результатам научных исследований имеется 7 публикаций, в том числе 6 публикаций в журналах и сборниках конференций индексируемых в наукометрической базе данных – Scopus.

Структурный объем работы.

Работа состоит из введения, 4 главы, заключения, списка литературы и приложения. Общий объем диссертации составляет 121 страниц машинописного текста, 14 таблицы, содержит 66 рисунков, список литературы из 100 источников и 1 приложения.

Глава 1. Анализ функционирования и методов повышения эффективности транспортно-технологических систем в угольных шахтах Вьетнама

1.1. Общая характеристика горно-геологических и горнотехнических условий в шахтах Вьетнама

1.1.1. Геологические условия.

На северо-востоке Вьетнама расположен каменноугольный бассейн Куанг Нинь (рис. 1.1), являющийся одним из самых перспективных резервуаров как по объему, так и по качеству угля во всей стране. Бассейн простирается с востока на запад до 141 км и с севера на юг от 10 до 33 км в ширину и имеет площадь около 1300 км² с его оценочными запасами в 2,098.10⁶ т [4].

На геологической карте стратиграфия угольного бассейна Куанг Нинь, включая две угольные полосы, имеет площадь около 1448 км²:

- Угольная полоса Бао Дай: длина – 33 км, средняя ширина – 5 км.
- Угольная полоса Пхалаи-Кебао: длина – 133,2 км, ширина от 5 до 11 км.
- Предварительно разведанная и оцененная площадь: 84,70 км² (5,85% от всей площади).
- Тщательно изученная, разведанная и эксплуатируемая площадь: 135,33 км² (9,34% от всей площади).
- Общая площадь поиска: 27,52 км² (1,90% от всей площади).
- Геологическая съемка: 1159,4 км² (80,6% от всей площади).
- Участки, глубиной до -150 м продолжают тщательно исследовать и развивать. От -150 до -300 м проводят предварительную разведку.
- В некоторых шахтах, таких как Монг Дуонг, Ло Три, уголь находится на глубине от -150 до -300 м ниже уровня моря.

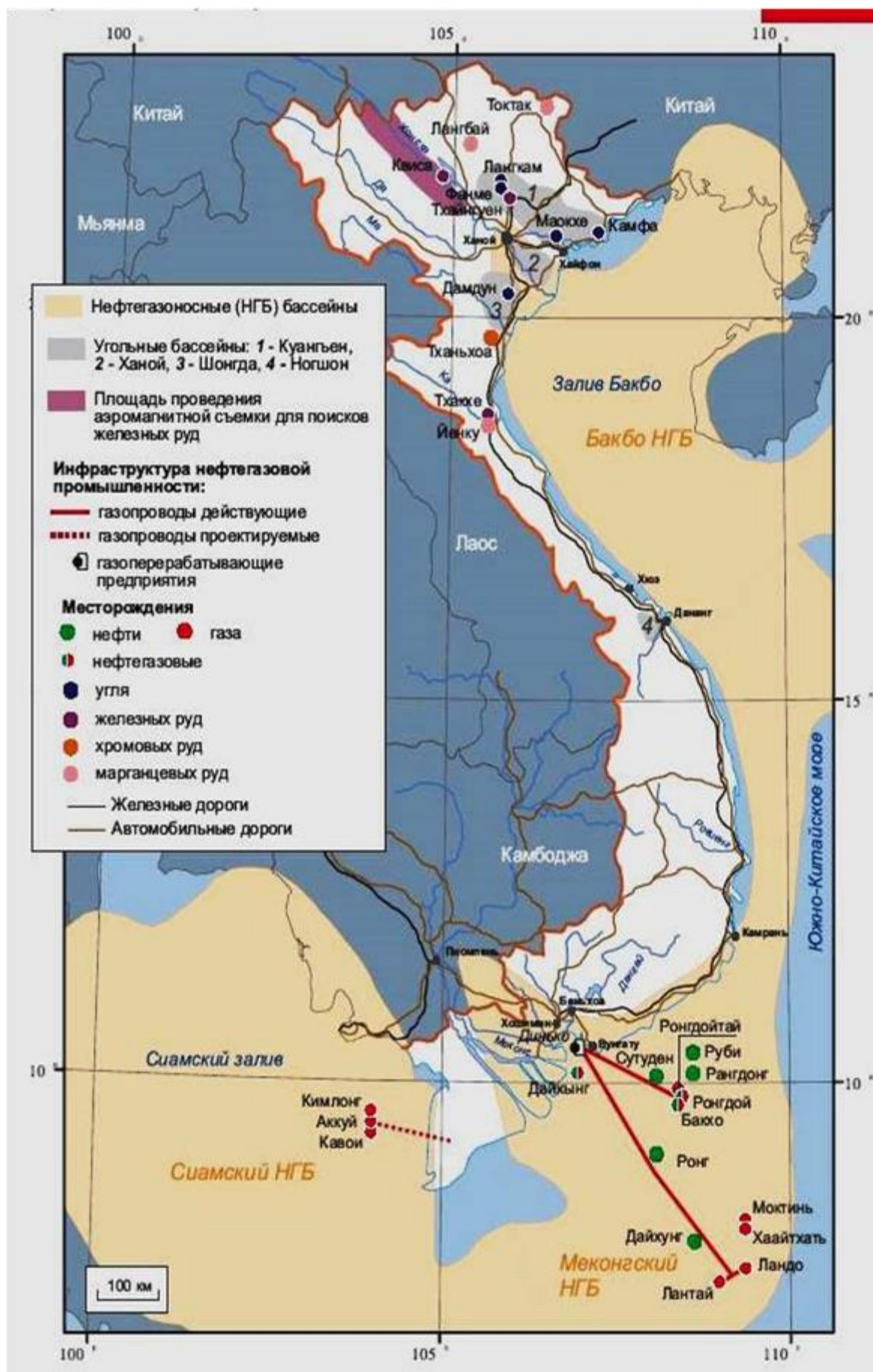


Рис. 1.1. Каменноугольный бассейн Куанг Нинь во Вьетнаме.

В бассейне Куанг Нинь прогнозируют более 10 млрд тонн запасов и ресурсов (на глубине до -1000 м). Запасы угля до -300 м составляют 3,6 млрд тонн, где уровень разведки категорий А+В достигает 11%, С₁ – 39%, С₂ – 50% [5].

Дискретные нарушения представляют собой участки различных угленосных провинций в районе Куанг Нинь [4], [6], образующие примитивную закрытую территорию. Расположение угольных шахт, разделенных на угленосные провинции в бассейне Куангнинь, показано на рис. 1.4.



Рис. 1.2 - Схема размещения угольной вилки в резервуаре района Куангнинь

1.1.2. Горнотехнические условия.

По перспективному плану компании «Винакомин» в период с 2010 до 2025 г. рост добычи угля должен составить более 12%. При этом к 2025 году уровень добычи угля подземным способом должен возрасти с 46% до 90%, а уровень добычи открытым способом снизится с 44% до 8% [6]. На рис. 1.3 изображена диаграмма общей добычи угля во Вьетнаме в период с 2010 по 2015 г., а также перспективный прогноз до 2025 г. По диаграмме видно, что в последующих годах подземная добыча угля будет значительно преобладать над открытыми горными работами.

Разведанные ресурсы угольных шахт Вьетнама к настоящему времени оцениваются примерно в 25 млрд т. По результатам оценки и разведки Ханойского института горной науки и технологии (ХИГНиТ) в стране имеются

большие запасы угля, значительная часть которого пригодна для коксования, которых почти 84% сосредоточено в бассейне Куанг Нинь [4]. Учитывая это обстоятельство, он останется одним из важнейших сырьевых ресурсов для металлургии, энергетики и химической промышленности Вьетнама до 2040 года.

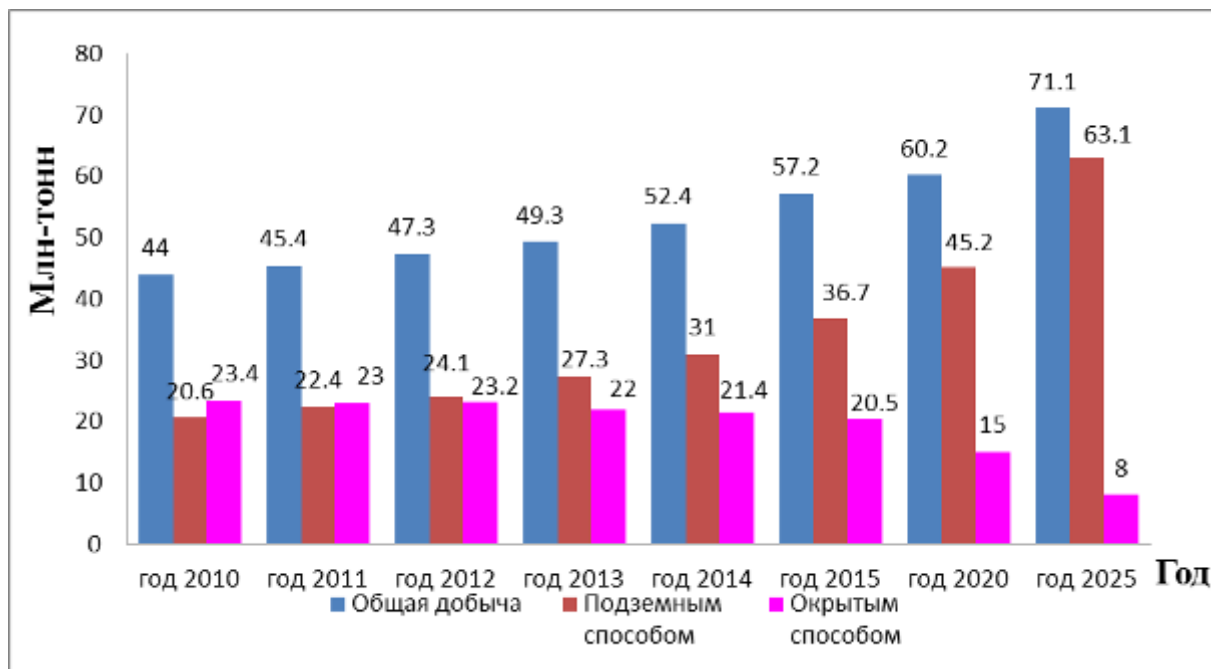


Рис. 1.3. Общая добыча угля во Вьетнаме в период с 2010 по 2015 г. и прогноз добычи до 2025 г.

В фонд действующих угледобывающих предприятий Вьетнама по состоянию на 01.01.2016 г. входит 20 предприятий (шахты: 12, карьеры: 8). Наиболее интенсивно развита угольная промышленность в провинции Куанг Нинь, где ежегодно добывается около 45 млн т угля. Переработка угля в отрасли осуществляется на центральной обогатительной фабрике, расположенной в заливе Халонг, а также на грейдерах, расположенных в районах добычи.

В таблице 1.1 представлена динамика добычи угля за пятилетний период (с 2010 по 2020 гг.) угольной компании «Винакомин» [7].

*Таблица 1.1. Результаты работы вьетнамской угольной компании «Винакомин»
за период с 2010 по 2020 гг.*

	Угольная шахта	Добыча угля по годам. (тыс.т.)					
		2015	2016	2017	2018	2019	2020
1	Маохе	2272	2391	2405	2587	2707	2640
	+Открытый способ	11	0	0	134	264	260
	+ Подземный способ	2261	2391	2405	2453	2443	2380
2	Вангзань	4306	4593	3835	4194	4253	4900
	+ Открытый способ	525	463	154	300	305	280
	+ Подземный способ	3781	4130	3681	3895	3948	4620
3	Наммау	2450	2594	2381	2565	2800	3220
	+ Открытый способ	0	0	0	0	0	0
	+ Подземный способ	2450	2594	2381	2565	2800	3220
4	Уонгби	2940	3227	2405	3084	3112	3430
	+ Открытый способ	84	216	0	69	0	0
	+ Подземный способ	2856	3011	2405	3016	3112	3430
5	Халам	2870	3063	2668	2244	2432	2899
	+ Открытый способ	925	983	773	563	701	827
	+ Подземный способ	1945	2080	1896	1681	1730	2072
6	Тхонгньат	2240	2317	2134	2068	2134	2380
	+ Открытый способ	0	0	0	0	0	0
	+ Подземный способ	2240	2317	2134	2068	2134	2380
7	Хечам	1547	1414	1515	1586	1893	3388
	+ Открытый способ	69	118	84	45	39	1106
	+ Подземный способ	1478	1296	1431	1541	1854	2282
8	Монгзыонг	2108	2206	2268	2103	2283	2324
	+ Открытый способ	356	385	563	409	517	210
	+Подземный способ	1753	1821	1705	1694	1767	2114
9	Зыонгхюи	2740	2845	2604	2556	2829	3010
	+ Открытый способ	764	729	657	574	651	700
	+ Подземный способ	1975	2115	1947	1982	2178	2310
10	Куангхань	1613	1585	1442	1558	1799	2100
	+ Открытый способ	463	378	265	287	281	280
	+ Подземный способ	1149	1207	1177	1271	1518	1820
11	Другие шахты	39932	40370	37572	34342	25332	26809
12	Всего:	65019	66606	61229	58888	51605	56280
	+ Открытый способ	37132	36607	32533	28832	23563	25340
	+ Подземный способ	27887	29999	28696	30057	28042	30940

Внутренний спрос на потребление угля народным хозяйством Социалистической Республики Вьетнам по данным Вьетнамской угольной корпорации “ВГУК” представлен в таблице 1.2.

Таблица 1.2. Спрос на использование угля в национальной экономике Вьетнама с 2010 по 2035 гг.

№	Наименование потребителей	Потребление по годам (тыс.тонн)			
		2020	2025	2030	2035
1	Энергетика	59.470	86.008	119.368	127.502
2	Цементная промышленность	5.719	6.604	6.676	6.676
3	Металлургическая промышленность	5.276	7.189	7.189	7.189
4	Удобрения, химикаты	5.023	5.023	5.023	5.023
5	Другие потребительские нужды	5.796	6.092	6.403	6.729
Всего		5.796	81.285	110.916	144.658

На рис. 1.4. изображено соотношение различных категорий средств крепления лав при подземной добыче угля. При выемке полезных ископаемых в лаве, используются различные средства защиты и регулирования горного давления – гидравлические передвижные стойки – 35,53%, индивидуальные гидравлические стойки – 18,85%, гидравлические опоры ЗН или GK – 17,74%, деревянные стойки – 6,47%, комплексно-механизированные опоры – 2,7%. [7]

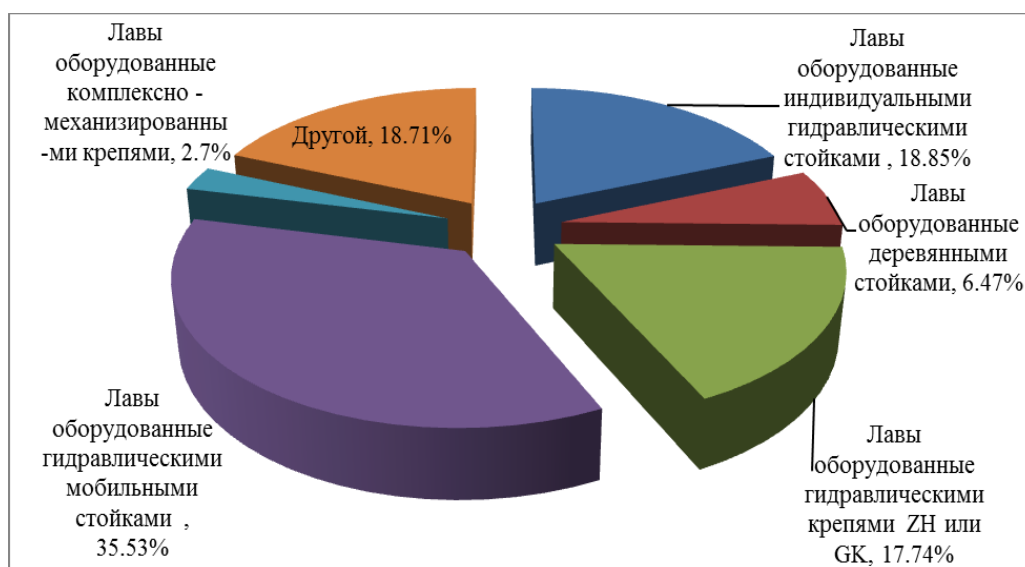


Рис. 1.4. Соотношение различных категорий средств крепления лав при подземной добыче угля

1.2. Основные направления развития конвейерного транспорта в шахтах Вьетнама.

До недавнего времени в стране использовались преимущественно старые технологии добычи угля, из-за чего производительность труда была весьма низкой и составляла всего лишь 1,5-3 т в смену, а скорость отработки пластов составляла всего ~18-25 м/месяц. В связи с этим подразделения «Института энергетики и горного дела» стали усиленно внедрять новые технологии, позволяющие значительно повысить уровень добычи угля на длинных забоях. В течении следующих 10-20 лет Вьетнам планирует использовать механизированное и автоматизированные оборудования для разработки подземных угольных пластов, что позволит сократить ручной труд, повысить безопасность и эффективность эксплуатации и управления ее процессом при помощи компьютеров. Тем не менее возможность полного их применения все еще ограничено в некоторых существующих шахтах. Этому способствуют сложные условия каждого из месторождений, тонкие пласты, низкие запасы и др. Отсюда следует, что внедрение автоматизированного и механизированного процесса добычи угля в стране все еще находится на начальном этапе (см. раздел 1.3, глава II).

На данный момент, часть вьетнамских угледобывающих компаний (Хечам, Вангзань, Наммау и др.) уже внедрило в свои работы некоторые современные технологии, такие как механизация добычи угля на длинных забоях, применение и тестирование комбайн машин, СК с мобильной гидравлической стойкой. В сочетании с различными вспомогательными оборудованиями удастся также максимизировать производительность дозатора угля.

Благодаря опросу ряда крупных угледобывающих компаний в Куанг Нинь (Монгзыонг, Хамист, Хечам, Тонгхат, Маохе, Вангданх и Куангхань), выяснилось, что количество годового спроса на СК значительно возросло (более 300 единиц всех видов).

Помимо этого, опрос также предоставил информацию о количестве и типах СК, используемых ныне в некоторых подземных угольных шахтах [9].

Таблица 1.3. Типы СК, используемых угледобывающими компаниями в КуангНинь.

№	Название компании	Обозначение	Место производства	Мощность (kW)	Длина (m)	Количество (Комплект)
1	Хечам	SGZ 630/2x110	Китай	2x110	180	01
2		SGB 620/2x110	Китай	2x110	150	01
3		SZB 730/ 75	Китай	75	25	01
4		SGB 620/400	Китай	400	220	25
5		SGB 420/30	Китай	30	80	10
6		СП-70/СП-70	СССР	55x2	150	01
7		C-14	Вьетнам	15	80	13
1	Халам	SKAT-60	Вьетнам	15	292,5	62
2		SKAT-60	Вьетнам	18	366,4	3
3		SKAT-60	Вьетнам	18.5	762,7	13
4		SKAT-60	Вьетнам	22	290	5
5		SGB 420/22	Китай	22	50	1
6		SGB 420/300	Китай	300	180	2
7		SGB 420/300	Китай	300	155	2
8		SGB 620/40	Китай	40	70	1
1	Дуонгхай	SKAT-80	Вьетнам	15	80	30
2		SGB 420/300	Китай	300	200	29
1	Тонгхат	SKAT-80	Вьетнам	18,5	100	8
2		SGB 420/300	Китай	300	200	42
3		SGB 620/400	Китай	400	200	8
4		PRP-150	СССР	22	30	01
1	Маохе	SKAT-80	Вьетнам	15	80	107
2		C-МП	Вьетнам	11	60	08
1	Монгзыонг	C14	Вьетнам	30	80	12
2		SGB 420/220	Китай	220	200	12
3		СП-70	СССР	45 x 2	150	04

№	Название компании	Обозначение	Место производства	Мощность (kW)	Длина (m)	Количество (Комплект)
1	Куангхань	SGB 420/22N	Китай	220	180	21
2		SGB 420/220	Китай	220	180	02
3		SGB-320/170	Китай	170	180	01
4		SKAT-80	Вьетнам	18,5	80	14
5		SKAT-80	Вьетнам	18,5	80	04
6		SKAT-80	Вьетнам	22	50	03
7		SKAT-80	Вьетнам	30	50	03
8		SKAT-80	Вьетнам	22	50	02
9		SKAT-80	Вьетнам	30	50	10
1	Вангданх	SKAT-80	Вьетнам	15-22	50	147
2		SGB-420/22	Китай	22	50	04
3		СП-70	СССР	45	63	02
1	Халонг	SGD-420/22	Китай	22	80	09
2		SGD-320/17	Китай	17	80	42
3		SGD-280/ 7,5	Китай	7,5	80	23
4		SKAT-80	Вьетнам	18,5	80	98
1	Хонгай	C-14 M	Вьетнам	15	120	02
2		SKAT-80	Вьетнам	15	80	61
3		СП-70	СССР	45	63	02
4		SGD-280/ 7,5	Китай	7,5	40	06
1	Уонгби	SKAT-80	Вьетнам	15	80	97
2		SGD-420/220	Китай	220	180	51
3		SGD-420/300	Китай	300	180	21
1	Строительств о-шахт	SKAT-80	Вьетнам	150	160	10
2		CP- 70	СССР	30	180	01
3		SGD-280/11C	Китай	110	160	02

№	Название компании	Обозначение	Место производства	Мощность (kW)	Длина (m)	Количество (Комплект)
Всего:						1078

В табл. 1.3 собраны различные типы СК, произведенные разными странами, такими как Россия (СССР), Китай, Польша и др. Некоторые типы конвейеров уже изготавливаются внутри страны, а внедрение технологий добычи угля с каждым днем все больше соответствуют геологическим условиям и населению Вьетнама.

В настоящее время Вьетнам продвигает политику подземной добычи полезных ископаемых с применением науки и технологий на всех этапах промежуточной и горной транспортировки. Особое внимание уделяется транспортировке, а именно ее автоматизации. Такой ход позволит повысить безопасность и эффективность производства, параллельно снижая рабочую нагрузку.

1.3. Анализ работ, посвященных вопросам повышения эффективности шахтного конвейерного транспорта.

Скребковый конвейер (СК) – один из ключевых узлов механизации и автоматизации добычи угля. В вопросах его внедрения в процессы угледобычи, Вьетнам придерживается смешанной политике – импорт оборудования из-за границы и местная разработка с участием таких организаций, как «Институт энергетики и горного дела» [11], «Уонгби» [7], осуществляющих проектирование и разработку отдельных агрегатов и устройств.

В 2007 года Институтом геотехнической инженерии был спроектирован и произведен первый в стране СК. Первый продукт GZ-620/110 – 800 т/ч - (80-200) м, который в том же году был принят на вооружение [12].

В 2014 году во Вьетнаме продолжили производство и модернизацию СК MC-630x190/2x(75-150).

К 2018 году на угольном месторождении Куанг Нинь установили крупнейшее во всем Вьетнаме горнодобывающее оборудование – GZ-830/220 – (1200-1900) т/ч - (80-240) м [5].

1.4. Скребковые конвейеры. Структура систем управления

1.4.1. Описание объекта

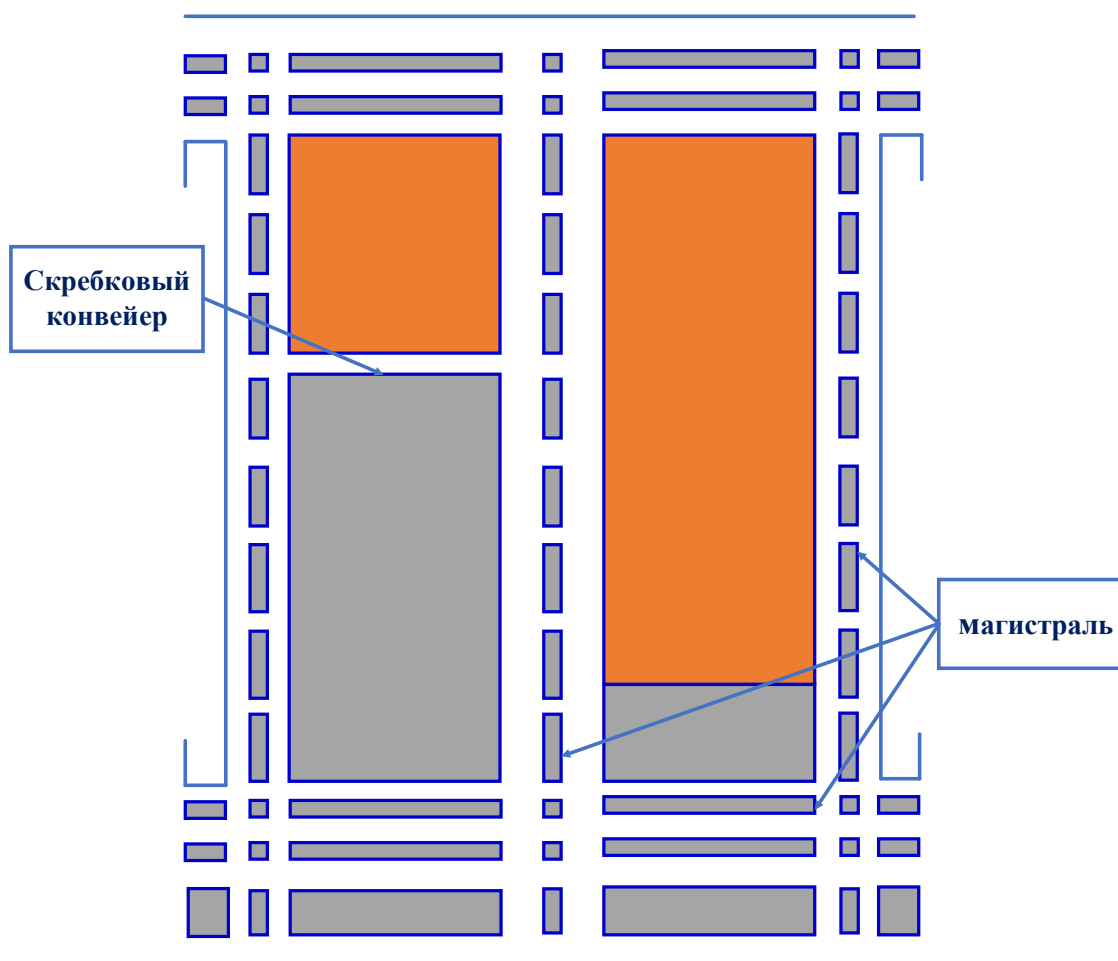


Рис. 1.5. Схема добычи угля на длинных забоях

Лонгвалл (длинный забой) — это непрерывный процесс добычи, который используется для извлечения угля из тонких, горизонтально лежащих, подземных месторождений. Процесс разработки длинных стен возник в европейских угольных шахтах в столетии. Однако только в 1990-е годы, после реализации ряда значительных технических достижений, технология разработки длинных пластов получила широкое распространение [13]. На сегодняшний день на долю длинномерной добычи приходится 20,5% добычи сырого черного угля во Вьетнаме и 86,0% всей подземной добычи черного угля во Вьетнаме.

Обычно используются два метода Лонгвалл добычи: отступная и предварительная. Как правило, в австралийских шахтах с длинными забоями применяется метод отступной добычи. В Вьетнамских же шахтах с забоями,

расположенных на большей глубине и имеющие более плохие кровельные условия, используют метод предварительной добычи.

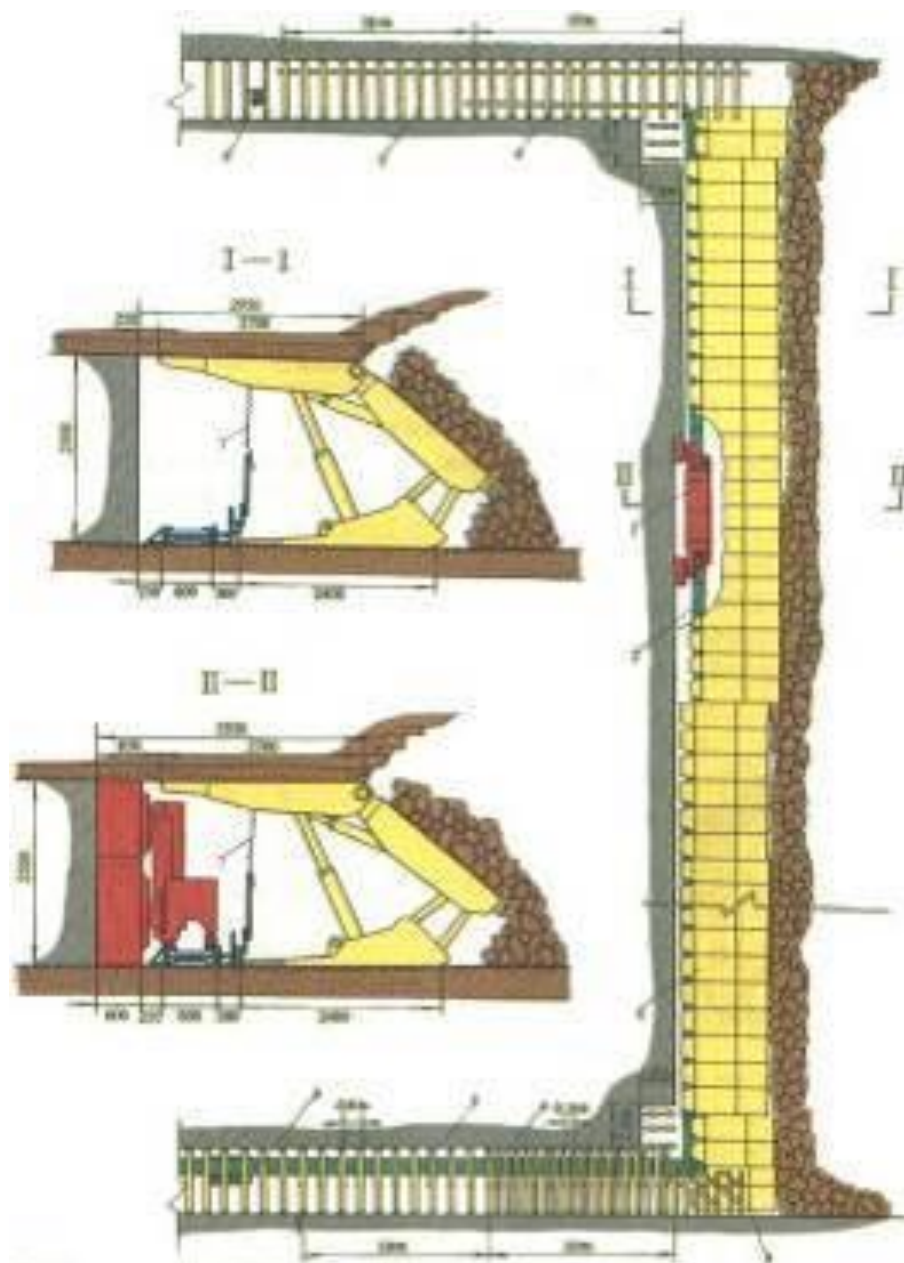


Рис. 1.6. Технологическая схема разработки угольного пласта

Как только панель Лонгвалла будет отработана, оборудование, такое как опоры кровли, перемещается на лицевую часть следующего забоя. Сильно нагруженные и поврежденные компоненты, такие как бронированный лицевой

конвейер, отправляются на сервисное обслуживание. Этот цикл обычно продолжается в течение всего срока службы шахты [14][15][16].

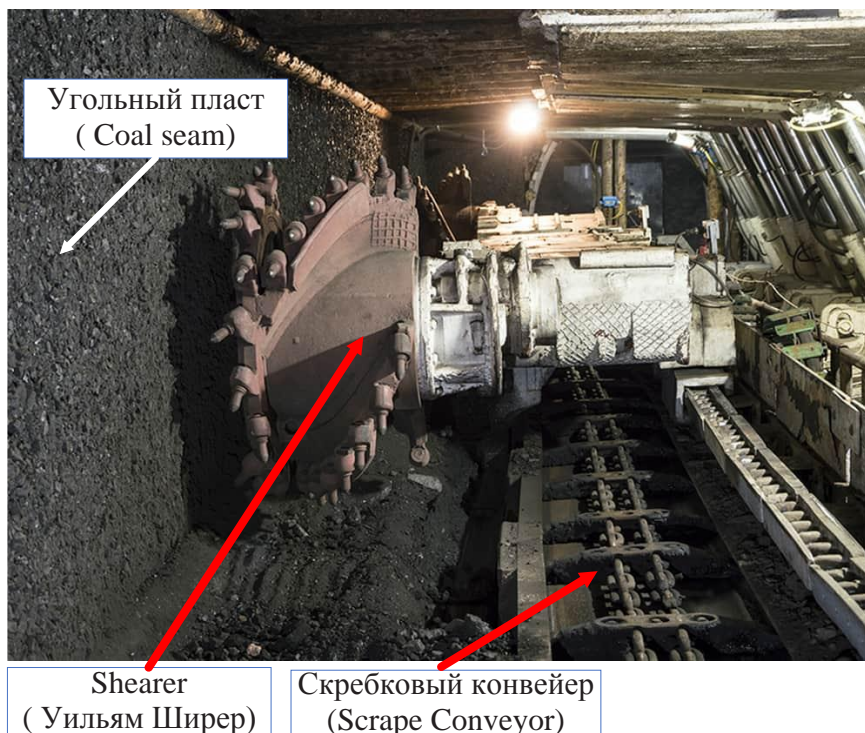


Рис. 1.7. Добыча угля в шахте.

1.4.2. Электрическая система

На шахту подается напряжение питания, которое понижается первичным поверхностным трансформатором. Это напряжение питает шахтную сеть, наземное оборудование и подземный рудник [13].

В подземном положении напряжение снова понижается вторичным трансформатором. Это напряжение используется для питания насосов, подземных машин и длинных стен. Напряжение подается на распределительный блок управления (DCB), который подает питание на электрические элементы на длинной стенке. DCB соединяет концевые кабели нескольких горных машин с одним фидерным кабелем. Каждый кабельный разъем имеет свой собственный контактор или автоматический выключатель, со своими собственными средствами управления и защиты.

Синхронный Двигатель СДПМ



Рис. 1.8. СК модель SGZ-630/110: 180(м)- 2x110(кВт) -900(тон/ч) [11].



Рис. 1.9. Модель SGZ-800/630: 240(м)-2x200 (кВт) -1.950(тон/ч), имеющий два двигателя в головной и в хвостовой части СК.

Как правило, полюсные, асинхронные двигатели фазы используются для управления СК. Они запускаются путем прямого онлайн-переключения, а их последовательность запуска контролируется ПЛК.

В нашей работы динамическое воздействие электрической системы не учитывается, а напряжение, подаваемое на двигатели, будет напрямую контролироваться.



Рис.1.10. Типичный агрегат лотк-линии.

1.4.3. Схема управления СК

Схема управления включает следующие основные блоки [5]:

- Управляющее устройство (программируемый контроллер) - является исполнителем алгоритмов управления и контроля процесса транспортировки.

- Конвейерная полоса, включающий в себя цепь (предназначена для соединения скребков с приводом) и скребки (представлены пластинами, которые передают механическое воздействие материалу на момент его транспортировки);

- Датчики контроля процесса транспортировки:

- Д1: датчик контроля скорости рабочего органа конвейера;

- Д2: датчик температуры;

- Д3: датчик заполнения спрессованной горной массой полостей и зазоров;

- Д4: датчик обрыва цепи.

- Приводная станция представлена сочетанием электрического двигателя и привода, который передает вращение;

- Концевая головка предназначена для передачи усилия на основной элемент конструкции.

На рис. 1.11 представлена блок-схема процесса организации управления СК.

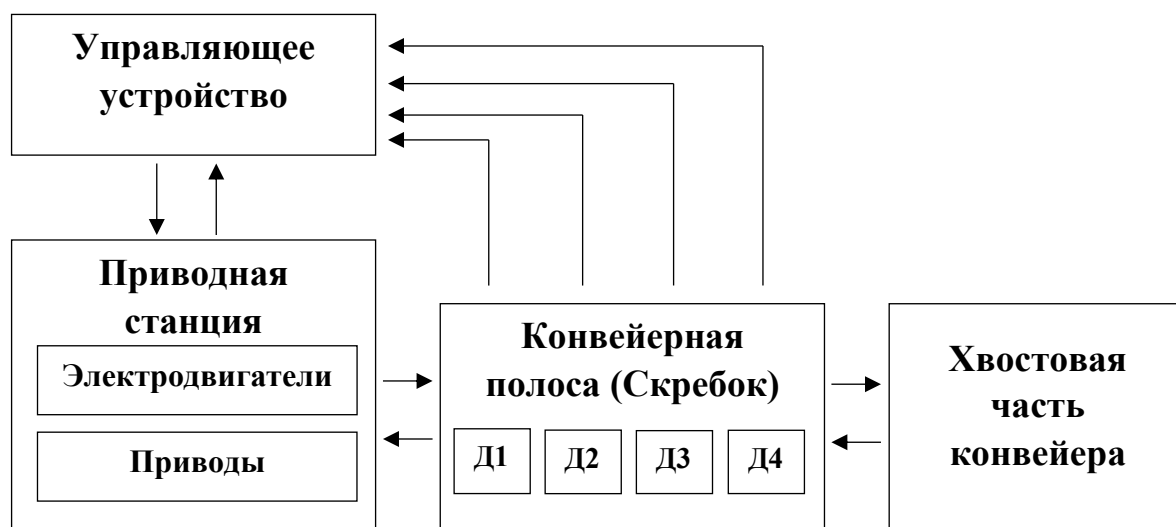


Рис. 1.11. Блок-схема организации управления СК.

В настоящее время перспектива повышения эффективности и надежности процесса управления СК, связана с возможностью изменять пусковые режимы многоприводных конвейеров путем управления электродвигателями головного и хвостового приводов, в т.ч. путем последовательного включения первой и второй скоростей. Нами было проведено теоретическое исследование режимов управления СК с целью построения более эффективных алгоритмов его запуска и остановки.

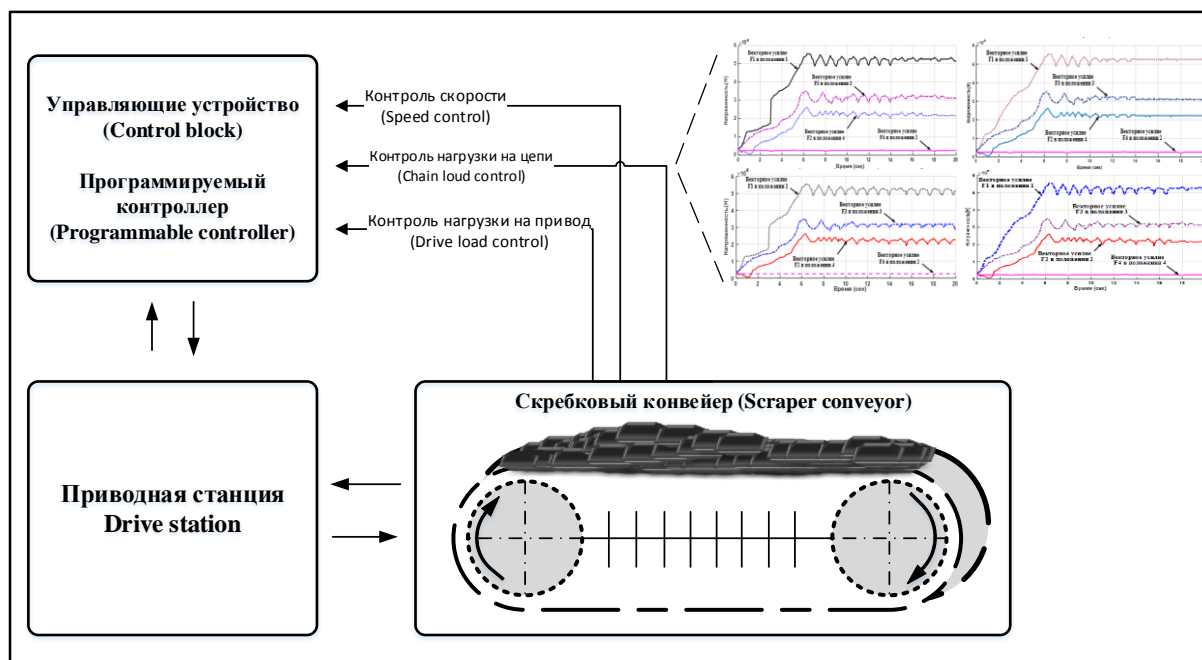


Рис. 1.12. Схема организации управления СК [5].

1.5. Анализ возможного использования мягких вычислительных моделей при управлении шахтным конвейерным транспортом

СК представляет собой сложную нелинейную систему, на которую воздействует множество внешних факторов, таких как:

- изменение нагрузки в зависимости от угольного пласта;
- трение между лестничным слоем и желобом;
- трение между слоями;
- трение между скребями и углем;
- трение коробки передач (Поскольку цепь состоит из множества петлевых элементов, влияющих друг на друга и фрикционно взаимодействующих друг с другом).

В сложной нелинейной системе, если применяется только обычный и классический регулятор (прим.: ПИД), частично обеспечиваются только требуемые динамические характеристики. Следовательно, для поиска оптимальных решений по снижению воздействия внешними факторами СК, необходимо применять более современные алгоритмы, соответствующие «Стандартам оптимизации переходных процессов»:

- ISE: Интеграл квадрата ошибки;
- IAE: Интеграл абсолютной величины ошибки;
- ITAE: Интеграл времени, умноженный на абсолютное значение ошибки.

1.5.1. Нечеткое управление сложными системами

С момента появления нечетких множеств, введенных Заде Л.А. [18] в 1965 году, нечеткое управление стало новой парадигмой автоматизации. Его логическое обоснование можно резюмировать в заявлении Заде: «С ростом сложности точные утверждения теряют смысл, а значимые утверждения теряют точность». Отсюда следует, что нечеткое управление — это попытка решить проблемы возрастающей сложности контролируемых процессов и задач, которые должны решать системы автоматического управления. Если быть конкретнее, то

нечеткое управление может быть выгодной альтернативой традиционным методам управления, если выполняются следующие условия [19]:

- управляемый процесс демонстрирует ярко выраженное нелинейное поведение;
- отсутствует математическая модель процесса по причине высоких затрат на моделирование или процесс недостаточно понятен;
- экспертные знания играют ключевую роль в управлении процессом и должны быть приобретены и использованы для автоматического управления;
- многомерная нелинейная зависимость (прим.: закон управления) должна быть представлена так, чтобы ее можно было легко понять и модифицировать.

Нечеткие системы управления можно рассматривать в различных аспектах: нечеткий регулятор можно рассматривать как нелинейный, описываемый лингвистическими правилами, а не дифференциальными уравнениями; систему можно рассматривать как реализацию экспертом стратегии управления. Понимание функционирования нечетких систем управления и ее взаимодействия с объектом и другими компонентами системы автоматического управления, требует знания нечеткой логики и теории управления.

1.5.2. Метод роя частиц

Предложенный Кеннеди, Эберхартом и Ши в 1995 году [21], Метод роя частиц (МРЧ) стал эффективным стохастическим подходом к эволюционному моделированию. С тех пор он используется в различных областях применений и исследований, успешно предоставляя оптимизированные решения. Этот метод имитирует социальное поведение индивидумов в стае птиц или косяков рыб, ищущих подходящее место для кормежки (глобальный оптимум). МРЧ не зависит ни от начальных условий, ни от знания точного градиента оптимизируемой функции. Поскольку он зависит только от значения целевой функции, МРЧ менее затратен и намного проще реализуется. Еще одно преимущество МРЧ – низкие требования к ЦП и памяти. Результаты экспериментов показывают, что способность локального поиска вокруг оптимумов очень плохая по сравнению с глобальным поиском МРЧ [22],[23],[24]. Это приводит к преждевременной конвергенции проблем, в которых существует несколько оптимумов и, следовательно, снижает производительность.

1.5.3. Алгоритм оптимизации сбора бактерий

ОСБ – новичок в семействе природных алгоритмов оптимизации, таких как генетический алгоритм [27], эволюционное программирование [28] и эволюционная стратегия [29], доминирующих в эволюционном моделировании уже более пятидесяти лет. Пассино (Passino) в 2002 году предложил ОСБ, следуя тенденции МРЧ [21] и муравьиного алгоритма [30], нашедших свое применение в этой сфере и доказавших свою эффективность в ней [7].

Ключевая идея этого алгоритма – применение стратегии группового кормодобывания роя бактерий *E.coli* с целью оптимизации мультиоптимальных функций. Бактерии ищут питательные вещества таким образом, чтобы получить максимальную энергию в единицу времени. Отдельная бактерия также общается с другими, посылая сигналы. Бактерия принимает решение о добыче пищи после рассмотрения двух предыдущих факторов. Процесс, в котором бактерия перемещается небольшими шагами в поисках питательных веществ, называется хемотаксисом, и является ключевой идеей ОСБ – имитация метатоксического движения виртуальных бактерий в проблемном поисковом пространстве.

С момента своего создания ОСБ привлек внимание многих исследователей из различных областей знаний. ОСБ изрядно пытались гибридизировать с другими алгоритмами, изучая тем самым отдельные его локальные и глобальные поисковые свойства. Алгоритм уже применяется ко многим реальным задачам и доказал свою эффективность на многих вариантах генетического алгоритма и МРЧ. Математическое моделирование, адаптация и модификация алгоритма могут стать важной частью исследований ОСБ в будущем.

Глава 2. Разработка и исследование математической модели функционирования скребкового конвейера

2.1. Модель скребкового конвейера и критерии оценки эффективности

2.1.1. Конечно-элементная модель цепи и моделирование СК

Прежде всего, для построения конечно-элементной модели, цепь СК будем рассматривать как вязкоупругое тело. Теоретический анализ и эксперименты [34, 35] показывают, что более подходящим для описания характеристик цепи является модель «Кельвина-Фойгта», представленная на рис. 2.1.

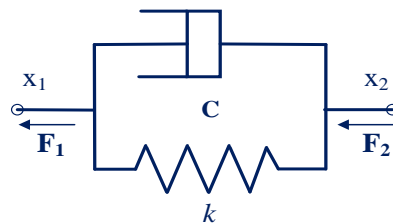


Рис. 2.1. Модель «Кельвина-Фойгта»

$$F = k(x_2 - x_1) + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (2.1)$$

$$K = K_{(F)}$$

где k – коэффициент жесткости цепи, являющийся функцией структурных параметров и натяжения цепи;

c – коэффициент вязкого демпфирования цепи. (Может быть определен экспериментально, и обычно рассматривается вместе с вязкостью материала).

Цепь разделим на n сегментов и m конечных элементов с сосредоточенными массами, объединенных моделью «Кельвин-Фойгт» (рис. 2.2). На каждую сосредоточенную массу элементов также влияют внешние возбудители и сопротивление трения.

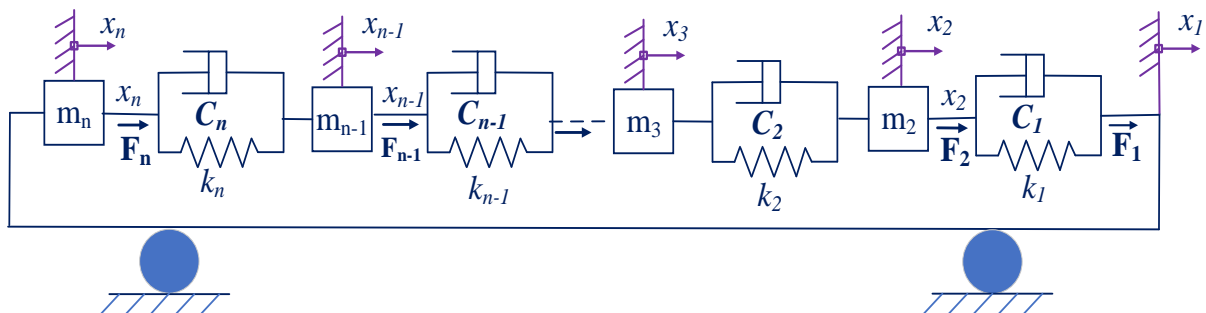


Рис. 2.2. Конечно-элементная модель цепи.

Если каждая масса элементов считается постоянной, динамическое уравнение будет иметь вид:

$$m_i^{**} \ddot{x}_i + c_i(\dot{x}_i^* - \dot{x}_{i-1}^*) + c_{i+1}(\dot{x}_i^* - \dot{x}_{i-1}^*) + k_i(x_i - x_{i-1}) + k_{i+1}(x_i - x_{i+1}) = f_{i(t)} \quad (2.2)$$

Однако из-за непрерывного движения цепи, положение каждой массы постоянно меняется. В таком случае стоит применить один из двух методов координатного представления:

— Метод замены координат. Часто используется при анализе динамики непрерывной цепи. В рамках исследования, поскольку скорость транспортировки материала относительно скорости движения цепи достаточно мала, использование данного метода может удовлетворить технические требования и значительно упростить нашу задачу.

– Метод движущихся координат. Более логичный и точный метод, но увеличивающий при этом нагрузку на анализы и расчеты. Данный метод больше подходит для таких случаев, когда характеристики элемента сильно зависят от координат.

Для изучения динамических характеристик СК, воспользуемся методом замены координат.

Если рассматривать каждую массу элементов как переменчивую, то динамическое дифференциальное уравнение будет иметь вид [34], [35]:

$$\begin{aligned} F_{(i+1)(t)} - F_{i(t)} + f_{i(t)} &= \frac{d}{dt}(m_i \cdot v_i) \\ F_{i(t)} &= c_i(\dot{x}_i^* - \dot{x}_{i-1}^*) + k_i(x_i - x_{i-1}) \\ F_{(i+1)(t)} &= c_{i+1}(\dot{x}_{i+1}^* - \dot{x}_i^*) + k_i(x_{i+1} - x_i) \end{aligned} \quad (2.3)$$

Таким образом, уравнение (2.2) примет вид:

$$\begin{aligned} m_i^{**} \ddot{x}_i + c_i(\dot{x}_i^* - \dot{x}_{i-1}^*) + c_{i+1}(\dot{x}_i^* - \dot{x}_{i-1}^*) + \frac{dm}{dt} \dot{x}_i^* + k_i(x_i - x_{i-1}) \\ + k_{i+1}(x_i - x_{i+1}) = f_{i(t)} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Данная конечно-элементная модель цепи может быть использована в формировании динамической конечно-элементной модели СК.

Построение модели СК начнем с объединения полученной нами конечно-элементной модели цепи с приводной системой, без учета упругости желоба и изгиба корпуса [35] (рис. 2.3).

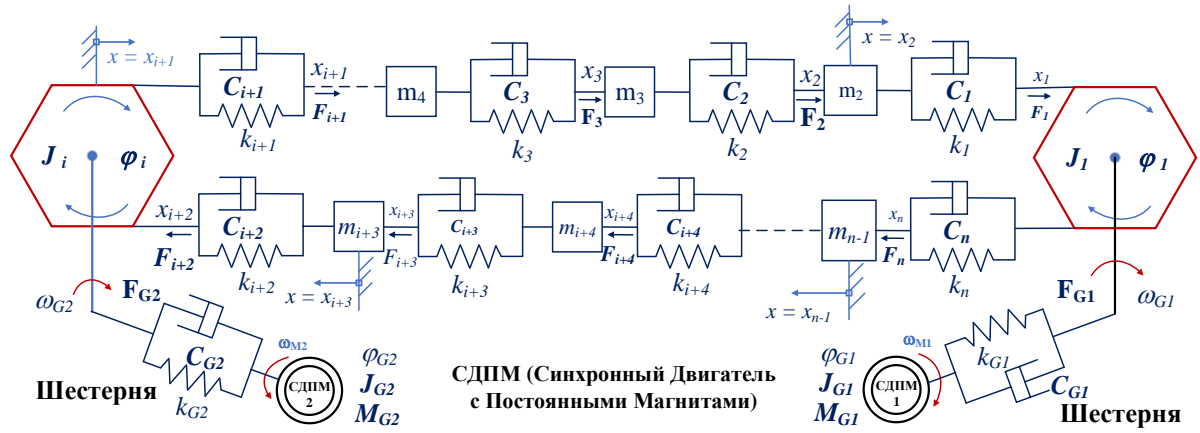


Рис. 2.3. Структурная схема двухстороннего приводного СК.

Динамическое уравнение [35,39]:

$$\begin{aligned}
 J_{10}^{**} \ddot{\varphi}_{10} + k_{n+1}(\varphi_{10}^* - \varphi_1^*) + c_{n+1}(\dot{\varphi}_{10}^* - \dot{\varphi}_1^*) &= M_{10(t)} \\
 J_1^{**} \ddot{\varphi}_1 + k_{n+1}(\varphi_{10}^* - \varphi_1^*) + c_{n+1}(\dot{\varphi}_{10}^* - \dot{\varphi}_1^*) + (F_{1(t)} - F_{n(t)})R_1 &= 0 \\
 \frac{d(m_j \dot{x}_j^*)}{dt} &= F_{1(t)} - F_{2(t)} - W_2 \\
 &\vdots \\
 \frac{d(m_j \dot{x}_j^*)}{dt} &= F_{(j-1)(t)} - F_{j(t)} - W_j \\
 &\vdots \\
 J_i^{**} \ddot{\varphi}_i + k_i(\varphi_i^* - \varphi_{i0}^*) + c_i(\dot{\varphi}_i^* - \dot{\varphi}_{i0}^*) + (F_{i(t)} - F_{(k+1)(t)})R_i &= 0 \\
 J_{i0}^{**} \ddot{\varphi}_{i0} + k_i(\varphi_{i0}^* - \varphi_i^*) + c_i(\dot{\varphi}_{i0}^* - \dot{\varphi}_i^*) &= M_{i0(t)} \\
 &\vdots \\
 \frac{d(m_n \dot{x}_n^*)}{dt} &= F_{(n-1)(t)} - F_{n(t)} - W_n
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

где $M_{10(t)}$, $M_{i0(t)}$ – крутящий момент для двухстороннего привода (Н.м);

k_{n+1} , c_{n+1} – преобразованный коэффициент жесткости и коэффициент демпфирования головного привода;

k_i , c_i – преобразованный коэффициент жесткости и коэффициент демпфирования хвостового привода;

J_{10}, J_{i0} – момент инерции головного и хвостового привода соответственно;

$J_1, J_i, \varphi_1, \varphi_2, R_1, R_2$ – момент инерции, угол и радиус тангажа

головного и хвостового устройств соответственно.

$$F_j = k_j(x_j - x_{j+1}) + c_j(x_j^* - x_{j+1}^*) \rightarrow \text{when: } j \neq 1, n, 1, k+1$$

$$F_i = k_{i+1}(\varphi_i R_2 - x_{i+2}) + c_{i+1}(\varphi_i^* R_2 - x_{i+2}^*)$$

$$F_n = k_n(x_n - \varphi_1 R_1) + c_n(x_n^* - \varphi_1^* R_1)$$

$$F_1 = k_1(\varphi_1 R_1 - x_2) + c_1(\varphi_1^* R_1 - x_2^*)$$

$$F_{k+1} = k_{k+1}(x_{k+1} - \varphi_i R_2) + c_{k+1}(x_{k+1}^* - \varphi_i^* R_2)$$

W_j – сопротивление движению j -й частицы.

При испытании СК в условиях большой ударной нагрузки (напр.: приковывание, пуск) или натяжения цепи, необходимо также учитывать воздействие желоба и влияние зазора для получения более точных результатов [6]. Таким образом, конечная структурная схема модели СК будет иметь вид:

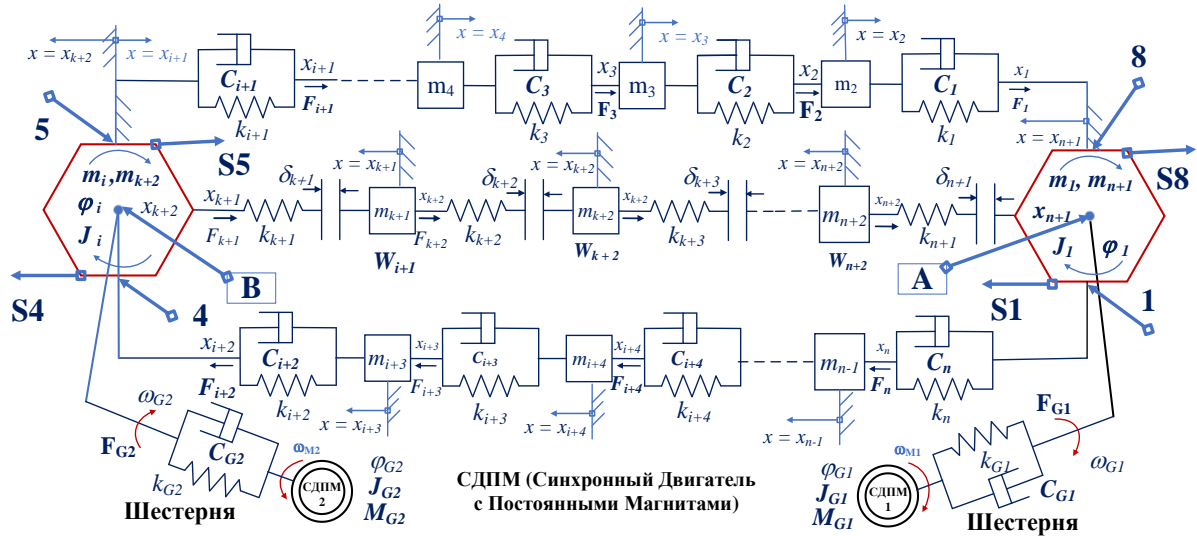


Рис. 2.4. Структурная схема модели СК.

Динамическое уравнение:

$$\begin{aligned}
J_A \ddot{\varphi}_A + k_A(\varphi_A - \varphi_1) + c_A(\dot{\varphi}_A - \dot{\varphi}_1) &= M_A \\
J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_A(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_A) + c_A(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_A) + (F_{1(t)} - F_{n(t)})R_A &= 0 \\
\frac{d(m_2 \dot{x}_2)}{dt} - F_1(t) + F_2(t) + W_2 &= 0 \\
\vdots \\
J_B \ddot{\varphi}_B + k_B(\varphi_B - \varphi_{i+2}) + c_B(\dot{\varphi}_B - \dot{\varphi}_{i+2}) &= M_B \\
J_n \ddot{\varphi}_n + k_B(\dot{\varphi}_{i+2} - \dot{\varphi}_B) + c_B(\dot{\varphi}_{i+2} - \dot{\varphi}_B) + (F_{(i+2)(t)} - F_{(i+1)(t)})R_n &= 0 \\
\frac{d(m_{i+3} \dot{x}_{i+3})}{dt} - F_{(i+3)(t)} - F_{(i+2)(t)} - W_{i+3} &= 0 \\
\frac{d(m_n \dot{x}_n)}{dt} + F_{n(t)} - F_{(n-1)(t)} - W_n &= 0 \\
m_{n+1} \ddot{x}_{n+1} + F_{(n+1)(t)} - F_{1(t)} - F_{2(t)} + W_{n+1} &= 0 \\
m_{n+2} \ddot{x}_{n+2} + F_{(n+2)(t)} - F_{(n+1)(t)} + W_{n+2} &= 0 \\
\vdots \\
m_{k+1} \ddot{x}_{k+1} + F_{(k+1)(t)} - F_{1(t)} + W_{n+1} &= 0 \\
m_{k+2} \ddot{x}_{k+2} + F_{(i+2)(t)} + F_{(i+1)(t)} - F_{(k+1)(t)} + W_{n+2} &= 0
\end{aligned} \tag{2.6}$$

где

$$\begin{aligned}
F_{1(t)} &= k_1(\varphi_1 R_1 - x_2 - x_{n+1}) + c_1(\dot{\varphi}_1 R_1 - \dot{x}_2 - \dot{x}_{n+1}) \\
F_{j(t)} &= k_j(x_j - x_{j+1}) + c_1(\dot{x}_j - \dot{x}_{j+1}) \rightarrow i \geq j \geq 2 \text{ and } n-1 \geq j \geq i+3 \\
F_{(i+1)(t)} &= k_{i+1}(x_{i+1} - \varphi_{i+2} R_{i+2} + x_{k+2}) + c_{i+1}(\dot{x}_{i+1} - \dot{\varphi}_{i+2} R_{i+2} + \dot{x}_{k+2}) \\
F_{(i+2)(t)} &= k_{i+2}(\varphi_{i+2} R_{i+2} + x_{k+2} - x_{i+3}) + c_{i+2}(\dot{\varphi}_{i+2} R_{i+2} + \dot{x}_{k+2} - \dot{x}_{i+3}) \\
F_{n(t)} &= k_n(x_n - \varphi_1 R_1 + x_{n+1}) + c_n(\dot{x}_n - \dot{\varphi}_1 R_1 + \dot{x}_{n+1}) \\
F_{N(t)} &= k_N(x_N - x_{N+1} - \delta_N) \cdot [\text{sgn}(x_N - x_{N+1} - \delta_N) + 1]/2 \rightarrow n+1 \leq N \leq k+1
\end{aligned}$$

Моделирование системы СК было произведено в программе Matlab-Simulink 20018b и представлено на рис. 2.5.

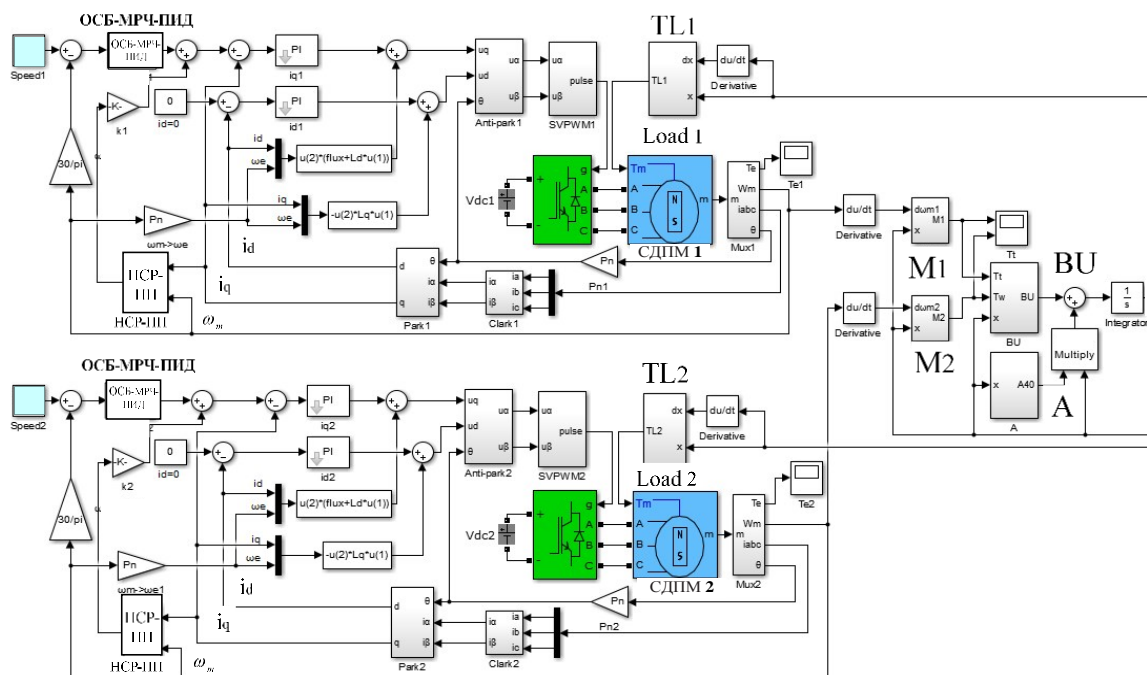


Рис. 2.5. Модель системы управления работы СК.

2.1.2. Критерии оценки эффективности работы СК

В механизированной системе, СК – устройство, которое должно работать с максимальной интенсивностью и непрерывностью. Критерии оценки эффективности работы:

- транспортировка угля и фундамент для перемещения угольных резак;
- влияние окружающей среды на оборудование и его сильному истиранию;
- возможность сгибаться в соответствии с зеркалом печи для передвижений вдоль опорной платформы;
- подходящая для угольных резак скорость загрузки угля.
- длина печи от 100 м до 250 м;
- движение конвейерной цепи со скоростью 1,0-1,5 м/с;
- наличие стабильного рабочего времени от 1-3 лет.

В связи с этим рабочие части быстро изнашиваются и выходят из строя. Среди компонентов блока привода СК наиболее важными являются: компоненты со сложной геометрией; высокая точность цепного привода; материалы с высокой износостойкостью, твердой поверхностью и высокой пластичностью.

2.2. Механизм запуска и модель СК с приводом/приводами и натяжным устройством

2.2.1. Механизм запуска СК

В этом разделе мы рассмотрим процесс запуска СК и проанализируем оптимальный контроль его натяжения, чтобы достичь плавного управления конвейером и наименьшей вибрации при запуске.

Основные динамические характеристики СК: натяжение, скорость, смещение, ускорение и общее сопротивление движению. В качестве внешних возмущающих воздействий рассматриваются движущая сила, тормозное усилие, эффект многоугольника, смещение с автоматической регулировкой системы натяжения, изменения объема породы на конвейере и другие факторы, которые напрямую влияют на нагрузки [14, 47].

Основная задача управления динамическими характеристиками СК заключается в контроле запуска установки в соответствии с разницей между установленным выходным заданием и фактическим выходом. При этом необходимо, чтобы выходные параметры удовлетворяли определенным требованиям [48].

После анализа модели выяснилось, что на начальные пусковые характеристики СК оказывают большое влияние кинетические характеристики. Оптимизация управляемых характеристик запуска, позволит нам уменьшить вибрацию рабочей системы [47].

Рассмотрим оптимальный процесс запуска СК и оптимизацию его производительности. Чтобы доказать точность результатов исследования, были проанализированы и сравнены четыре режима запуска. Способы увеличения скорости запуска для них следующие:

$$\begin{aligned} \text{а) Анти "S" тип запуска:} \quad v(t) &= \begin{cases} \frac{v_0}{T} t - \frac{v_0}{2\pi} \sin \omega_0 t & t < T = \frac{2\pi}{\omega_0} \\ v_0 & t \geq T \end{cases} \\ \text{б) Линейный запуск:} \quad v(t) &= \begin{cases} \frac{v_0}{T} t & t < T = \frac{2\pi}{\omega_0} \\ v_0 & t \geq T \end{cases} \\ \text{в) Синусоидальный запуск:} \quad v(t) &= \begin{cases} v_0 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2T} t\right) & t < T = \frac{2\pi}{\omega_0} \\ v_0 & t \geq T \end{cases} \end{aligned}$$

г) Параболический запуск:

$$v(t) = \begin{cases} \frac{v_0}{T^2} \cdot t^2 & t < T = \frac{2\pi}{\omega_0} \\ v_0 & t \geq T \end{cases}$$

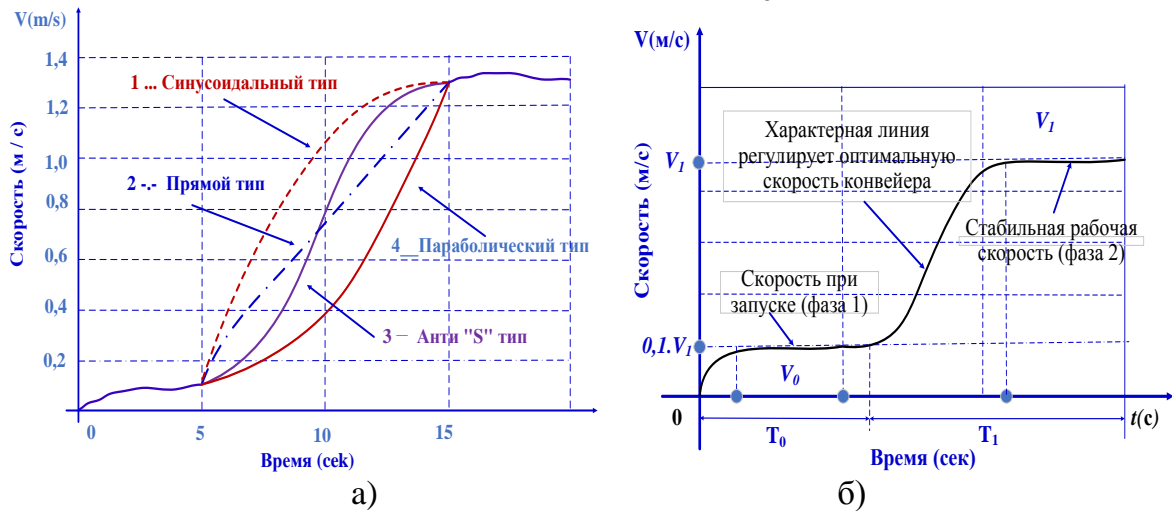


Рис. 2.6. Динамическая модель СК с основным механизмом смягчения натяжения: а) 4-е режима запуска; б) оптимальный способ запуска Анти-S типа.

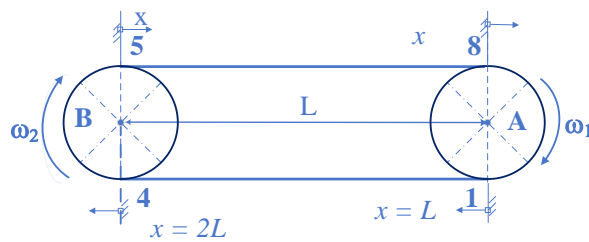


Рис. 2.7. Принципиальная схема конвейера.

2.2.2. Оптимизация запуска СК

В данном разделе мы рассматриваем решение задачи двухступенчатого запуска СК, что в конечном итоге, сводится к поиску оптимальных характеристик выходного сигнала на приводные установки [17].

Суть двухступенчатого запуска заключается в следующем: цепное колесо СК работает на низкой скорости в течение некоторого времени, затем начинает ускоряться и, в результате, достигает стабильной скорости вращения $V_1(m/c)$ [46]. Схематически этот процесс показан на рис.2.5, при $(V_0 = 0,1 \times V_1)$ и $(V_0 \times T_0 \geq \Delta l)$, где: V_0 - начальная скорость медленного пуска на первом уровне, T_0 - время пуска при скорости v_0 ; Δl - минимальный путь, проходимый СК (расстояние пробега), который больше или равен упругому удлинению цепи.

Из-за сложности математической модели системы СК, оптимизация процесса запуска конвейера по параметру скорости, рассматривается с

применением теории вязкоупругой динамики. Предполагается, что конвейер предварительно запускается последовательными микроперемещениями перед полным запуском. При запуске СК направление силы трения не изменяется, а цепь рассматривается как линейное вязкоупругое тело. Сегмент соединения звеньев цепи может быть описан моделью «Кевиль-Фойгта» [38, 39, 49]. Предполагается, что сила тяги, действующая по данной модели, и изменение отклика представляются в виде синусоидальной функции и между ними существует разность фаз φ_0 [39, 46].

$$F = F_0 \cdot e^{j\omega \cdot t} = E \cdot dl + \eta \frac{d(dl)}{dt} = (E \cdot l_0 + j \cdot \eta \cdot \omega \cdot l_0) \cdot e^{j\omega \cdot t} \quad (2.7)$$

$$dl = dl_0 \cdot e^{j\omega \cdot t - \varphi_0} = l_0 \cdot e^{j\omega \cdot t}$$

где F – упругое удлинение цепи под действием нагрузки:

$$L_\Sigma = \sum_{i=1}^n l_{0i} = F_0 * \sum_{i=1}^n l_{ai} \cdot e^{-j\varphi_1} = L_\Sigma * F_0 = L_\Sigma * L_\Sigma * E_{ai(\omega)} e^{-j\varphi_{\Sigma(\omega)}} \quad (2.8)$$

Приложенная нагрузка выражается произвольной периодической функцией. Далее представлено разложение функции в ряд Фурье:

$$F_{(t)} = \sum_{n=-\infty}^{n=\infty} c_n \cdot e^{j\omega_0 \cdot n \cdot t}; c_n = \frac{1}{T} \int_{\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} F_{(t)} \cdot e^{j\omega_0 \cdot n \cdot t}; \omega_0 = \frac{2}{\pi} \quad (2.9)$$

Положительная частота в уравнении (2.28) может быть равна $1\omega_0, 2\omega_0, 3\omega_0, \dots, n\omega_0$. Соответствующая амплитуда возмущения является суммой величин коэффициентов $c_1, c_2, c_3 \dots c_n$.

Необходимо также провести настройку процесса запуска и торможения СК для различных вариантов возмущающей нагрузки.

Следует отметить, что «идеальное» возмущение может быть представлено простым гармоническим возбуждением:

$$F_{(t)} = F_0 \sin \omega_0 t; \Delta L_{(t)} = \Delta L_0 \cdot \sin(\omega_0 t + \varphi) \quad (2.10)$$

$$U_{(t)} = A_1 \cdot L_0 \cdot x_0 \cdot \cos(\omega_0 + \varphi) + f(t) + B$$

Первичным результатом оптимизации, на основании представленных выше формул, является величина горизонтальной скорости, передаваемой на цепь колесом. Из-за ограниченного количества зубьев цепного колеса, скорость цепи отличается от тангенциальной скорости круга, что приводит к затруднению определения скорости цепи при фактическом управлении. Это связано с тем, что

в точке крепления колеса, многоугольный эффект оказывает большое влияние на наиболее удаленный скребок, передающий маневренную нагрузку – особенно во время процесса запуска. При данных ограничениях, участки тяговой цепи, которые находятся на различных расстояниях от цепного колеса привода, начинают движение поэтапно (друг за другом), вследствие чего наиболее удаленный скребок цепи начинает движение с отклонением по времени, поэтому скорость конвейера может отличаться от фактической.

Как показано в работе [50] добавление люфта в моделируемую систему с большой инерцией объекта (загруженная конвейерная линия) практически не влияет на его скорость движения в установившемся режиме. Вопросы учета больших динамических нагрузок на механический редуктор привода в момент выхода из зоны люфта (мертвой зоны, не имеющей реакции на воздействия) не рассматривались в данной работе.

$$\begin{aligned} \dot{U}^*(t) &= 2 \cdot \pi \cdot R_e \cdot n_{(t)}; \\ n_{(t)} &= \frac{\dot{U}^*(t)}{2 \cdot \pi \cdot R_e} = \begin{cases} \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot R_e} \left[\frac{V_0 t}{T} - \frac{V_0}{2 \cdot \pi} \sin \omega_0 t \right], & t \leq T \\ \frac{V_0}{2 \cdot \pi \cdot R_e}, & t \geq T \end{cases}; \\ R_e &= \frac{1}{2} R_0 \left[1 + \cos\left(\frac{\varphi_0}{2}\right) \right]; \varphi = \frac{\pi}{Z} \end{aligned} \quad (2.11)$$

где R_e – эквивалентный радиус шага звездочки (м); Z_0 – фактический радиус цепного колеса (м); Z – число зубьев цепного колеса.

Увеличение времени запуска T позволяет эффективно снизить динамическую нагрузку запуска СК. Однако, время запуска ограничено требованиями экономии энергоресурсов и возможным повышением температуры привода. Поэтому момент запуска должен быть ограничен по времени. В настоящее время достаточно мощные пускатели с регулируемой скоростью оснащены производительной системой охлаждения, которая используется для решения проблемы повышения температуры во время запуска.

Приведенные выше выражения определяют предпусковое состояние конвейера. Предварительный запуск изменяет состояние распределения натяжения цепи до стабилизации ускорения цепного колеса СК. Для реализации данного режима запуска, следует разделить процесс на двухступенчатый запуск.

Первый этап назовем пробным, а на втором этапе приводы будут работать в полную мощность. Предполагается, что цепное колесо работает на очень низкой скорости в течение некоторого периода времени, затем входит во вторую ступень, начинает ускоряться и, в итоге, достигает стабильной скорости вращения V_0 . В нормальных условиях, $V_0 \approx \Delta l$. Вследствие этого, можно гарантировать следующее условие $V_0 T_0 \geq \Delta l$. Дистанция пробега цепного колеса привода больше или равна упругому удлинению цепи. Также учитывается следующее условие:

$$T_1 = (2-3)2l/c,$$

где c – скорость распространения волны напряжения в цепи (м/с).

Исследование процесса запуска СК осуществлялось на базе модели SGZ-800/630 [51]. На рис. 2.8 представлена ее структурная схема, построенная на основе формализмов Кельвина-Фойгта. Пронумерованные 1 точки представляют собой позиции, в которых натяжение конвейерной цепи наиболее заметно изменяется. Точка 8 – пересечение головной части цепи и звездочки. Точка 4 – пересечение хвостовой части цепи и звездочки. Точки 1 и 5 – соответствующие точкам 8 и 4 точки разделения.

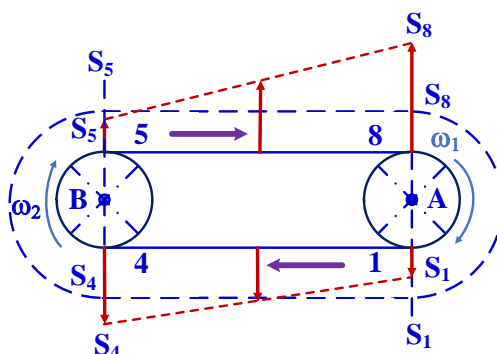


Рис. 2.8. Расчетная схема имитационной модели

При моделировании были использованы следующие параметры СК:

Таблица 2.1. Значение параметров СК.

Название параметра	Единицы измерения	Значения
Общая длина конвейера	М	$L = 240$
Транспортировочная мощность	т/ч	$Q = 450$
Скорость движения	м/с	$V_0 = 1,2$
Угол наклона конвейера	°	$\beta = 1$
Длина центральной канавки	М	$L_C = 0,63$

Высота верхней и средней канавки	М	$h_l = 0,122$
КПД передаточного устройства	%	$\eta = 0,86$
Коэффициент перегрузки двигателя	-	$\lambda_m = 2,5$
Насыпная плотность сырого угля	кг/м ³	$\rho = 1000$
Коэффициент трения цепи и угля по секционным желобам	-	$\mu_{sc} = (0,00625 \div 0,39)V$

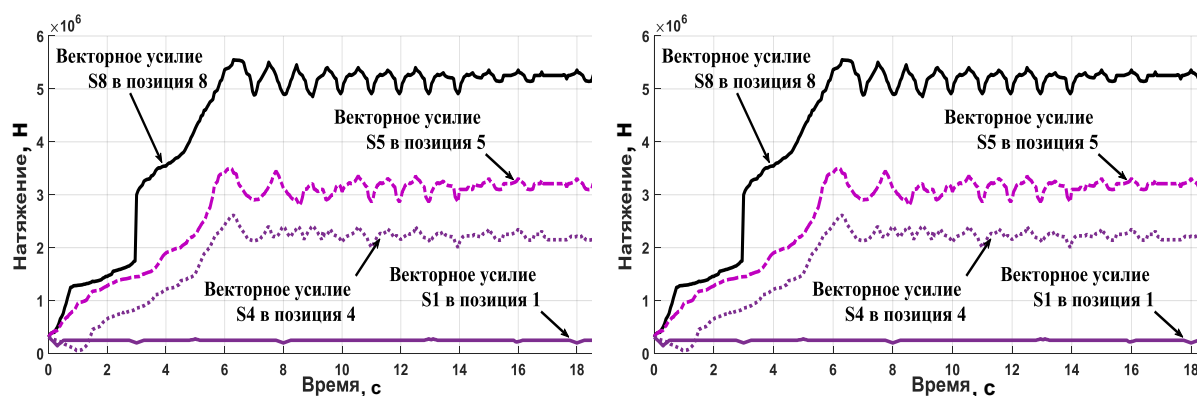
Средствами управления для двух систем привода являются СДПМ, которые контролируют скорость вращения цепного колеса СК в соответствии с известным методом [52, 53].

Номинальные параметры двух приводных систем СДПМ: мощность = 110 (кВт); скорость вращения = 1500 (об/мин); радиус окружности шага звездочки (м); число зубьев $z = 7$; стандартные размеры звена цепи $d \cdot t = 22(\text{мм}) \cdot 86(\text{мм})$. Учитывая быструю скорость передачи волны напряжения в цепи, головное и хвостовое приводные устройства цепи запускаются одновременно.

При данных мощностях двух приводных систем СДПМ, момент передачи волны напряжения в цепи происходит за достаточно короткий период времени. При этом синхронно запускаются два приводных устройства (головное и хвостовое) конвейера. Для устранения вибрации, вызванной сопротивлением сухому трению, применяется технология предварительного запуска. В этом случае два привода СДПМ работают на низкой скорости в течение 5-6 (с), прежде чем перейти в фазу ускорения с интервалом 10 (с).

Имитационное моделирование процесса запуска.

На рис. 2.9 представлены результаты имитационного моделирования. Из графиков, иллюстрирующих динамику основных параметров при различных режимах запуска видно, что выбор режима существенно сказывается на натяжении цепи в ключевых (определенных для исследования) точках СК.



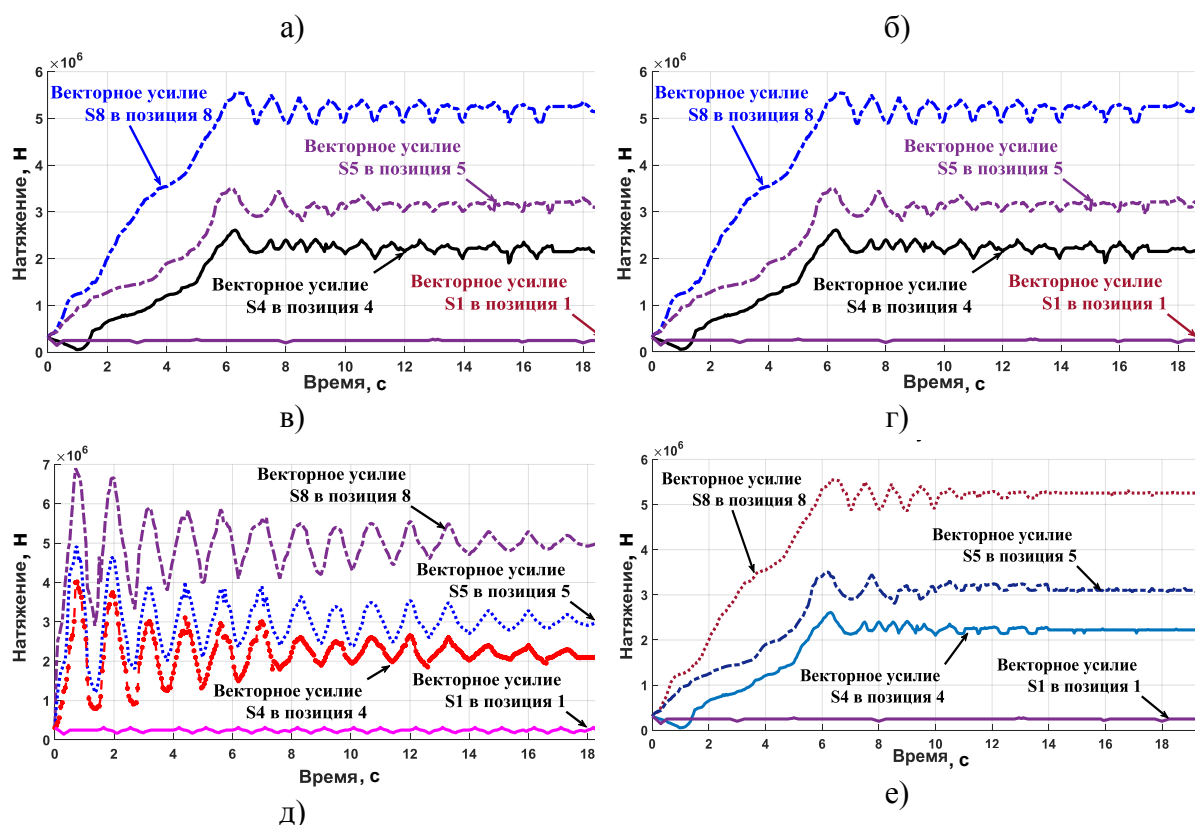


Рис. 2.9. Натяжение цепи в положениях 1-4, соответствующее: а) линейному режиму с предварительным запуском; б) Анти-S режиму запуска; в) синусоидальному режиму с предварительным запуском; г) параболическому режиму с предварительным запуском; д) прямому режиму запуска; е) Анти-S режиму без предварительного запуска.

На рисунках показано начальное натяжение в точке 8, а также натяжение в других ключевых точках при различных режимах запуска системы.

В ходе всех вычислительных экспериментов параметры модели не менялись, варьировались только режимы и функции изменения скорости запуска после предварительного запуска. Для сравнительного анализа полученных в ходе имитационного моделирования результатов использовались следующие оценочные критерии:

К₁. Отклонение результатов моделирования силы натяжения S₈ на временном интервале 0-6 (с) от функции, соответствующей при запуске конвейера некоторой «идеальной кривой скорости», которая соответствует определенному оптимальному переходу с низкой скорости за период T₀ на вторую ступень скорости за период T₁.

К₂. Суммарное значение величины колебаний по всем траекториям (ключевым точкам) для различных режимов запуска.

К₃. Минимальное время достижения условия, $|F_r(t_i + 1) - F_r(t_i)| < e, r = 1, 2, 3, 4$,
где $F_r(t_0)$ – начальное натяжение цепи $t_0 = 0$ (Н);

$F_r(t_i + 1)$ – натяжение цепи в моменты стабилизации $(t_i + 1)$ (Н);

r – точки натяжения цепи (рис. 2.15), $r = 1, 4, 5, 8$.

$F_1(r = 1) = S_1$ – натяжения в точке 1;

$F_4(r = 4) = S_4$ – натяжение в точке 4;

$F_5(r = 5) = S_5$ – натяжение в точке 5;

$F_8(r = 8) = S_8$ – натяжение в точке 8;

e – минимальное статическое отклонение. $F_r(t_0)$ будет удовлетворительным, если $e \leq 5\%$.

Как показано на рис. 2.9(д), во время прямого запуска системы электропривода, процесс имеет максимальное динамическое натяжение, и амплитуда колебания цепи крайне велика. В тоже время, процесс запуска Анти-S режима (рис. 2.9(б)) проходит плавнее по сравнению с прямым.

Управление Анти-S-образным типом изменения натяжения (даже без предварительного запуска) является весьма эффективным и превосходит все остальные варианты по критерию К₁, а также не уступает большинству из них по критерию К₃. Однако, использование режима предварительного запуска существенно снижает интегральную ударную нагрузку на СК в позициях (точках) 1, 4, 5, 8 (рис. 2.9(е)). Графики наглядно демонстрируют, что двухступенчатый запуск оказывает положительное влияние на систему (рис. 2.9(б и е)). Причина этого: обеспечение систематической нагрузки на цепь СК, которая в конечном итоге приводит к эффективному использованию конвейера в целом.

В итоге, могут быть сформулированы основные положения, связанные с оптимизацией процедурой запуска СК:

1) Натяжение цепи в точках 1, 4, 5, 8 (рис. 2.4) должна быть минимальным в процессе запуска.

2) Время стабилизации натяжения после запуска: 6-7 (с).

3) После стабилизации, натяжение в точках 1, 4, 5, 8 (рис. 2.4) должно иметь минимальное значение колебаний вокруг рабочей области.

4) Количество циклов колебаний натяжения в точках 1, 4, 5, 8 (рис. 2.4) до стабилизации натяжения цепи: 8-10 циклов.

5) Запуск СК с двухуровневой скоростью выполняется в 2 этапа: в первом этапе начальная скорость $V_0 = 0,12$ (м/с). При номинальной скорости $V_1 = 1,2$ (м/с) СК будет работать стабильно. Затем на втором этапе V_0 увеличивается до значения V_1 .

6) Увеличение скорости от V_0 до V_1 в режиме Анти-S дает наилучшие результаты натяжения цепи в критических точках 1, 4, 5, 8 (особенно в точке 8 (с натяжением S_8)).

Результаты сравнения имитационного моделирования сведены в таблице ниже:

Таблица 2.2. Сравнительный анализ результатов имитационного моделирования.

Способ запуска	Критерии оценки качества												Оценка
	Натяжение в точках 1, 4, 5, 8												
	K ₁ (%) ≤ 5%				K ₂ (n) ≤ 3				K ₃ (с) < 8 (с)				
	S ₁	S ₄	S ₅	S ₈	S ₁	S ₄	S ₅	S ₈	S ₁	S ₄	S ₅	S ₈	
А	13	21	14	6	0	2	3	7	1,0	5,5	5,8	6,1	Удовл.
Б	6	17	8	6	0	1	2	4	1,0	5,4	5,8	6,0	Удовл.
В	6	13	11	5	0	1	2	4	1,0	5,2	5,5	5,7	Хорошо
Г	6	17	8	5	0	1	2	5	1,0	5,3	5,5	5,8	Хорошо
Д	19	72	51	27	1	10	10	11	2,0	12,3	13,8	14,5	Неудовл.
Е	3	4	5	1	0	1	1	3	1,0	5,1	5,3	5,5	Отлично

Расчет натяжения цепи СК. Чем больше увеличивается длина СК и действующая на него нагрузка, тем больше и очевиднее оказывают влияние динамические характеристики на его производительность [42, 55]. Это приводит к нестабильности и снижению надежности [41, 56].

Динамическое натяжение цепи среди других динамических характеристик играет особенно важную роль в улучшении производительности СК. В этом разделе мы рассматриваем принцип саморегулирующейся системы натяжения цепи, а также методы анализа и связанную с ними теорию управления и обеспечения эффективной работы СК [57]. Гидравлические системы нацелены на контроль натяжения конвейера [58]. Кроме того, скорость СК регулируется двумя СДПМ с высокой стабильностью, используя при этом схему НЛ-ПИД-регулятор и ОСБ [53].

Нагрузка на рабочую поверхность СК меняется в зависимости от положения резака, что влияет на изменение сопротивления конвейера и

натяжения цепи, приводящих также к изменению упругости удлинения цепи [31]. Теоретический анализ показывает, что упругое удлинение цепи сверхмощного СК 240 м составляет почти 0,8 м между холостым и тяжелым режимами [31]. Если упругость цепи не компенсируется с течением времени, то натяжение в точке минимума конвейерной цепи уменьшится и может даже дойти до нуля.

Теорией и экспериментами доказано, что начальное значение натяжения СК оказывает большое влияние на его рабочие характеристики и сопротивление. Если начальное натяжение слишком низкое, работа конвейера будет нестабильной, и могут происходить скачки, вызывающие застревание и разрыв цепи. В аварийной ситуации начальное натяжение вызывает чрезмерное сопротивление, что приводит к высокому энергопотреблению.

Распределение натяжения цепи во время работы СК показано на рис. 2.10, где пунктирная линия – начальное положение, а сплошная линия - распределение натяжения во время работы. S_i – натяжение в каждой точке при стабильной работе, S_{0i} – начальное натяжение. P_A, P_B – мощность системы привода, где $P_A = P_B = \lambda$.

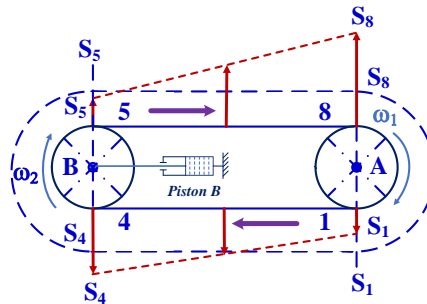


Рис. 2.10. Распределение натяжения цепи в СК.

Натяжение цепи для прямого распределения, при:

$$S_4 - S_5 = \lambda \cdot (S_8 - S_1), W_{1h} \rightarrow W_{2h}, S_1 = S_8 + W_K, S_8 = S_5 + W_{5h}$$

$$S_1 = S_5 + \frac{\lambda \cdot W_{5h} + W_K}{1 + \lambda} \quad (2.12)$$

где W_{5h} – боковая цепь нагрузки и сопротивление движению груза (Н);

W_K – сопротивление боковой цепи холостого хода (Н).

Если $\lambda \cdot W_{5h} + W_K > 0$:

S_5 – точка минимального натяжения; $\lambda \cdot W_{5h} + W_K < 0$;

S_1 – точка минимального натяжения;

$S_5 = S_1$ – на данный момент, система имеет самую низкую гибкость удлинения.

Если коэффициент упругости K постоянен, упругое удлинение при предварительном натяжении S_{08} будет равно:

$$\Delta L_0 = 2 \int_0^t \frac{S(t)}{k} dt = 2L \frac{S_8}{K}$$

После стабилизации работы упругость распределяется по сплошной линии, после чего упругое удлинение будет иметь вид:

$$\begin{aligned} \Delta L_1 &= 0,5(S_8 + S_5) \frac{L}{K} + 0,5(S_4 + S_1) \frac{L}{K} = \frac{L}{2K} (S_8 + S_5 + S_4 + S_1) \\ \Delta L_1 &= 0,5(S_8 + S_5) \frac{L}{K} + 0,5(S_4 + S_1) \frac{L}{K} = \frac{L}{2K} (S_8 + S_5 + S_4 + S_1) \\ &= \left[4S_5 + \frac{2}{1+\lambda} (\lambda W_{5h} - W_k) + W_{5h} + W_k \right] \frac{L}{2K} \end{aligned} \quad (2.13)$$

Как видно из приведенной выше формулы, если $\lambda \cdot W_{5h} - W_k = 0$, то ΔL_1 - наименьшее полученное значение упругого удлинения системы, которое является оптимальной для конфигурации мощности СК.

Для конвейеров без автоматического контроля натяжения, чтобы сделать натяжение в точке минимума больше нуля во время работы, необходимо выполнить следующее:

$$S_8 \geq \left[4S_5 + \frac{2}{1+\lambda} (\lambda W_{5h} - W_k) + W_{5h} + W_k \right] \frac{1}{4} \quad (2.14)$$

Если $\lambda = 1$, то S_5 - точка минимального натяжения, а S_5 должна удовлетворять:

$$S_8 \geq S_5 + \frac{1}{2} W_{5h} \quad (2.15)$$

Если $\lambda \cdot \bar{\omega}_{5h} - \bar{\omega}_k = 0$:

$$S_8 \geq S_5 + \frac{1}{4} (W_{5h} - W_k) \quad (2.16)$$

Уравнения (2.15) и (2.16) представляют собой начальное значение натяжения при конкретном значении коэффициента мощности двигателя.

При замене $S_5 = S_{5min}$ предварительное натяжение определяется без регулирующего устройства, S_{5min} - минимально допустимое значение натяжения в точке минимума.

2.2.3. Принцип автоматического регулирования натяжения

Принцип заключается в компенсации изменения натяжения, вызванного

упругим удлинением (или сжатием) цепи. Путем варьирования расстояния между двумя звездочками (Sprocket) можно достичь минимума натяжения, ограниченного в пределах заданного диапазона. СК, движущийся по рабочей поверхности, может изменять межосевое расстояние двух звездочек только за счет толкающего их и привод гидроцилиндра. На рис. 2.11 показан принцип регулирования натяжения СК [31][59][60].

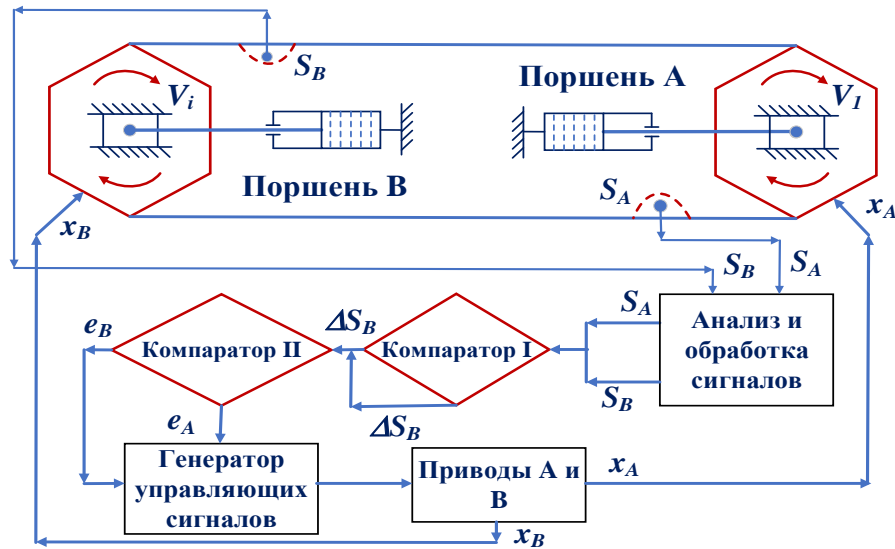


Рис. 2.11. Принципиальная схема регулирования натяжения СК.

Сигналы S_A и S_B поступают с датчиков натяжения, S_A и S_B вычисляются после фильтрации и используются для выработки управляющих сигналов [61].

Фактическое значение затем определяется с использованием сигнала «Компаратор I», определяющего разницу между S_A , S_B и ожидаемым значением их отклонения. Сигнал «Компаратор II» определяет, есть ли DS_A, DS_B или нет. Значения отклонения выводятся как триггерные значения e_A, e_B и задаются по следующей формуле:

$$e_A = \begin{cases} 1 & \Delta S_A < 0 \text{ and } |\Delta S_A| \geq |\Delta S| \\ 0 & |\Delta S_A| \geq |\Delta S| \\ -1 & \Delta S_A > 0 \text{ and } |\Delta S_A| \geq |\Delta S| \end{cases} \quad (2.17)$$

$$e_B = \begin{cases} 1 & \Delta S_B < 0 \text{ and } |\Delta S_B| \geq |\Delta S| \\ 0 & |\Delta S_B| \geq |\Delta S| \\ -1 & \Delta S_B > 0 \text{ and } |\Delta S_B| \geq |\Delta S| \end{cases}$$

Роль e_A, e_B аналогична для генератора сигналов управления гидроцилиндром

"А" и гидроцилиндром "В". Логика управления взята в качестве примера e_A : если $e_A = 1$, то гидравлический цилиндр «А» перемещается и шток поршня выдвигается на $Dx_A > 0$: если $Dx_A = 0$, то гидроцилиндр А не перемещается на $Dx_A = 0$: если $e_A = -1$, шток поршня гидроцилиндра А сжимается на $Dx_A < 0$.

Схема управления натяжением СК при помощи гидроцилиндров показана на рисунке ниже:

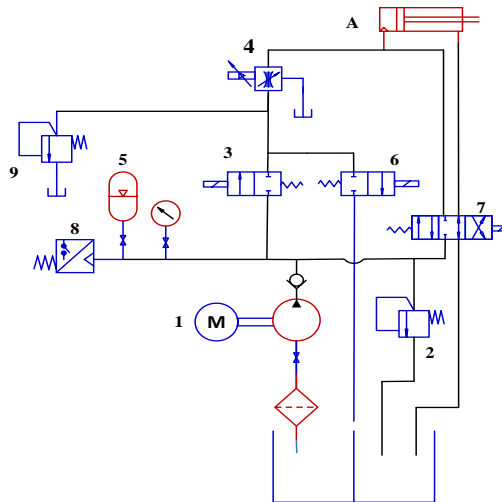


Рис. 2.12. Схема управления натяжением СК при помощи гидроцилиндров.

Расшифровка обозначений схемы: 1 – масляный насос; 2 – группа перепускных и предохранительных клапанов; 3 – двухпозиционный двусторонний электромагнит; 4 – соленоидные пропорциональные клапаны; 5 – аккумулятор, в котором масло хранится под давлением; 6 – 2/2 ходовой клапан; 7 – 3-х позиционный 4-ходовой клапан; 8 – реле давления [61].

Упрощенная механическая модель СК с электрогидравлической системой автоматического регулирования натяжения показана на рис. 2.13 и ее динамическое дифференциальное уравнение имеет вид:

$$\begin{aligned}
 [M] \left\{ \ddot{X} \right\} + [C] \left\{ \dot{X} \right\} + [K] \left\{ X \right\} &= \left\{ \Delta F \right\} \\
 \left\{ \Delta F \right\}^T &= \left[0, 0 \dots 0 \dots, \Delta F_A - W_{m+1} \cdot \operatorname{sgn}^*(x_{m+1}), \Delta F_B - W_{m+2} \cdot \operatorname{sgn}^*(x_{m+2}) \right]
 \end{aligned} \quad (2.18)$$

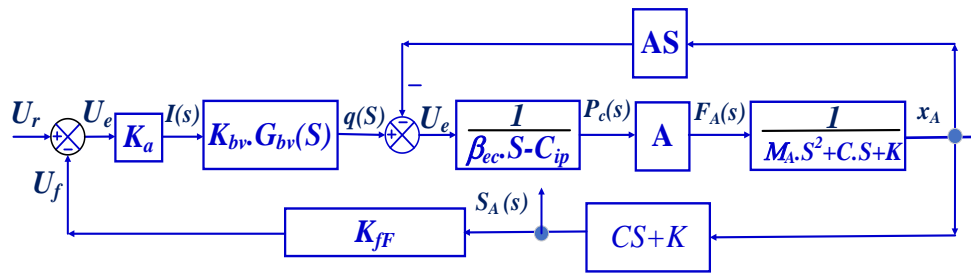


Рис. 2.13. Блок-схема системы управления натяжением.

Задача усложняется, если рассматривать процесс регулирования натяжения еще с начальных условий работы СК, поскольку сила в каждой точке сосредоточения массы конвейера со временем меняется. Если же скорость конвейера стабилизируется после запуска и остается постоянной в течении всей его работы, то задача, в таком случае, относительно простая. Инкрементное уравнение:

$$\begin{aligned} [M] \begin{Bmatrix} \ddot{X} \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \dot{X} \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} X \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} F \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} F \end{Bmatrix}^T &= [F_1, W_1, W_2, W_3 \dots, F_{j=1}, W_{j+2} \dots W_m, F_A - W_{m+1}, F_B - W_{m+2}] \end{aligned} \quad (2.19)$$

Выполнение преобразование Лапласа для формулы (2.39):

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} x_{(s)} \end{Bmatrix} &= [H_{(s)}]^{-1} \cdot \begin{Bmatrix} \Delta F_{(s)} \end{Bmatrix} \\ [H_{(s)}] &= [M] \cdot S^2 + [C] \cdot S + [K] \end{aligned} \quad (2.20)$$

Изменение натяжения цепи:

$$\begin{aligned} \Delta S_A &= K \cdot (x_{m+1} + x_m) + C \cdot (x_{m+1} + x_m) \\ \Delta S_B &= K \cdot (x_{m+2} + x_j) + C \cdot (x_{m+2} + x_j) \end{aligned} \quad (2.21)$$

Для поддержания постоянного напряжения может быть использована гидравлическая поршневая система в сочетании с электромагнитным клапаном, который регулирует давление масла, подаваемого в цилиндр. Принципиальная схема управления натяжением цепи представлена на рис. 2.14.

Сигнал управляющего напряжения $U_A = U_r - U_f$, U_r — соответствует значению требуемого напряжения; U_f — сигнал напряжения обратной связи; $U_f = K_{fF} \cdot S_A$: с K_{fF} — коэффициент усиления датчика.

где P_c, A_c – давление масла и площадь поршня впускных каналов цилиндра (Па/м²);

P_0, A_0 – давление масла и площадь кольцевой полости камеры возврата масла цилиндра, обычно $P_c \gg P_0$, может составлять $P_0 \approx 0, P_f$ для сопротивления перемещению масляной пробки цилиндра (Н);

η – сопротивление адгезии для цилиндра и масса m_A (Н.с/м), анализ $\eta = 0$;

$m_A \cdot g \cdot m \operatorname{sgn}(x_A)$: сопротивление трению при работе в массе (Н);

μ – массовый коэффициент сопротивления срабатывания;

m_A – масса звездочки, задней бабки, двигателя, муфты (или скремблера), редуктора и поршня цилиндра (кг);

P_s – давление подачи масла в систему (Па);

q_i – расход на выходе сервоклапана (м³/с);

C_d – константы, связанные с конструктивными параметрами сервоклапана, x_v плотностью жидкости; степень открытия сервоклапана (м);

K_d – управляющий ток золотника сервоклапана, обеспечиваемый цепью сервоклапана;

G_{sv} – передаточная функция перемещения золотника сервоклапана;

C_{ip} – коэффициент внутренней утечки цилиндра, связанный с размером и давлением в цилиндре;

V_0 – начальный объем цилиндра и трубопроводов (м³);

$\beta \cdot e$ – эффективный модуль объемной упругости.

При анализе результатов моделирования, F_i и F_i^* используются в качестве показателей степени натяжения, целевое значение $F_{i(t)} \Rightarrow 21.000$ (Н):

$$F_i^* = K_{i-}^* (x_A + x_i - x_{i+1}) + C_{i-}^{**} (x_A + x_i - x_{i+1}) \quad (2.26)$$

В предыдущем разделе мы рассмотрели метод управления предварительным натяжением цепи СК и построили механическую и математическую модели управления в упрощенном виде. Однако, из-за большого сопротивления в головной и хвостовой частях конвейера, наблюдается нелинейность жесткости цепи и материала. Для решения таких проблем

управления, применим нечеткий ПИД-регулятор (рис. 2.15) для этой системы и кратко опишем принцип его работы.

Нечеткий ПИД-регулятор управляет состоянием открытия/закрытия электромагнитного клапана, изменяя давление масла, подаваемого в цилиндр. Такой подход позволяет оперативно изменять длину шага поршня, что дает возможность вовремя регулировать натяжение цепи СК.

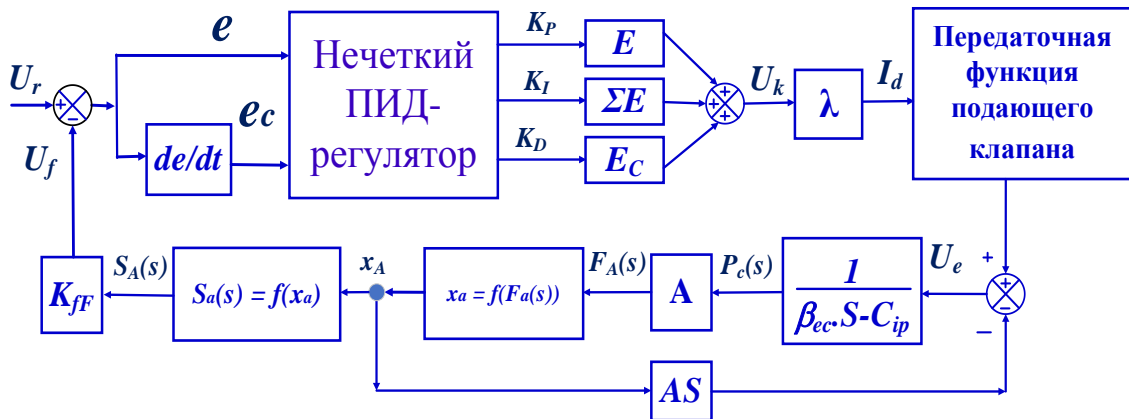
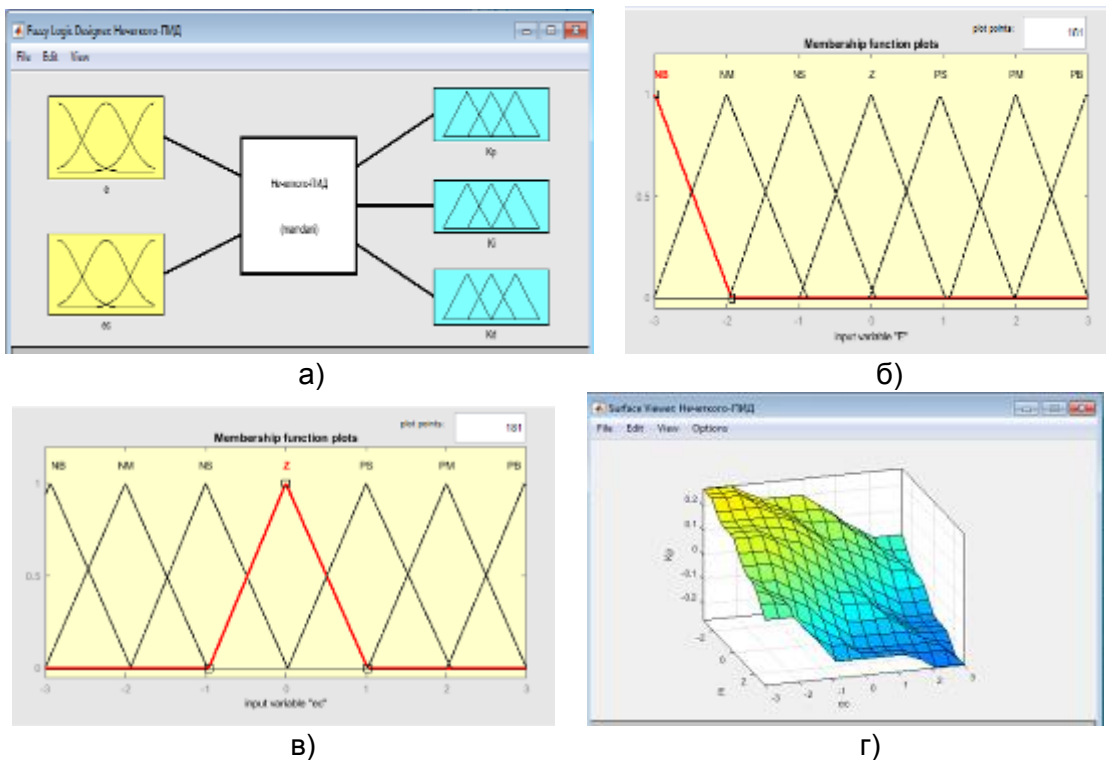


Рис. 2.15. Структура нечеткого ПИД-регулятора состояния клапана.

На рис. 2.16 иллюстрируется создание функции принадлежности ошибки (e) и производной ошибки (e_c) для построения нечеткого ПИД-регулятора в программе Matlab (FLT).



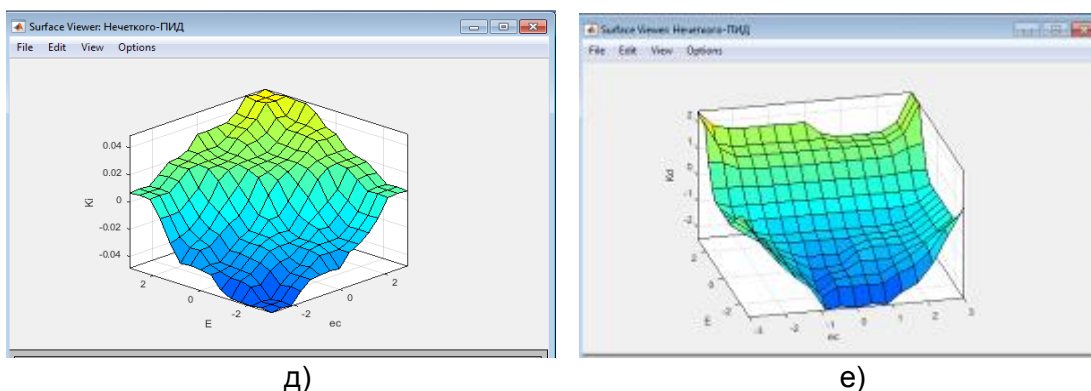


Рис. 2.16. Нечеткий ПИД-регулятор натяжения цепи СК: а) Графический интерфейс редактора FIS; б) Функция принадлежности e ; в) Функция принадлежности ec ; г) Средство просмотра поверхности параметра K_p ; д) Средство просмотра поверхности параметра K_i ; е) Средство просмотра поверхности параметра K_d .

Таблица 2.3. Оценка нечеткой переменной e и ec

e/ec	-3	-2	-1	0	1	2	3
PB	0	0	0	0	0	0.5	1
PM	0	0	0	0	0.5	1	0.5
PS	0	0	0	0.5	1	0.5	0
ZO	0	0	0.5	1	0.5	0	0
NS	0	0.5	1	0.5	0	0	0
NM	0.5	1	0.5	0	0	0	0
NB	1	0.5	0	0	0	0	0

Таблица 2.4. Оценка нечетких переменных K_p , K_i , K_d

K_p, K_i, K_d	-3	-2	-1	0	1	2	3
PB	0	0	0	0	0.02	0.6	1
PM	0	0	0	0.02	0.5	1	0.5
PS	0	0	0.02	0.5	1	0.5	0
ZO	0	0	0.5	1	0.5	0	0
NS	0.01	0.5	1	0.5	0.02	0	0
NM	0.5	1	0.5	0.02	0	0	0
NB	1	0.5	0.2	0	0	0	0

Для получения линейного члена первого порядка мы взяли уравнения (2.23), (2.24) и преобразовали их в (2.25). После этого мы получаем уравнение линейного приращения. Далее использовалось преобразование Лагранжа для получения упрощенной передаточной схемы. При этом, мы игнорируем сопротивление трения массы M_a .

В удобном виде преимущественный уровень схемы можно записать:

$$C = C_i + C_{i+1}; K = K_i + K_{i+1}; K_{ff}$$

Передаточная функция задержки системы представлена в виде:

$$\frac{e^{(\tau_1 + \tau_2) \cdot s}}{s}$$

В соответствии с основными принципами инженерного проектирования, возьмем: $P_s = 2$ (МПа), $x_{A \max} = 0,15$ (м/с), $A_c = 0,5 \cdot \pi(0,12)^2 = 0,022608$ (м²), затем $q_{l \max} = A_c \cdot x_{A \max} = 240$ л/мин, максимальный расход выбранного электрогидравлического сервоклапана составляет 300 л/мин, и передаточная функция электрогидравлического сервоклапана $G_{sv(s)}$:

$$G_{sv(s)} = \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2 \cdot \xi_{sv}}{\omega_{sv}} + 1} \quad (2.27)$$

В формуле:

$$G_{sv(s)} = 600(\text{rad} / \text{s}); \xi_{sv} = 0.5$$

$$K_{sv} = \frac{200(l / \text{min})}{400(mA)} = \frac{300 \cdot 10^{-8}}{60 \cdot 40 \cdot 0.04} = 0.003125 \quad (\text{м}^3/\text{с} \cdot \text{А})$$

$$\tau_1 + \tau_2 = 80(\text{ms})$$

Объединим уравнения (2.23) - (2.26), чтобы представить отклик системы в виде (2.27).

Система СК была смоделирована в программе Matlab-Simulink R2018b. Параметры системы [31, 33, 34] были занесены в модель для расчета выходных параметров. На рис. 2.26 показаны результаты моделирования процесса

управления натяжением цепи. При управлении натяжением с использованием ПИД-регулятора (красная линия), натяжение цепи СК сильно колеблется, доходя до пикового значения $245 \cdot 10^5$ (Н). Колебания затухают после 3 циклов и стабилизируется в течение 1,25 (с) при значении близком к $2,1 \cdot 10^4$ (Н).

Если при запуске СК мы используем нечеткий ПИД-регулятор (синяя линия) для управления натяжением цепи, то силы, управляющие натяжением конвейера, нормализуются после 3 циклов по мере уменьшения колебаний и стабилизируются через 0,38 (с) при значении $2,1 \cdot 10^4$ (Н). При сравнении результатов управления натяжением СК с ПИД-регулятором и Нечетким ПИД-регулятором, видно, что последний обеспечивает гораздо лучшее качество регулирования.

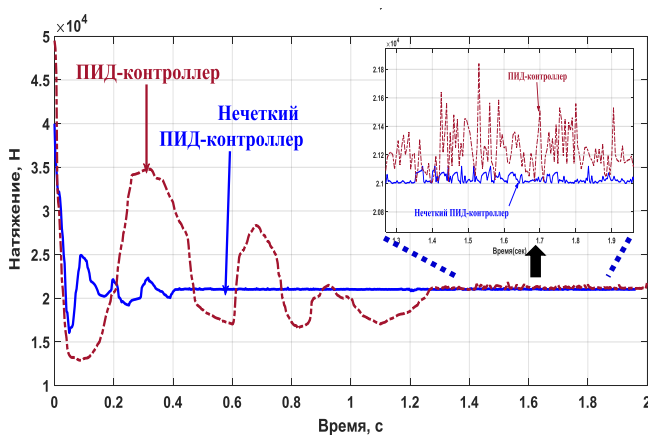


Рис. 2.16. Переходные процессы при управлении натяжением цепи (при сниженной нагрузке) СК с ПИД-регулятором и нечетким ПИД-регулятором.

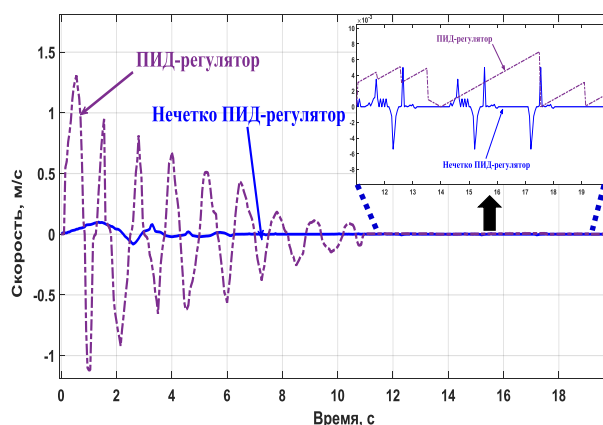


Рис. 2.17. Сравнение скорости движения гидроцилиндра с ПИД-регулятором и нечетким ПИД-регулятором.

При запуске с использованием ПИД-регулятора, скорость гидроцилиндра сильно колеблется доходя до пикового значения 1,41 (м/с). Скорость поршня постепенно снижается после 7 циклов и стабилизируется в течение 10,25 (с) с примерно нулевым значением. При запуске СК с нечетким ПИД-регулятором для управления натяжением цепи, скорость поршня уменьшается уже после 3 циклов и достигает пикового значения 0,11 (м/с), а затем стабилизируется через 5,8 (с) при примерно нулевом значении.

На рис. 2.17 представлены результаты сравнения переходных процессов при управлении скоростью поршня для аналогичных типов регуляторов.

Результаты моделирования показывают, что нечеткий ПИД-регулятор более надежен и обеспечивает лучшее качество управления.

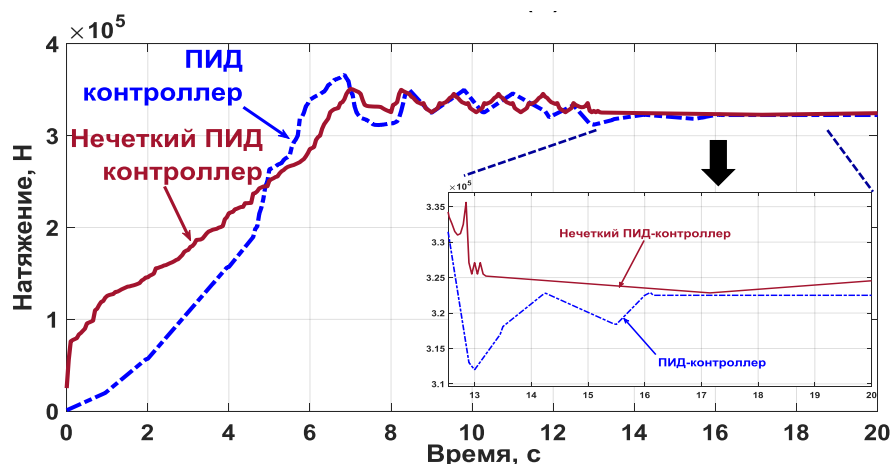


Рис. 2.18. Переходные процессы при управлении натяжением цепи (при номинальной нагрузке) СК с ПИД-регулятором и нечетким ПИД-регулятором.

На рис. 2.18 изображены процессы и сравнение изменений натяжения гидроцилиндра с помощью ПИД-регулятора и нечеткого ПИД-регулятора. Результаты показывают, что натяжение гидроцилиндра нечетким ПИД-регулятором более надежен и дает лучшее качество управления. Из рисунка также видно, что система имеет тенденцию к стабильности после $t = 12,1$ (с) при приблизительном значении равном $3,24 \cdot 10^5$ (Н). Условия эксплуатации для пусковых условий $v_{Amax} = 200$ (л/с) и скорости ниже проектной максимальной. Максимальное расстояние выдвижения штока поршня $x_{Amax} = 0,324$ (м).

2.3. Исследование модели СК при различных режимах функционирования

СК выступают в качестве элемента в системе угледобывающего механизированного оборудования. В связи с этим производительность СК часто выбирается в зависимости от производительности горного оборудования. Для транспортировки угля, смешанного с почвой и вмещающими породами, выбирается максимальная производительность 450(т/ч).

Желоб являются одним из основных составляющих компонентов СК. Его размер (высота и ширина) определяет поверхность поперечного сечения горной массы на СК, а также максимальный объем загружаемой горной массы.

СК является частью оборудования транспортировки угля, которое отбивается добычным комбайном, поэтому его пропускная способность (грузоподъемность) должна не только соответствовать мощности резака, но и быть для него резервной. В случае перегрузки затрудняется работа печи. Также не советуется работать с слишком большими запасами мощности, так как это увеличивает общую стоимость устройства.

Для исследования режимов работы СК необходимо рассчитать выбор производительности, максимальную производительность и размеры самого конвейера. Все это является основой для дальнейших расчетов и исследований режимов работы, опирающихся на параметры различных рабочих условий, таких как: угол наклона, подъем, спуск, изгиб, кривизна корпуса конвейера.

2.3.1. Исследование основного состояния СК

Поперечное сечение желоба. Производительность СК зависит от сечения желоба $F_0(\text{м}^3)$, скорости движения цепи v (м/с), коэффициента заполнения $\psi = 1$ и плотности материала $\gamma = 1,2-1,3$ (т/м³) в виде крошки (при условии, что конвейер транспортирует уголь и горные породы, $\gamma = 1,25$ (т/м³)).

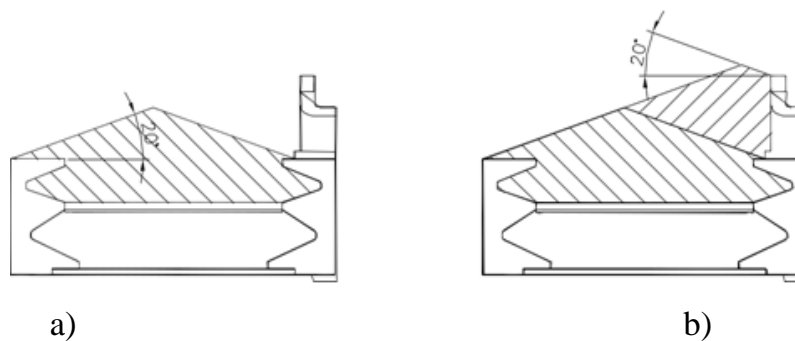


Рис. 2.19. Расчетное сечение желоба СК:

а) Сечение без стены $S_{bd} = 0,067$ (м²); б) Сечение с учетом стены $S_{it} = 0,09$ (м²).

$$Q = 3600 \cdot F_0 \cdot v \cdot \psi \cdot \gamma \quad (\text{т/ч}) \quad (2.28)$$

По формуле можно определить сечение желоба:

$$F_0 = \frac{450}{3600 \cdot 1,07 \cdot 1,07 \cdot 1,25} = 0,093 \quad (\text{м}^2) \quad (2.29)$$

Скорость движения СК может быть от 0,6 до 1,5 (м/с); Коэффициент заполнения ψ зависит от угла наклона желоба, адгезионных свойств транспортируемого материала к желобу, при расчете $\psi = 0,9 - 1,1$.

Важным размером поперечного сечения желоба является ширина B , которую можно определить по формуле:

$$B = \sqrt{\frac{k_h \cdot Q}{3600 \cdot c_\beta \cdot v \cdot \psi}} \quad (\text{м}^2), \quad (2.30)$$

где k_h – соотношение ширины B и высоты h желоба $k_h = B/h = 2,4 - 4,5$;

Q – максимальная производительность 450 (т/ч);

v – абсолютная скорость цепи 1,07-1,5 (м/с);

γ – удельный вес сыпучего материала; 1,25 (т/м³);

c_β – коэффициент использования поперечного сечения в зависимости от угла наклона и измельчения транспортируемого материала, взятого из таблицы 2.5.

Предположим, что в худшем случае СК должен будет поднимать уголь вверх по склону под углом до 20°.

Таблица 2.5. Числовое значение c_β

$\beta (^{\circ})$	-15	-5	0	10	20	30	35
Легкий сухой материал	1,5	1,3	1	0,85	0,65	0,5	-
Большой, мокрый	-	-	1	1	1	0,75	0,6

По приведенным выше формулам можно рассчитать:

$$B = \sqrt{\frac{k_h \cdot Q}{3600 \cdot c_\beta \cdot v \cdot \psi}} = \sqrt{\frac{2,4 \cdot 450}{3600 \cdot 1,07 \cdot 1,07 \cdot 1,25}} = 630 \quad (\text{мм})$$

По исследуемым образцам можно выбрать ширину СК на 630(мм), эффективная высота желоба 113(мм).

2.3.2. Сопротивление при перемещении груза по прямой

а) Сила, препятствующая движению

Сила, препятствующая движению СК, включает в себя сопротивление цепи и материала. Таким образом:

– в холостом режиме (участок СК без нагрузки):

$$W_{\text{ж}} = q_0 \cdot L \cdot g \cdot (f_1 \cos \beta \pm \sin \beta) \quad (\text{Н}) \quad (2.31)$$

– на ответвлении желоба с грузом (участок СК с нагрузкой):

$$W_{\text{от}} = L \cdot g \cdot [(q_0 \cdot f_1 + q \cdot f_2) \cos \beta \pm (q_0 + q) \sin \beta] \quad (\text{Н}) \quad (2.32)$$

где q_0 – Вес 1 метра цепи, включая перекладину (кг/м);

L – длина СК (м);

f_1 – коэффициент трения цепи с желобом;

f_2 – коэффициент трения угля с желобом;

Знак плюс (+) – при подъеме в гору;

Знак минус (-) – при спуске с горы.

Для двухцепных СК: 0,25 - 0,35

q – вес 1 м материала на СК.

$$q = \frac{Q}{0,36 \cdot v} = \frac{450}{0,36 \cdot 1,07} = 116,8 \text{ (кг / м)} \quad (2.33)$$

где β – угол наклона СК ($^\circ$).

Сопротивление цепных звездочек может составлять 10% от общего сопротивления двух ветвей. Следовательно, полное сопротивление СК рассчитывается по формуле (2.75):

$$W_0 = 1,1(W_{\text{ж}} + W_{\text{от}}) = 1,1 \cdot L \cdot g \cdot [2 \cdot q_0 \cdot f_1 \cdot \cos \beta + q \cdot (f_2 \cdot \cos \beta \pm \sin \beta)] \quad (\text{Н}) \quad (2.34)$$

Заменяя значения, имеем:

$$W_0 = 1,1(W_{\text{ж}} + W_{\text{от}}) = 1,1 \cdot 150 \left[2 \cdot 116 \cdot 0,5 \cdot \cos 20^\circ + 33,3 \cdot (0,5 \cdot \cos 20^\circ \pm \sin 20^\circ) \right]$$

$$W_0 = 1,1(W_{\text{ж}} + W_{\text{от}}) = 183886,0 \quad (\text{Н})$$

б) Предварительное определение мощности двигателя по W_0

Как только полное сопротивление W_0 определено и скорость цепи известна как v , мощность электродвигателя будет равна:

$$N = \frac{W_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{183886 \cdot 1,07}{1000 \cdot 0,93} = 198,1 \quad (\text{кВт}) \quad (2.35)$$

где η – производительность приводной станции.

2.3.3. Сопротивление при перемещении груза по центральному изгибу корпуса СК

а) Сила, препятствующая движению [46].

При перемещении СК с одной точки на другую, натяжная цепь передвигается по кривой. На цепь действует дополнительная нагрузка (трение между цепью и стенкой желоба) в точках изгиба.

Чтобы пояснить этот метод расчета, рассмотрим СК под углом β , а цепь изгибается в горизонтальной плоскости под углом $2\alpha_0$ (рис. 2.20).

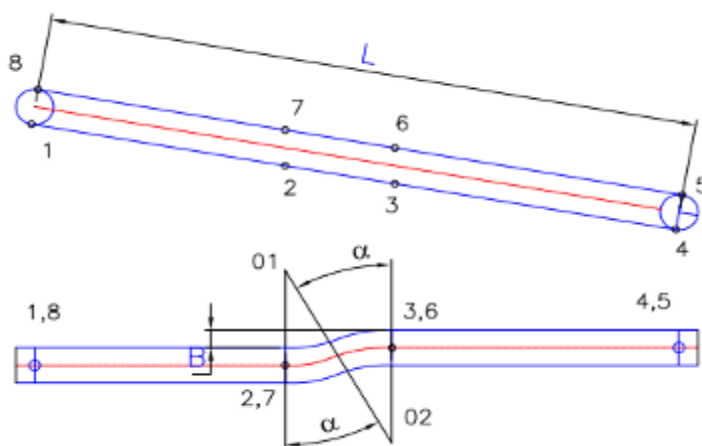


Рис. 2.20. Узор изгибается в середине корпуса СК для горизонтального перемещения.

Начальная точка «1» (рис. 2.20.) цепи – точка, в которой цепь выходит из активной звездочки. Порядок следующих точек пронумерован в соответствии с направлением движения цепи в точках, изменяющих свою кривизну.

Определение угла: Угол α может быть определен следующим образом: (На основе предварительно выбранных основных параметров: $l = 1500(\text{мм})$; $b = 630(\text{мм})$; $a = 630(\text{мм})$).

$$\sin \frac{\alpha_0}{2} = \frac{l}{2 \cdot R} \quad (\text{кВт}) \quad (2.36)$$

От этого:

$$R = \frac{l}{2 \sin \frac{\alpha_0}{2}} \simeq \frac{l}{\alpha_0} = \frac{l \cdot b}{dl} = \frac{1500 \cdot 630}{30} = 31500 \quad (\text{мм}) \quad (2.37)$$

Чтобы определить α , рассмотрим прямоугольный треугольник MO_2N (рис. 2.21):

$$R^2 = \frac{L_u^2 l}{4} + \left(R - \frac{L_u^2}{2}\right)^2$$

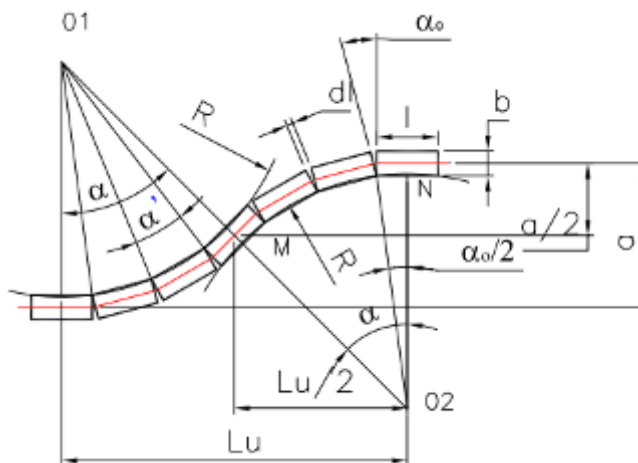


Рис. 2.21. Схема расчета натяжения цепи.

(α – шаг движения СК; l – длина желоба; a' – угол поворота желоба, соответствующий сечению желоба; R – радиус кривизны кривой; L_u – длина изогнутого желоба)

Или: $L_u = \sqrt{4aR - a^2} = \sqrt{4 \cdot 630 \cdot 31500 - 630^2} = 8887 \text{ (мм)}$

$$R_0 = \frac{a^2 + L_u^2}{4 \cdot a} \text{ (мм)} \quad (2.38)$$

и угол α :

$$\sin\left(\frac{\alpha_0}{2}\right) = \frac{a}{\sqrt{a^2 + L_u^2}} \Rightarrow \frac{\alpha_0}{2} = \arcsin\left(\frac{a}{\sqrt{a^2 + L_u^2}}\right) \quad (2.39)$$

Отсюда можно рассчитать количество изгибов СК:

$$Z = \frac{2 \cdot \alpha}{\alpha_0}$$

Подставив все значения, мы получили:

$$\alpha = 0,14154 \text{ (рад)}; \alpha_0 = 0,04764 \text{ (рад)}; R = 31500 \text{ (мм)}; L_u = 8887 \text{ (мм)}; Z = 5.94$$

(округленное $Z = 6$).

В расчете использованы: $\alpha_0 \approx 2,75^\circ$; $\alpha \approx 8,21^\circ$.

Для вычисления сопротивления цепи мы использовали метод последовательных расчетов, где нахождение сопротивления цепи в точке i и

сопротивления движению участка $i - (i + 1)$ позволит нам определить сопротивление движению цепи в точке $i + 1$:

$$S_{i+1} = S_i + W_{i-(i+1)}$$

Для того, чтобы цепь была правильно подогнана к активной гусенице, используется значение натяжения цепи в произвольной точке $S_1 = S_r = (2000 - 3000)$ (Н).

Затем натяженность в точке «2» (рис. 2.20) будет равной:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = S_r + W_{kt}$$

где W_{1-2} – сопротивление движению, находящемуся на сегментах 1-2.

В случае перемещения материала вниз по склону: $W_{1-2} = q_0 \cdot L_1 \cdot (f_1 \cdot \cos b + \sin b)$, и вверх: $W_{1-2} = q_0 \cdot L_1 \cdot (f_1 \cdot \cos b - \sin b)$.

Сила натяжения в точке «3» (рис. 2.20):

$$S_3 = S_2 - W_{2-3}$$

Сопротивление движению на сегментах 2-3 является сила трения цепи 2-3 о боковую стенку желоба с углом в центре $2. \alpha_0$. Следовательно, дополнительное сопротивление, возникающее на цепочке 2 – 3, можно аппроксимировать формулой Эйлера.

$$W_{2-3} = S_2(e^{2 \cdot f \cdot \alpha_0} - 1),$$

где f – коэффициент трения стержней по стенке желоба ($f = 0,4 - 0,45$).

После определения α , кривизна L_u очень мала по сравнению с L (длина СК), сопротивление движению на изгибе 2-3;

$$W_{2-3} = S_2(e^{2 \cdot f \cdot \alpha_0} - 1) = \left[S_1 + q_0 \cdot g \cdot L_1 (f_1 \cos \beta + \sin \beta) \right] (e^{2 \cdot f \cdot \alpha_0} - 1)$$

Таким образом, для СК сила сопротивления W_{2-3} может приблизительно быть определена как:

$$W_{2-3} = \left[2500 + q_0 \cdot g \cdot L_1 (f_1 \cos \beta + \sin \beta) \right] (e^{2 \cdot f \cdot \alpha_0} - 1)$$

Сила натяжения в точке «4» (рис. 2.31):

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} \\ = \left[S_1 + q_0 \cdot g \cdot L_1 (f_1 \cdot \cos \beta + \sin \beta) \right] e^{2 \cdot f \cdot \alpha_0} - q_0 \cdot g \cdot (L - L_1) (f_1 \cdot \cos \beta + \sin \beta)$$

Сила натяжения в точке «5» (рис. 2.21.):

$$S_5 = S_4 + W_{4-5} = k_1 \cdot S_4$$

По результатам [46]: $k_1 = 1,07 - 1,10$

Сила натяжения в точке «6» (рис. 2.20):

$$S_6 = S_5 + W_{5-6}$$

$$= k_1 \cdot S_4 + q \cdot g \cdot (L - L_1) (f_2 \cdot c \cos \beta + \sin \beta) + q_0 \cdot g \cdot (L - L_1) (f_1 \cdot c \cos \beta + \sin \beta)$$

Сила натяжения в точке «7» (рис. 2.20):

$$S_7 = S_6 e^{2 \cdot f \cdot \alpha_0}$$

Сила натяжения в точке «8» (рис. 2.20):

$$S_8 = S_7 + W_{7-8}$$

$$= S_7 + q \cdot g \cdot L_1 (f_2 \cdot c \cos \beta - \sin \beta) + q_0 \cdot g \cdot L_1 (f_1 \cdot c \cos \beta + \sin \beta)$$

Подставляя значения, мы вычисляем параметры со значениями $L_1=1/2 \cdot L$:

$$S_1 : 5.000,0(\text{H})$$

$$S_2 = S_1 + W_{2-1} : 3.531,7(\text{H})$$

$$S_3 = S_2 (e^{2 \cdot f \cdot \alpha_0} - 1) : 4.997,1(\text{H})$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} : 8.528,8(\text{H})$$

$$S_5 = k_1 \cdot S_4 : 9.253,8(\text{H})$$

$$S_6 = S_5 + W_{5-6} : 94.306,6(\text{H})$$

$$S_7 = S_6 e^{2 \cdot f \cdot \alpha_0} : 106.363,2(\text{H})$$

$$S_8 = S_7 + W_{7-8} : 191.416,1(\text{H})$$

Сила кольца, действующая на ведущую звездочку:

$$W_0 = S_8 - S_1 + W_{8-1} \quad (2.40)$$

где S_{8-1} – сопротивление движению ведущей звездочки

$$W_{8-1} = k_2 (S_1 + S_8) \quad (2.41)$$

$$k_2 = 0,03 - 0,05$$

$$W_0 = \frac{1}{\text{Н}} (191416 - 5000) + 0,04(191416 + 5000) \frac{\text{Н}}{\text{Н}} = 1940272(\text{H}) \quad (2.42)$$

Определение статического и динамического натяжения [35] :

Статическое натяжение:

$$S'_{i \max} = 1,2 \frac{S_{i \max}}{Z_s} \quad (2.43)$$

$$= 1,2 \cdot \frac{191416}{2} = 110064 \text{ (Н)}$$

Динамическое натяжение:

$$S_{dh} = 2.L(k'.q + 2.K'' .q_0).a_{\max}$$

при $L = 150(\text{м}); k' = 0,4; k'' = 0,5$.

Ускорение цепи a_{\max} определяется по формуле:

$$a_{\max} = \frac{2.\pi^2.v^2}{Zl_x} = 2.3,14^2 \cdot \frac{1,07^2}{7. 0,08} = 5,36 \text{ (м/с)}$$

где v – максимальная скорость цепи;

Z – количество зубьев звездочки: $Z = 7$;

l_x – шаг цепи: $0,08 \text{ (м)}$.

Из этого:

$$S_{dh} = 2.150. (0,4. 116 + 2.0,5.33,3) = 128626 \text{ (Н)}$$

Полное натяжение цепи:

$$\begin{aligned} S_{\max} &= S_{t\max} + S_{dh} \\ &= 109609 + 118661 = 228270 \text{ (Н)} \end{aligned}$$

б) Мощность электродвигателя

Поставим приводную станцию в головной части СК. Мощность электродвигателя, в таком случае, будет равна:

$$N = \frac{[(S_s - S_1) + W_{s-1}] \cdot v}{1000 \cdot \eta} \text{ (кВт)} \quad (2.44)$$

$$N = \frac{[(191416 - 5000) + 0,04(191416 + 5000)] \cdot 1,07}{1000 \cdot 0,93} = 212,65 \text{ (кВт)}$$

Таким образом, при постоянной мощности электродвигателя и измененными параметрами q и β , направление L СК также изменится. Из формулы (2.83) мы имеем:

$$L_{\max} = \frac{1000 \cdot N \cdot \eta}{1,1 \cdot [2.q_0 \cdot \cos \beta \cdot f_2 + q \cdot (f_1 \cdot \cos \beta + \sin \beta)]} = 164,43 \text{ (м)} \quad (2.45)$$

2.3.4. Расположение приводной станции и номер приводного электродвигателя

а) Расположение не влияет на мощность электродвигателя

Согласно формулам (2.44) и (2.46) натяжение цепи зависит от положения приводной станции.

Положение приводной станции зависит от угла наклона β и значение можно задать как $b = b_0$, где $W_{ct} = W_{kt}$. Уравневав два уравнения (2.31) и (2.32), мы сможем найти значение β .

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{q \cdot f_2}{q + 2 \cdot q_0} \quad (2.46)$$

Когда угол установки СК равен значению, определенному формулой положения приводной станции, установленной на любом конце конвейера: $\operatorname{tg} \beta = -0,31$.

При $\beta > \beta_0 (W_{ct} > W_{kt})$: приводная станция должна быть установлена в головной части СК.

При $\beta < \beta_0 (W_{ct} < W_{kt})$: приводная станция должна быть установлена в хвостовой части СК.

б) Когда емкость Q и длина L СК велики

Коэффициент прочности цепи может не достигать допустимого им значения из-за очень большой силы натяжения цепи в точке входа направляющего колеса S_8 (рис. 2.4). К тому же, приводящая в движение мощность двигателя будет слишком большой и тяжелой. Чтобы решить вышеуказанные проблемы, мы разместили приводную станцию на обоих концах желоба СК.

Мощность электродвигателя, установленного на каждом конце СК, зависит от угла наклона β , направления транспортируемого материала и определения условий: мощности и номера электродвигателя приводной станции в головной части СК, преодолевающего сопротивление загруженного отделения; мощности и номера электродвигателя приводной станции в хвостовой части СК, преодолевающего сопротивление ветви холостого хода.

При скорости цепи равной v (м/с), мы имеем:

– Мощность электродвигателя приводной станции в головной части СК:

$$N_d = \frac{v \cdot \sum_5^8 W}{1000 \cdot \eta} \quad (\text{кВт}) \quad (2.47)$$

– Мощность электродвигателя приводной станции в хвостовой части СК:

$$N_d = \frac{v \cdot \sum_1^5 W}{1000 \cdot \eta} \quad (\text{кВт}) \quad (2.48)$$

где $\sum_5^8 W$ – суммарная сила движения от точки 5 до точки 8;

$\sum_1^5 W$ – суммарная сила движения от точки 1 до точки 5.

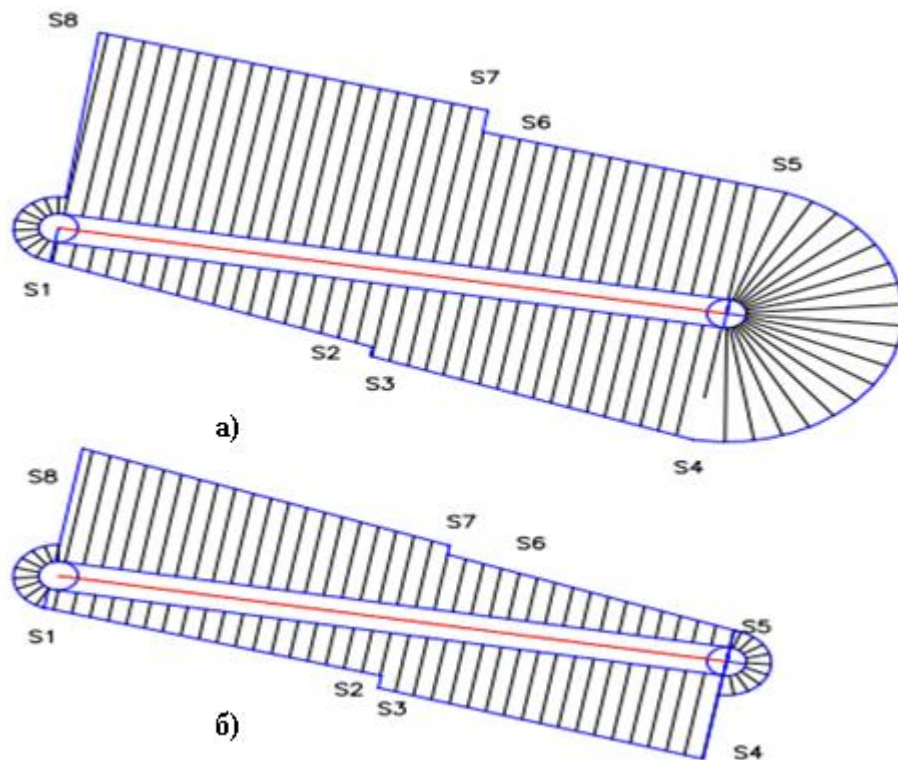


Рис. 2.22. Схема натяжения цепи приводных станций при:
а) одноголовочном расположении; б) двуголовочном расположении.

Для СК, работающих с угольными резаками, общие условия работы, где есть разные уровни наклона, и направление движения не меняются, поэтому мы использовали две приводные станции, равномерно распределенные по обоим концам конвейера. Схема натяжения цепи при движении обоих концов СК показана на рис. 2.22.

Общая требуемая мощность по расчетам: 212(кВт) округленная до 220(кВт). Распределение мощности: 110(кВт) для каждой приводной станции.

2.4. Выводы по главе

В главе 2 представлен анализ, моделирование и расчет рабочих и пусковых режимов СК:

- На основе построения динамических уравнений осуществлено моделирование СК в среде Matlab-Simulink.
- Изучены режимы запуска СК, такие как: прямой, линейный, синусоидальный, параболический и Анти-S тип, который дает наилучшие результаты при двухскоростном режиме запуска.
- Исследованы различные режимы работы СК в таких условиях, как: горизонтальное положение, подъем на 10^0 , спуск на -10^0 .
- Произведены расчеты длины СК и максимальной мощности электродвигателя в каждом из конкретных случаев подъема, спуска, под разными углами, с целью предоставления рекомендаций по оптимальной установке СК.

Глава 3. Разработка алгоритма стабилизации натяжения в условиях неравномерной нагрузки на приводы

3.1. Технические средства для автоматической стабилизации коэффициента тяги СК

3.1.1. Конструкция наблюдателя крутящего момента нагрузки в скользящем режиме:

а) Математическая модель СДПМ [54, 76, 77, 79, 80, 81].

Формула напряжения статора модуля СДПМ в координатах синхронного вращения (d - q) представлена следующим образом [71, 72]:

$$u_d = R \cdot i_d + L_d \cdot \frac{di_d}{dt} - \omega_s \cdot L_q \cdot i_q \quad (3.1)$$

$$u_q = R \cdot i_q + L_q \cdot \frac{di_q}{dt} + \omega_s \cdot L_d \cdot i_d + \omega_s \cdot \psi_f \quad (3.2)$$

где u_d, u_q - составляющие напряжения статора по осям d и q ;

i_d, i_q - составляющие тока статора по осям d и q ;

R - сопротивление статора;

L_d, L_q - индуктивности осей d и q ;

ω_s - электрическая скорость ротора;

ψ_f - потокосцепление постоянного магнитного поля.

Формула электромагнитного момента СДПМ в координатах синхронного вращения (d - q) представлена следующим образом:

$$T_e = \frac{3}{2} p_n \cdot i_q \cdot [i_d \cdot (L_d - L_q) + \psi_f] \quad (3.3)$$

где p_n - номер полюса модуля СДПМ.

В соответствии с требованиями к системе прямого привода с постоянными магнитами для шахтного СК, в качестве двигателя выбирается устанавливаемый на поверхности СДПМ. Схема управления СДПМ выбрана в качестве управления ориентацией потока ротора ($i_d = 0$), и (3.3) можно упростить следующим образом:

$$T_e = \frac{3}{2} p_n \cdot i_q \cdot \psi_f \quad (3.4)$$

Формула механического движения СДПМ:

$$T_{\varepsilon} - T_L = B \cdot \omega_m + J \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \quad (3.5)$$

где T_L - момент нагрузки; B - коэффициент вязкого трения; ω_m - механическая скорость ротора; J - соответствующая инерция вращения.

б) Наблюдатель крутящего момента нагрузки в скользящем режиме с плавным переключением (НСР-ПП) [35]

Как нам известно, наблюдатель момента нагрузки отражается во внутренней магнитной цепи, измеряя ток и скорость СДПМ. Из-за изменчивой насыпной плотности угля, крутящий момент нагрузки непрерывно изменяется. Чтобы достичь производительности на протяжении всего рабочего времени СК, необходимо иметь стабильную скорость работы и избегать ситуации перегрузки из-за большого количества засыпанного угля. Оба условия достаточно сложны в решении, поэтому есть необходимость в развитии оборудования наблюдения моментом нагрузки. Во время обнаружения высокой нагрузки, преобразователь частоты должен быстро реагировать и вводить составляющую тока i_q в СДПМ.

Скорость изменения момента нагрузки достаточно мала по сравнению с расчетной скоростью одного рабочего цикла инвертора. Следовательно, в практических целях можно использовать метод перечисления. Если мы установим датчик крутящего момента на вал двигателя, увеличится размер монтированного оборудования, а также расходы на оборудование и обслуживание. Таким образом, текущая тенденция состоит в том, чтобы использовать наблюдатель для оценки крутящего момента нагрузки, воздействующего на вал двигателя, через измерение скорости двигателя и увеличение или уменьшение тока на статоре двигателя. Ток на статоре трехфазного двигателя переменного тока i_A, i_B будет анализировать постоянный ток в системе координат dq на основе магнитного потока ротора двигателя: i_q, i_d .

Согласно формуле механического движения СДПМ, система с постоянным магнитом и прямым приводом страдает от эффекта изменения крутящего момента нагрузки, который значительно увеличивает нестабильность управления скоростью. Чтобы уменьшить влияние внезапного изменения нагрузки на систему

векторного управления, нами был сконструирован НСР-ПП для наблюдения за изменением момента нагрузки СДПМ в реальном времени.

Крутящий момент нагрузки СДПМ можно рассматривать как медленную переменную в цикле управления, поскольку частота его изменения намного ниже частоты переключения регулятора. Следовательно, можно считать величину нагрузки постоянной ($\dot{T}_L = 0$). Согласно (3.3) и (3.4) можно получить следующую формулу состояния:

$$\begin{aligned}\dot{\omega}_m &= \frac{1}{J} \left(\frac{3 \cdot p_n \cdot \psi_f}{2} \cdot i_q - T_L - B \cdot \omega_m \right) \\ \dot{T}_L &= 0\end{aligned}\quad (3.6)$$

На основе (3.5) можно построить формулу НСР-ПП момента нагрузки:

$$\begin{aligned}\dot{\hat{\omega}}_m &= \frac{3 \cdot p_n \cdot \psi_f}{2 \cdot J} \cdot i_q - \frac{1}{J} \cdot \hat{T}_L - \frac{B}{J} \cdot \hat{\omega}_m + k_1 \cdot \text{sgn}(s) \\ \dot{\hat{T}}_L &= k_2 \cdot \text{sgn}(s)\end{aligned}\quad (3.7)$$

где ω_m - наблюдение электрической угловой скорости; T_L - наблюдение момента нагрузки; k_1 - коэффициент усиления в режиме скольжения наблюдателя момента нагрузки; k_2 - коэффициент обратной связи наблюдателя момента нагрузки; s - поверхность скольжения и $s = \omega - \hat{\omega}$.

Чтобы решить проблему механической вибрации в обычном НСР, рекомендуется использовать НСР-ПП для наблюдения за нагрузкой СДПМ, в котором традиционная функция переключения заменена гибкой функцией синусоидального насыщения пограничного слоя [73]. Функция $\text{sat}(s)$ показана следующим образом:

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} \text{sgn}(s); & \text{if } |s| \geq \phi \\ \sin\left(\frac{\pi \cdot s}{2 \cdot \phi}\right); & \text{if } |s| < \phi \end{cases}\quad (3.8)$$

где ϕ - толщина пограничного слоя.

Кривые стандартной функции переключения и функции синусоидального насыщения показаны на рис. 3.1.

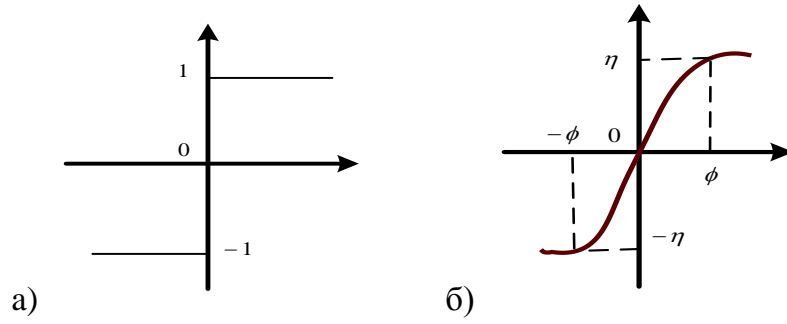


Рис. 3.1. Кривые стандартной функции переключения и функции синусоидального насыщения: а) обычная функция переключения; б) функция гибкого синусоидального насыщения пограничного слоя.

Формула (3.6) модифицируется следующим образом:

$$\begin{aligned}\dot{\hat{\omega}}_m &= \frac{3 \cdot p_n \cdot \psi_f}{2 \cdot J} \cdot i_q - \frac{1}{J} \cdot \hat{T}_L - \frac{B}{J} \cdot \hat{\omega}_m + k_1 \cdot \text{sat}(s) \\ \dot{\hat{T}}_L &= k_2 \cdot \text{sat}(s)\end{aligned}\quad (3.9)$$

Погрешность наблюдения электрической угловой скорости определяется как $\tilde{\omega} = \hat{\omega} - \omega$, а ошибка наблюдения момента нагрузки определяется как $\tilde{T}_L = \hat{T}_L - T_L$. Согласно (3.5) и (3.6) можно получить следующую формулу ошибки состояния НСР:

$$\begin{aligned}\dot{\tilde{\omega}} &= -\frac{1}{J} \cdot \tilde{T}_L - \frac{B}{J} \cdot \tilde{\omega} + k_1 \cdot \text{sat}(s) \\ \tilde{T}_L &= k_2 \cdot \text{sgn}(s)\end{aligned}\quad (3.10)$$

Покажем, что предлагаемая поверхность скольжения V будет основой для построения регулятора скольжения для асимптотического регулирования установившегося момента нагрузки до заданного значения в соответствии с критерием устойчивости по Ляпунову.

Функция Ляпунова задается следующий образом [35]:

$$V = \frac{1}{2} \cdot s^2 \quad (3.11)$$

Если брать функцию V по времени, мы получаем следующие результаты:

$$\begin{aligned}
\dot{V} &= s \cdot \dot{s} \\
&= s \cdot \left[k_1 \cdot \text{sat}(s) - \frac{1}{J} \cdot \tilde{T}_L - \frac{B}{J} \cdot \tilde{\omega} \right] \\
&= -\frac{B}{J} \cdot s^2 + s \cdot \left[k_1 \cdot \text{sat}(s) - \frac{1}{J} \cdot \tilde{T}_L \right]
\end{aligned} \tag{3.12}$$

где $B > 0$ и $J > 0$.

Когда $s \cdot \left[k_1 \cdot \text{sat}(s) - \frac{1}{J} \cdot \tilde{T}_L \right] \leq 0$, НСР будет удовлетворять условию асимптотической устойчивости, и его можно упростить следующим образом:

$$\begin{cases} \frac{1}{J} \cdot \tilde{T}_L + k_1 < 0, s < 0 \\ \frac{1}{J} \cdot \tilde{T}_L + k_1 \geq 0, s \geq 0 \end{cases} \tag{3.13}$$

Таким образом, можно получить диапазон усиления скользящего режима:

$$k_1 \leq -\left| \frac{1}{J} \tilde{T}_L \right| \tag{3.14}$$

Когда наблюдатель крутящего момента нагрузки в скользящем режиме переходит в устойчивое состояние, ошибку измерения угловой скорости электрического тока $\tilde{\omega} = \dot{\tilde{\omega}} = 0$ и (3.9) можно упростить как:

$$\begin{aligned}
0 &= -\frac{1}{J} \cdot \tilde{T}_L + k_1 \cdot \text{sat}(s) \\
\tilde{T}_L &= k_2 \cdot \text{sgn}(s)
\end{aligned} \tag{3.15}$$

Формулу (3.14) можно дополнительно упростить как:

$$\dot{\tilde{T}}_L - \frac{k_2}{k_1 \cdot J} \cdot \tilde{T}_L = 0 \tag{3.16}$$

Согласно теории устойчивости (15) $\frac{k_2}{k_1 \cdot J} < 0$. Так как $k_1 < 0$, $J > 0$, коэффициент усиления обратной связи НСР $k_2 > 0$, то погрешность момента нагрузки будет иметь вид [7]:

$$\tilde{T}_L = c_0 \cdot e^{\frac{k_2}{k_1 \cdot J} \cdot t} \tag{3.17}$$

где c_0 – константа.

Погрешность наблюдения момента нагрузки \tilde{T}_L уменьшается с увеличением времени t и достигает нуля. Скорость его приближения определяется коэффициентом усиления k_1 скользящего режима и коэффициентом обратной связи k_2 . При выборе соответствующих параметров k_1 и k_2 , можно гарантировать, что $\dot{V}^* < 0$. Погрешность наблюдения электрической угловой скорости и момента нагрузки СДПМ близка к нулю, а система векторного управления СДПМ устойчива.

Наконец, принципиальная схема НСР-ПП показана на рис. 3.2.

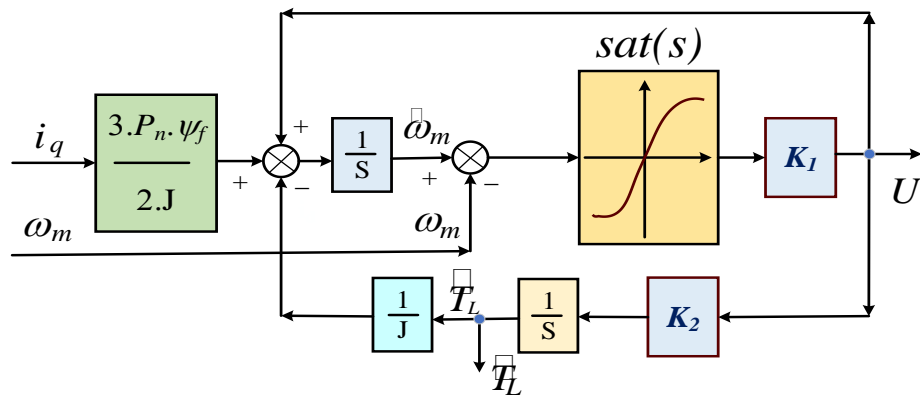


Рис. 3.2. Принципиальная схема НСР-ПП.

Значение наблюдения нагрузки НСР-ПП подается на вход регулятора тока, а компенсация возмущений с прямой связью обозначается как i_q^0 . В сочетании с (3.17) конечный эталонный ток оси q выражается следующим образом:

$$\tilde{T}_L = c_0 \cdot e^{\frac{k_2}{k_1 \cdot J} t} \quad (3.18)$$

где k_t - коэффициент усиления прямой связи для компенсации возмущений нагрузки, $k_t > 0$.

крутящего момента эталонного тока по оси q , с целью улучшения способности устранения шума нагрузки. Принципиальная блок-схема текущей стратегии компенсации эталонного тока по оси q показана на рис. 3.4 [35].

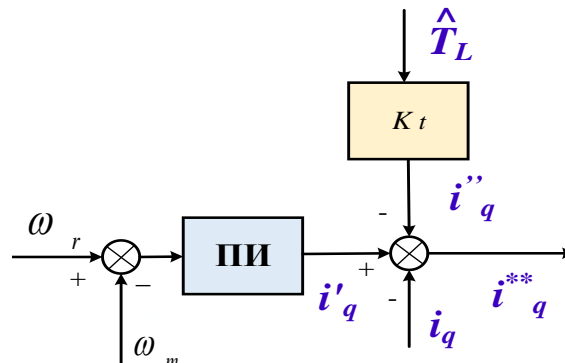


Рис. 3.4. Принципиальная блок-схема стратегии компенсации эталонного тока по оси i_q

На рисунке изображены: блок ПИ – регулятор скорости; k_t – коэффициент компенсации при наблюдении крутящего момента; i_q' – выход регулятора скорости; i_q'' – ток прямой компенсации по оси q , который может быть выражен как $i_q'' = k_t \cdot T_L$; i_q''' – опорный вход регулятора тока по оси q .

Таким образом, математическая формула стратегии прямой компенсации тока по оси q может быть выражена так:

$$i_q''' = i_q' + i_q'' = i_q' + k_t \hat{T}_L \quad (3.19)$$

3.1.3. Разработка разделителя нагрузки для двух приводов на обоих концах СК

1) Динамическое уравнение СК [9-11]

Сопротивление СК меняется со временем, и его можно описать следующей формулой [13]:

$$f_i = \begin{cases} F_{i-1} (v \simeq 0, F_{i-1} - F_i \leq f_s) \\ f_d (v > 0, x > 0) \end{cases} \quad (3.20)$$

где f_s – сила статического трения элементов цепи;

f_d – сила динамического трения элементов цепи.

Движения, образуемое в головной и хвостовой частями СК, является вращательными, и их динамические уравнения можно выразить следующим образом:

$$\begin{cases} T_t + (F_{2n} - F_1 - f_t) \cdot R_t = \frac{1}{2} \cdot m_t \cdot R_t^2 \cdot \ddot{\theta}_t \\ T_w + (F_n - F_{n+1} - f_w) \cdot R_w = \frac{1}{2} \cdot m_w \cdot R_w^2 \cdot \ddot{\theta}_w \end{cases} \quad (3.21)$$

где T_t – крутящий момент привода головного элемента;
 T_w – крутящий момент привода хвостового элемента;
 R_t – радиус звездочки головного элемента;
 R_w – радиус звездочки хвостового элемента;
 m_t – масса звездочки головного элемента;
 m_w – масса звездочки хвостового элемента;
 $\ddot{\theta}_t$ – угловое ускорение звездочки головного элемента;
 $\ddot{\theta}_w$ – угловое ускорение звездочки хвостового элемента.

На основании (3.20), (3.21) и (3.22) динамическое уравнение СК можно получить следующим образом [14], [15, 16]:

$$\begin{cases} \frac{1}{2} \cdot m_t \cdot R_t \cdot \ddot{\theta}_t + F_1 - F_{2n} = \frac{T_t}{R_t} - f_t \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + F_2 - F_1 = -f_2 \\ \dots\dots\dots \\ m_n \cdot \ddot{x}_n + F_n - F_{n-1} = -f_n \\ \frac{1}{2} \cdot m_w \cdot R_w \cdot \ddot{\theta}_w + F_{n+1} - F_n = \frac{T_w}{R_w} - f_w \\ \dots\dots\dots \\ m_{2n} \cdot \ddot{x}_{2n} + F_{2n} - F_{2n-1} = -f_{2n} \end{cases} \quad (3.22)$$

Упрощенное уравнение (3.24) имеет вид:

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + K x + W = F \quad (3.23)$$

где M - матрица масс; C - матрица демпфирования; K - матрица жесткости; W - матрица сопротивления; F - матрица внешних сил.

$$M = \text{diag}(m_t, m_2, m_3, \dots, m_{n-1}, m_w, m_{n+1}, m_{n+2}, m_{n+3}, \dots, m_{2n})$$

Вектор состояния определяется как:

$$\begin{aligned} x &= [x_t, x_2, x_3, \dots, x_{n-1}, x_w, x_{n+1}, x_{n+2}, x_{n+3}, \dots, x_{2n}]^T; \\ \dot{x} &= \begin{bmatrix} \dot{x}_t, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dots, \dot{x}_{n-1}, \dot{x}_w, \dot{x}_{n+1}, \dot{x}_{n+2}, \dot{x}_{n+3}, \dots, \dot{x}_{2n} \end{bmatrix}^T; \\ \ddot{x} &= \begin{bmatrix} \ddot{x}_t, \ddot{x}_2, \ddot{x}_3, \dots, \ddot{x}_{n-1}, \ddot{x}_w, \ddot{x}_{n+1}, \ddot{x}_{n+2}, \ddot{x}_{n+3}, \dots, \ddot{x}_{2n} \end{bmatrix}^T; \\ F &= [f_t / r_t, f_2, f_3, \dots, f_{n-1}, f_w / r_w, f_{n+1}, f_{n+2}, f_{n+3}, \dots, f_{2n}]^T; \end{aligned}$$

Смещение и скорость каждого элемента выбираются в качестве переменных состояния системы. Дифференциально алгебраические уравнения управления могут быть переписаны в виде уравнения состояния, показанные уравнением (3.25), в форме:

$$\begin{cases} \dot{V} = A \cdot V + B \cdot U \\ y = D \cdot V \end{cases} \quad (3.24)$$

где: V - вектор состояния; y - выходной вектор; U - входной вектор; A - матрица состояний; B - входная матрица; D - выходная матрица.

$$V = V_{2n \times 1} = \begin{bmatrix} x_t, \dot{x}_t, x_2, \dot{x}_2, \dots, x_w, \dot{x}_w, x_{n+1}, \dot{x}_{n+1}, \dots, x_{2n-1}, \dot{x}_{2n-1}, x_{2n}, \dot{x}_{2n} \end{bmatrix}^T$$

$$U = U_{2n \times 1} = [0, T_t / r_t, 0, -f_2, \dots, 0, T_w / r_w, 0, -f_{n+2}, \dots, 0, -f_{2n-1}, 0, -f_{2n}]^T$$

$$\begin{aligned} D = D_{2n \times 2n} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix}, & B = B_{2n \times 2n} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ U &= f(T_t, T_w, f_t, f_2, \dots, f_w, f_{n+1}, \dots, f_{2n}), \\ A &= A_{2n \times 2n}; \quad A \in R^{2n \times 2n} \end{aligned}$$

где $2n$ - общее количество звеньев цепи.

2) Разделитель нагрузки двух главных приводов [41, 42, 46, 48, 55, 57, 82-90]

Взаимосвязь между системой прямого привода с постоянными магнитами СК является первой предпосылкой и гарантией построения модели электромеханического соединения. Согласно (20), нагрузка системы прямого привода с постоянными магнитами может быть выражена следующим образом:

$$\begin{cases} T_{L1} = \frac{1}{2} \cdot m_t \cdot R_t^2 \cdot \ddot{\theta}_t - (F_{2n} - F_1 - f_t) \cdot R_t \\ T_{L2} = \frac{1}{2} \cdot m_w \cdot R_w^2 \cdot \ddot{\theta}_w - (F_n - F_{n+1} - f_w) \cdot R_w \end{cases} \quad (3.25)$$

3.2. Разработка и сравнительный анализ мягких вычислительных алгоритмов управления режимами работы приводов

Эволюционные алгоритмы были использованы при создании двух оптимально-адаптивных методов: Метода Роя Частиц (МРЧ) и комбинированного метода, состоящего из Алгоритма Оптимизации Сбора Бактерий (ОСБ) [17], и МРЧ. Для получения двигательных реакций было выполнено численное моделирование, в котором анализируются старые алгоритмы ОСБ-МРЧ-ПИД [22],[53] и сравниваются с НЛ-ПИД и МРЧ-ПИД.

Процесс проектирования регулятора НЛ-ПИД опирается на экспертный опыт. Регулятор НЛ-ПИД является нелинейным, и поэтому присутствует сложность создания точной его математической модели. В связи с этим, анализ стабильности системы при помощи регулятора НЛ-ПИД становится затруднительным [18]. Однако имеется несколько способов решения данной проблемы, такие как теория устойчивости Ляпунова, критерии устойчивости кольца и др.

Алгоритм МРЧ подходит для оптимизации параметров в пространстве непрерывного поиска многих измерений и не зависит ни от начальных условий, ни от информации о градиенте [21], [52]. Метод предназначен для обеспечения высокого качества решения за весьма короткий промежуток времени [21], [17] и зависит он только от значения целевой функции. Это делает метод вычислительно недорогим, простым для реализации с низким требованием Центрального процессора и памяти. К тому же, по результатам тестов, глобальные поисковые возможности МРЧ достаточно хороши. Однако МРЧ страдает от излишнего оптимизма, который приводит к менее точной регулировке его скорости и

направления. Кроме того отсутствует возможность локального поиска вблизи оптимальной точки [19, 91]. Более того, метод страдает от медленной сходимости на этапе уточненного поиска, слабой способности к локальному поиску [22]. Недостатком этих подходов является то, что они сложны в понимании и реализации.

Эволюционный алгоритм, названный ОСБ-МРЧ, используется для решения вышеупомянутых проблем и лишен части недостатков. Эта комбинация направлена на то, чтобы использовать способность обмена информацией между частицами МРЧ и способности ОСБ находить новые решения путем устранения и рассеивания [19]. Все задачи проектирования предлагаемых регуляторов сформулированы так же, как и задачи оптимизации для НЛ-ПИД, МРЧ-ПИД и ОСБ-МРЧ-ПИД. Они используются для поиска оптимальных параметров регулятора. Целевая функция на основе собственных значений, отражающая комбинацию коэффициента демпфирования, была оптимизирована для различных условий эксплуатации. Результаты моделирования гарантируют эффективность предлагаемого регулятора в обеспечении хорошей демпфирующей характеристики для колебаний систем СДПМ в широком диапазоне скоростей и условий нагрузки.

3.2.1. Адаптивный нечеткий ПИД-регулятор скорости для СДПМ [54, 63, 93]

Блок-схема системы векторного управления СДПМ на основе регулятора НЛ-ПИД [94] показана на рис. 3.8. Регулятор скорости представляет собой каскад регуляторов НЛ-ПИД, параметры которого изменяются в зависимости от состояния системы, что позволяет улучшить ее динамические характеристики. Он также содержит обычный ПИД-регулятор и систему логического вывода нечеткой логики. Проектная работа включает в себя следующие аспекты:

- 1) Начальные параметры K_p, K_i и K_d условного ПИД;
- 2) Функции принадлежности системы нечеткого вывода;
- 3) Нечеткие управляющие правила;
- 4) Масштабные коэффициенты ввода: E, E_c .

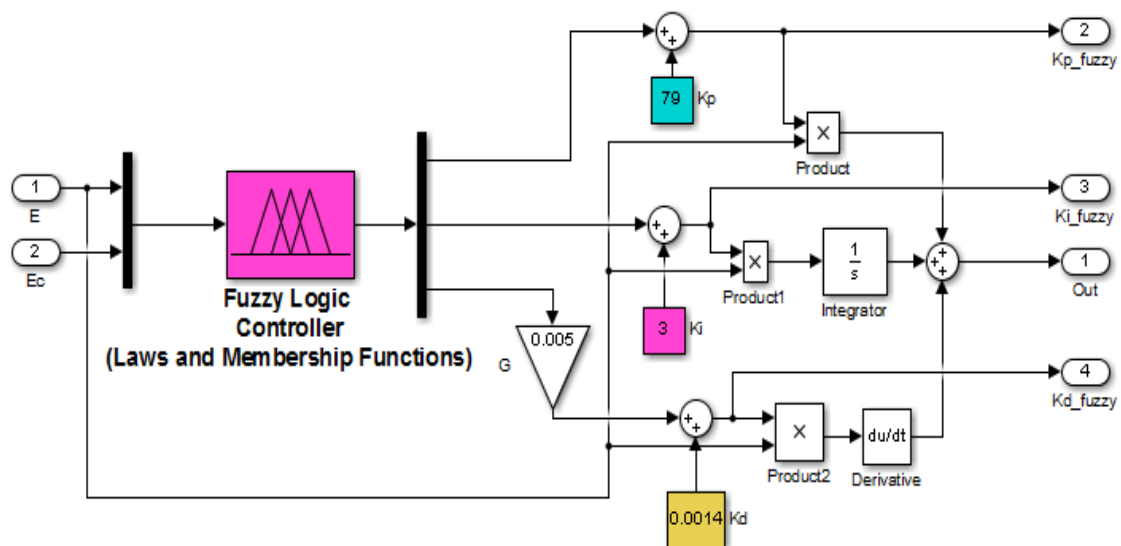


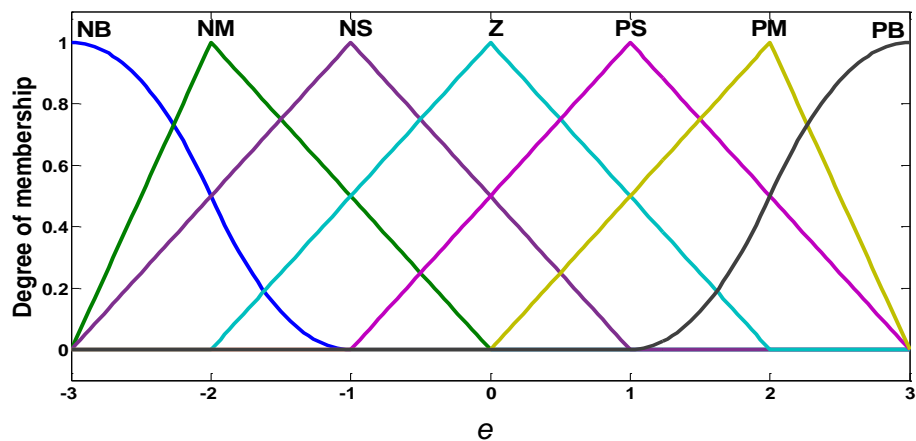
Рис. 3.8. Моделирование каскадной структуры регулятора НЛ-ПИД в программе Matlab/Simulink R2016.

3.2.2. Конструкция K_p , K_i и K_d регулятора НЛ-ПИД

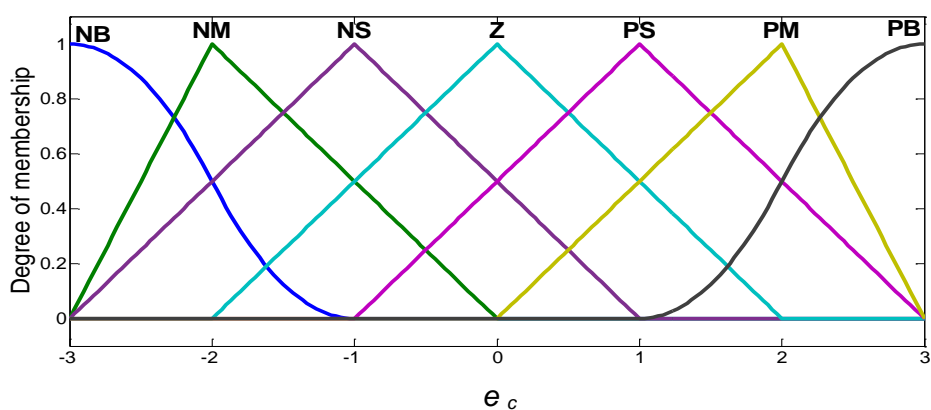
В дополнении к экспериментальному методу, начальные параметры обычного ПИД могут быть рассчитаны при помощи процедуры, описанной в работах [95, 96]. На практике, результаты могут быть применены непосредственно к системе управления с использованием обычного ПИД-регулятора, но для нечеткого ПИД-регулятора они являются просто начальными значениями. Информация о СДПМ показана в таблице II, и $K_p = 79,0$, $K_i = 3,0$; $K_d = 0,0014$.

3.3.3. Элементы нечеткой функции

Функции принадлежности нечеткого регулятора Мамдани для ввода отображают нормированную ошибку скорости (e) и частоту изменения ошибок (e_c) в степень участия [29], когда функции принадлежности для вывода играют противоположную роль. Существует семь лингвистических переменных: положительная большая (PL), положительная средняя (PM), положительная маленькая (PS), нулевая (ZO), отрицательная маленькая (NS), отрицательная среда (NM), отрицательная большая (NL). Входные и выходные функции принадлежности изображены на рис. 3.9 и рис. 3.10 соответственно. Они состоят из треугольных и сигмоидальных функций принадлежности.

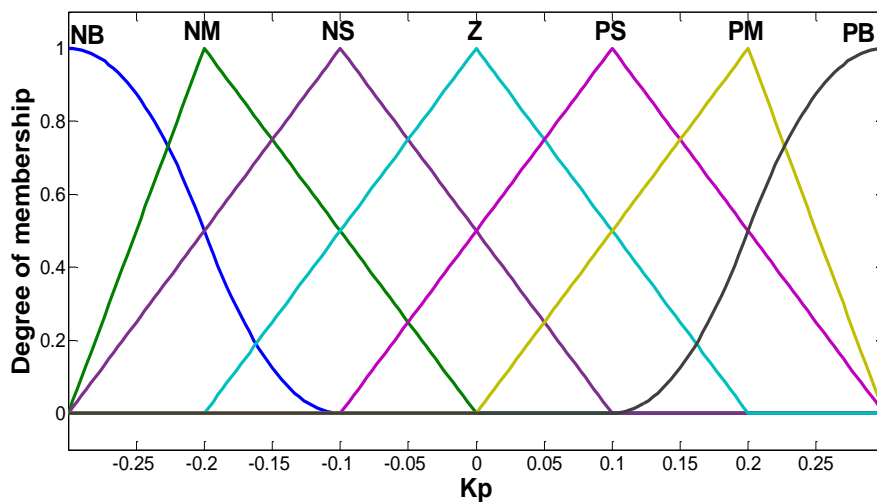


a)



б)

Рис. 3.9. Функции принадлежности для входов: а) Е и б) Ес. NB (Отрицательный Большой); NM(Отрицательный Средний); NS(Отрицательный маленький); Z(Ноль); PS(Положительный Малый); PM(Положительный средний); PB(Положительный Большой).



a)

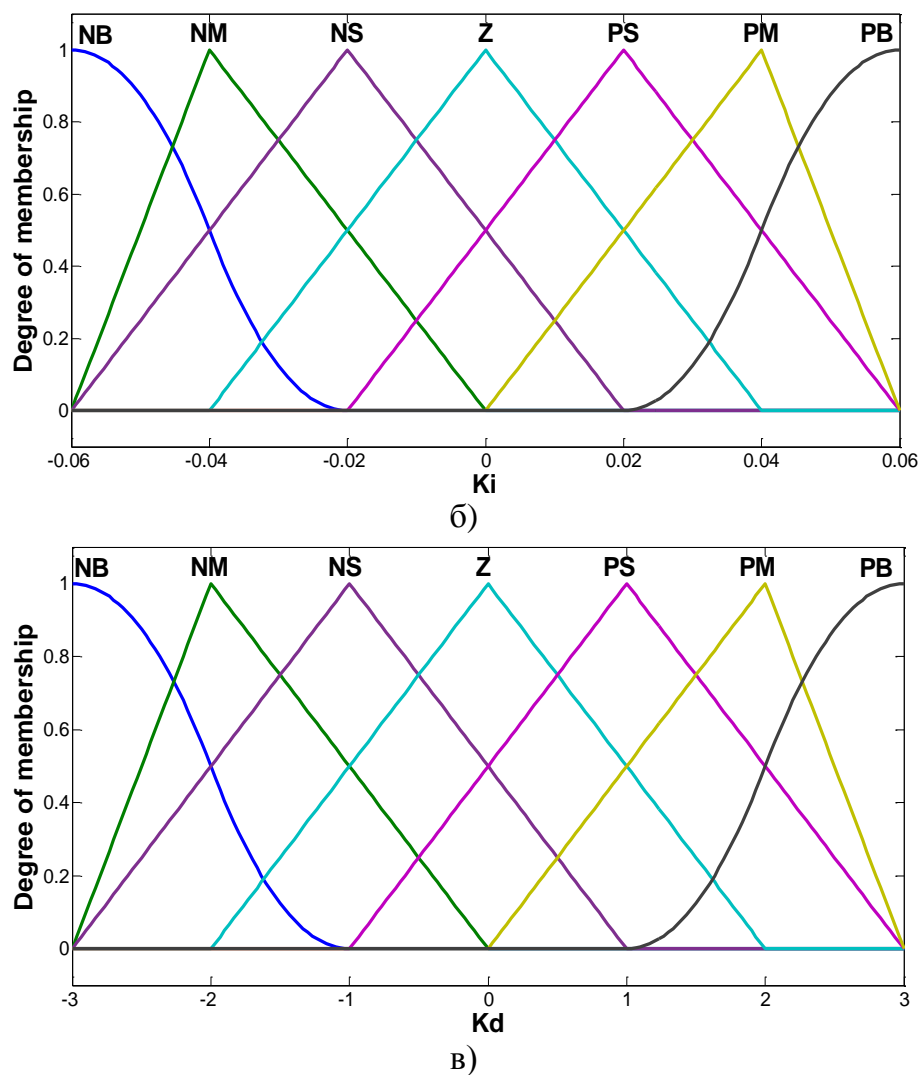


Рис. 3.10. Функции принадлежности для выходов: а) K_p ; б) K_i и в) K_d

Входные функции принадлежности характеризуются тем, что нечеткий регулятор становится менее чувствительным, когда входное значение относительно малое. Другими словами, если скорость двигателя приблизительно опорному значению, обычные ПИД параметры остаются стабильными, так что колебания скорости двигателя ограничены и стационарное состояние гарантируется.

Как в случае выходных функций принадлежности, когда E и E_c остаются маленькими, начальное значение коррекции (K_p, K_i, K_d) изменяется. По сравнению с функциями принадлежности, принятыми в [97], предложенные фокусируются не только на динамических характеристиках, но и на стационарных характеристиках системы.

3.2.4. Правила построения нечеткого управления

Связь между входами и выходами, которые зависят от фундаментальных знаний и опыта экспертов, несомненно, важны для нечеткого регулятора. Путем введения разумных правил нечеткого управления, можно получить хорошие результаты.

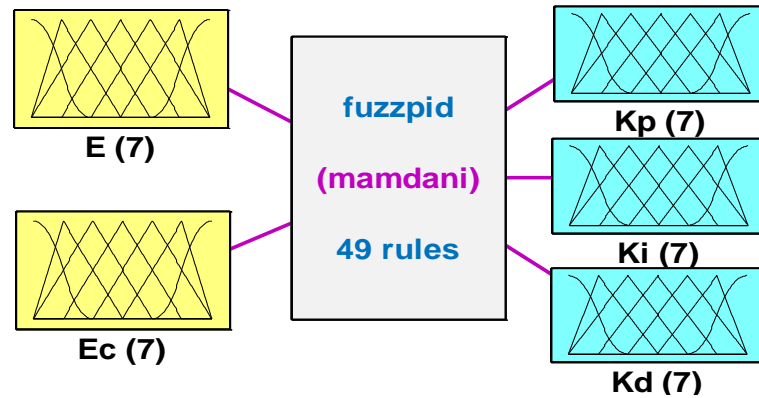


Рис. 3.11. Нечеткое правило для выходов K_p, K_i, K_d .

Таблица 3.1. Нечеткие правила управления для K_p, K_i, K_d

<div style="display: inline-block; transform: rotate(-45deg);">E Ec</div>	NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NM	NM	NS	ZO	ZO
NM	NB	NB	NM	NM	NS	ZO	PS
NS	NM	NM	NS	NS	ZO	PS	PM
Z	NM	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
PS	NS	NS	ZO	PS	PM	PM	PB
PM	NS	ZO	PS	PS	PM	PM	PB
PB	ZO	ZO	PM	PM	PB	PB	PB

$E = 10; E_c = 10; K_p = [-0,3; 0,3]; K_i = [-0,06; 0,06]; K_d = [-3; 3]$; число законов составляет 49 законов ($7 \times 7 = 49$ законов) [30].

Производительность системы будет гарантирована. Согласно большому количеству экспериментальных результатов, правила нечеткого управления, подходящие для системы, показаны в таблице 3.1. Как показано: K_p, K_i, K_d используют одни и те же правила, где K_p, K_i, K_d – коэффициент пропорциональности, интегральный коэффициент и дифференциальный

коэффициент соответственно.

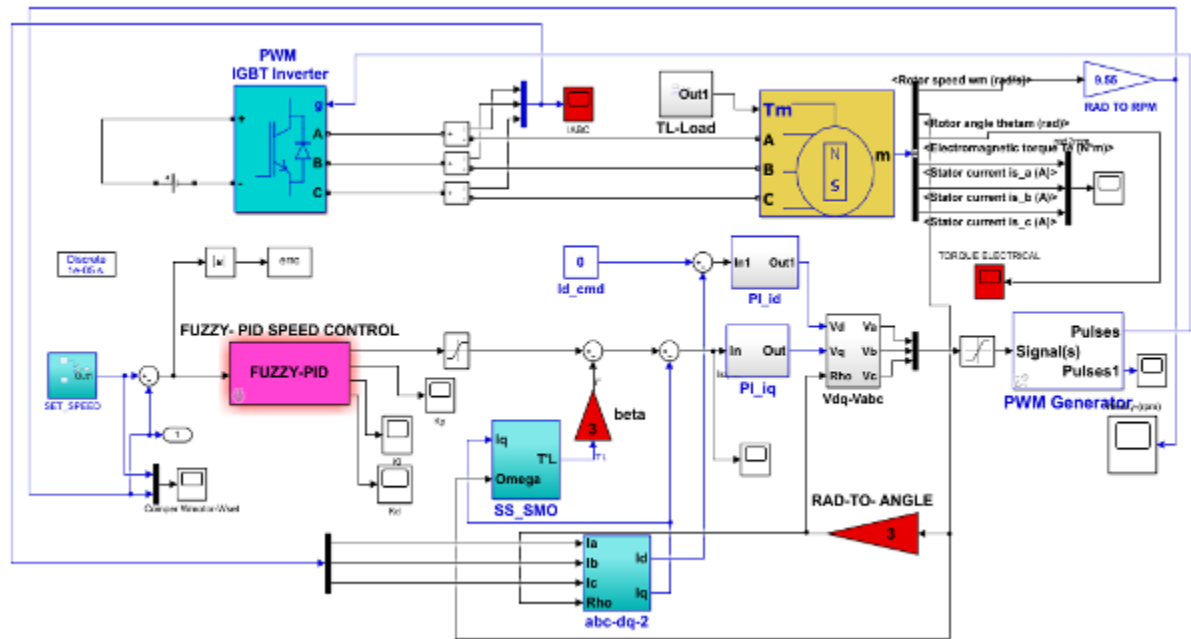


Рис. 3.12. Моделирование СДПМ с использованием НЛ-ПИД-регулятора в программе Matlab/Simulink R2016.

3.3. Разработка алгоритма оптимизации режима функционирования системы управления СК

Задача оптимизации определяется выбором функции приспособленности, а цель решения задачи оптимизации состоит в минимизации этой функции:

$$F = (1 - \exp(-\beta)) * (M_P + E_{SS}) + \exp(-\beta) * (T_S - T_r) \quad (3.26)$$

где F – функция приспособленности (Fitness function).

M_P – пик выброса (Peak Overshoot).

T_S – расчетное время (Settling Time).

T_r – время нарастания (Rise Time).

β – коэффициент масштабирования (зависит от выбора проектировщика).

Для нашего случая мы взяли коэффициент масштабирования $\beta = 0.5$).

$$E_{SS} = 1 / (1 + \text{dcgain}(\text{Модель_СДПМ}))$$

Таким образом, мы определили функцию приспособленности, которая имеет параметры ПИД в качестве входных значений и возвращает значение пригодности управляемой модели на основе ПИД в качестве выходных данных. Его можно записать в виде:

$$F = \text{fitness}(K_p, K_i, K_d)$$

3.3.1. Оптимальные параметры ПИД для МРЧ

Алгоритм МРЧ основан на анализе поведения групп животных, таких как стая птиц или стая рыб. Суть алгоритма состоит в последовательном отборе частиц (элементов системы) с наилучшими свойствами для поиска оптимального решения в многомерном пространстве. Этот алгоритм находит наилучшее оптимизированное значение для каждой частицы опираясь на некоторые критерии [98]. Оптимизированное значение оценивается с использованием некоторой функции стоимости, которая определяет наилучшее значение для этой функции приспособленности. Каждая частица имеет два основных параметра: первый — положение частицы x_i , а второй – скорость частицы v_i , где i обозначает индекс итерации. Наилучшие значения, полученные для всех частиц, объединяются, чтобы получить наилучшее значение для всего роя. Затем этот рой из N частиц проходит через D -мерное пространство и после очередного нахождения двух наилучших значений скорости и положения, частицы обновляются на основе следующих уравнений [33, 34]:

$$v_i^{t+1} = \omega v_i^t + C_1 r_1^t (p_i^t - x_i^t) + C_2 r_2^t (g^t - x_i^t) \quad (3.27)$$
$$x_i^{t+1} = x_i^t + v_i^{t+1}$$

где ω – инерционный вес;

C_1, C_2 – коэффициенты ускорения;

r_1^t, r_2^t – диагональные матрицы $n \times n$, в которых элементы представляют собой случайные числа, равномерно распределенные в интервале $[0, 1]$. На каждой итерации эти матрицы восстанавливаются;

p_i^t, g^t – лучшее решение частицы i -th и лучшее решение, найденное для любой частицы в рое, соответственно.

Значение инерционного веса линейно уменьшается от поколения к поколению, и это видно при сравнении ее с значениями первых поколений и последующих. Формула ниже используется для обновления значения инерционного веса:

$$\omega = \omega_{\max} - \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{iter_{\max}} \times iter$$

где ω_{\max} , ω_{\min} – нижняя и верхняя границы инерционного веса ω , соответственно;

$iter_{\max}$ – максимальное количество итераций;

$iter$ – текущая итерация.

3.3.2. Адаптивный регулятор скорости двигателя МРЧ-ПИД

Нами предлагается улучшенная МРЧ путем тщательного сочетания исходного алгоритма МРЧ [54],[62] и характеристик обратной связи. В частности, улучшения касаются трех аспектов:

- составление компонентов решения;
- установка параметров на основе предыдущих;
- определение функции оценки.

Во-первых, три параметра регулятора определены для составления отдельного $\vec{x}_j = f(k_p, k_i, k_d)$, поэтому в отдельном элементе есть только три члена. Каждому участнику присваивается фактическая стоимость. Если в популяции n индивидуумов, то популяция X может быть выражена в виде следующей матрицы:

$$X = \begin{bmatrix} \vec{x}_1 \\ \vec{x}_2 \\ \vdots \\ \vec{x}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{p1} & k_{i1} & k_{d1} \\ k_{p2} & k_{i2} & k_{d2} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ k_{pn} & k_{in} & k_{dn} \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

где \vec{x}_j – это вектор, $j = 1, 2, \dots, n$.

Во-вторых, некоторые настройки параметров связаны с ранее полученными знаниями: коэффициент усиления K_p можно использовать для уменьшения времени нарастания; дифференциальный коэффициент усиления K_d может регулировать время прохождения и установления; интегральный коэффициент усиления K_i устраняет ошибки установившегося состояния. Ключевой параметр ω в (2) расширен от скаляра до вектора, выраженного как $\vec{\omega} = (\omega_p, \omega_i, \omega_d)$. Элемент ω_p является нелинейной функцией фрагмента:

$$\vec{\omega}_r = \begin{cases} \omega_{\max}, \text{if } |\delta - 1| \geq \sigma \text{ or } [e_{\omega}] \geq \tau \\ \frac{1}{\lambda^2} [(\omega_{\max} - \omega_{\min})(\delta - 1)^2 + \omega_{\min}] \end{cases} \quad (3.29)$$

где λ , τ – пороги ошибки превышенного и устойчивого состояний, соответственно. Согласно общим определениям, $\lambda = 0,25$ и $\tau = 0,01$.

Аргумент ω_r возрастает нелинейно с $(\delta - 1)$ в интервале $[-0,3; 0,3]$.

Уравнение обновления положения (3) составлен с небольшой модификацией для удовлетворения требований особых случаев:

$$x_{j,p}^{t+1} = \begin{cases} x_{j,p}^{t+1} - |v_{j,p}^{t+1}|, e_{\omega} \geq 0.1 \\ x_{j,p}^{t+1} + |v_{j,p}^{t+1}|, e_{\omega} \leq -0.1 \end{cases} \quad (3.30)$$

где $x_{j,p}^{t+1} = k_{j,p}^{t+1}$, $j = 1, 2, 3, \dots, n$. Верхний индекс t обозначен переменной $iter$

В-третьих, более полный показатель производительности рассчитывается не только на основе интегральной погрешности, но и на основе управляющего входа, времени нарастания, времени установления и т.д.

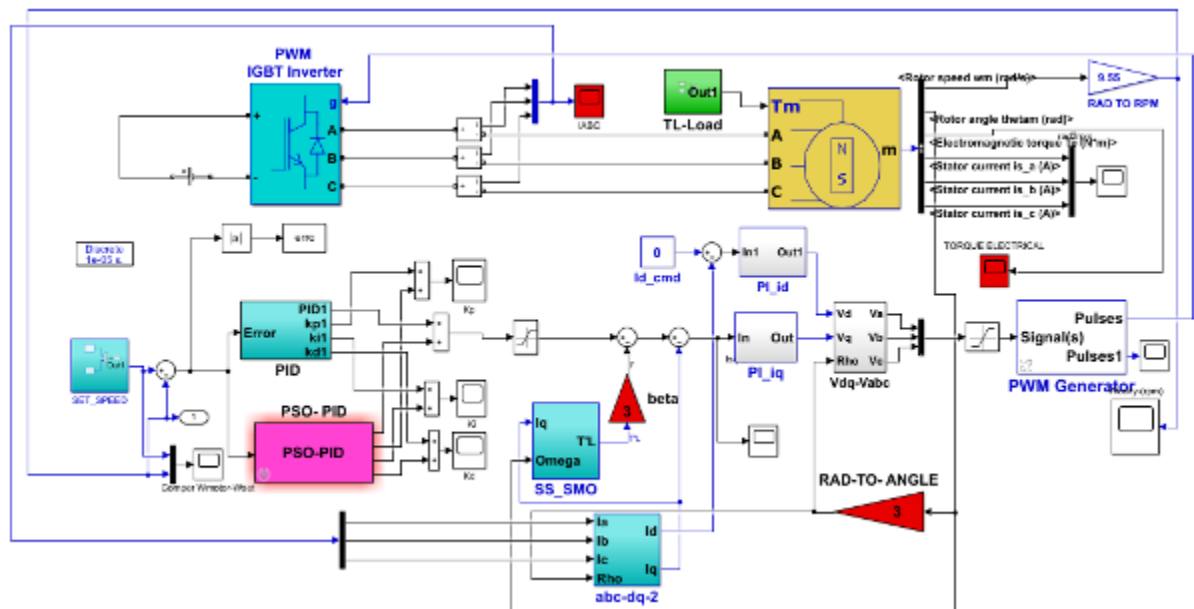


Рис. 3.14. Моделирование СДПМ с использованием МРЧ-ПИД-регулятора в программе Matlab/Simulink R2016

3.3.3. МРЧ-ПИД регулятор скорости СДПМ

а) Параметры регулятора ПИД:

– Пропорциональный параметр: $K_p = 79,0$;

- Интегральный параметр: $K_i = 3,0$;
- Производный параметр: $K_d = 0,00149$;
- Интеллектуальные параметры ПИД, основанные на методах алгоритма МРЧ и ОСБ-МРЧ, используются в качестве инструмента настройки параметров.

б) Параметры регулятора МРЧ-ПИД:

- размер роя: $N = 10$ индивидуумов;
- вес инерции ω линейно уменьшается на протяжении итераций: $\omega_{max} = 1,25$ и $\omega_{min} = 0,02$;
- коэффициенты ускорения: $C_1 = 1,2$; $C_2 = 0,12$;
- Максимальная скорость: $v_{max} = (x_{max} - x_{min})/2$; $K_{globe_best_position} = 3$.

в) Параметры ОСБ-МРЧ-ПИД:

- число бактерий: $S = 12$;
- число шагов хемотаксиса: $N_e = 6$;
- длина плавания: $N_s = 7$;
- число повторяющихся шагов: $N_{re} = 2$;
- число событий разгона ликвидации: $N_{ed} = 2$;
- число размножающихся бактерий на поколение: $S_r = S / 2$;
- вероятность уничтожения/рассеивания каждой бактерии: $P_{ed} = 0,25$;
- длина пробега: $c(:,1) = 0,05 * ones(s,1)$.

Начальные параметры ПИД (K_p, K_i, K_d) выбираются случайным образом.

Разрабатываемая функция приспособленности, которую необходимо минимизировать с помощью алгоритмов МРЧ и ОСБ-МРЧ, называется пороговой. В ней обобщена вся необходимая нам информация о прямой погрешность скорости, перерегулировании и недостатках, которые были представлены в (3.28). Алгоритмы МРЧ и ОСБ-МРЧ эффективно находят лучшие параметры ПИД, эквивалентные функции оптимальной приспособленности (3.28).

Из системы уравнений (3.25) с использованием программного обеспечения Matlab-Simulink была полностью смоделирована система управления работой СК (рис. 3.15) с конкретными характеристиками представленными в таблице 3.2 [100].

смоделированного двумя блоками $M1$, $M2$. Выходные крутящие моменты звездочки T_t , T_w зацепляют и тянут вращающиеся элементы цепи в блоке BU (2, 3). Матрица состояния $A_{2n \times 2n}$ (2) описывается блоком A . Степень смещения элементов звена цепи x , dx отражается и вычисляется для момента нагрузки $TL1$, $TL2$ в блоках $Load1$, $Load2$. Крутящий момент нагрузки на двух гусеницах передается СДПМ со значением T_m .

При неравномерной заливке угля на СК (генерируется угольным резаком, движущимся вдоль конвейера, или из-за изменения массы угля с течением времени), наблюдатель крутящего момента нагрузки в скользящем режиме обнаруживает текущее значение токов i_a , i_b , i_c , скорость двигателя w и измеряет обратную связь. Наблюдатель также отвечает за своевременный расчет и подачу тока i''_q (рис. 3.2, 3.4) для управления электромагнитным моментом двигателя, чтобы преодолеть момент нагрузки.

Блок «Оптимизация сбора бактерий - Метод роя частиц - Пропорционально-интегрально-дифференцирующий регулятор» (ОСБ-МРЧ-ПИД) (рис. 3.15) - блок управления частотой вращения элеткродвигателей СДПМ (1, 2), который также регулирует и скорость СК. Этот блок может применять различные алгоритмы оптимизации скорости, такие как:

1. Адаптивный нечеткий ПИД
2. МРЧ-ПИД (рис. 3.16)
3. ОСБ-МРЧ-ПИД (рис. 3.17)

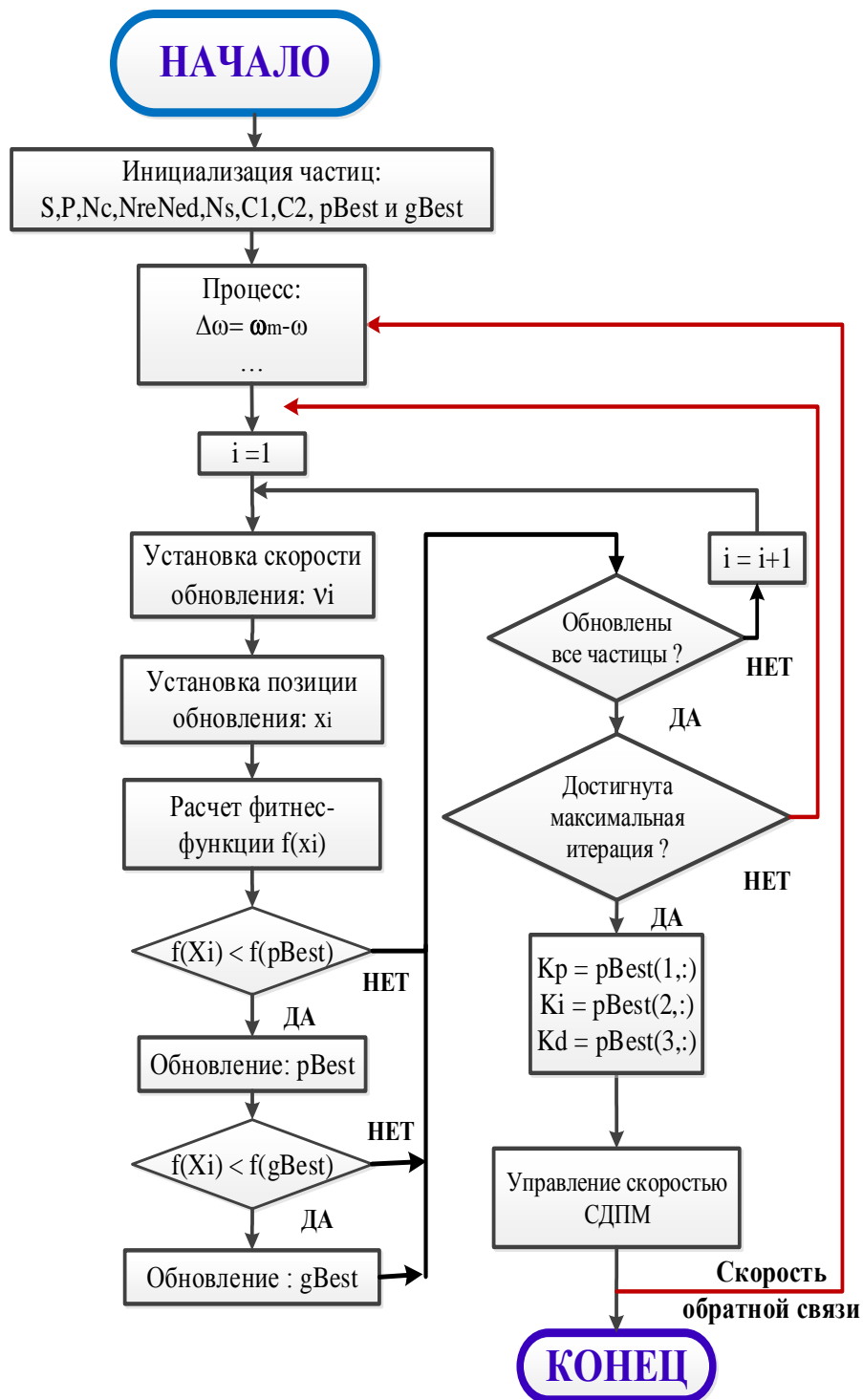


Рис. 3.16. Блок - схема алгоритма МРЧ оптимальных параметров ПИД

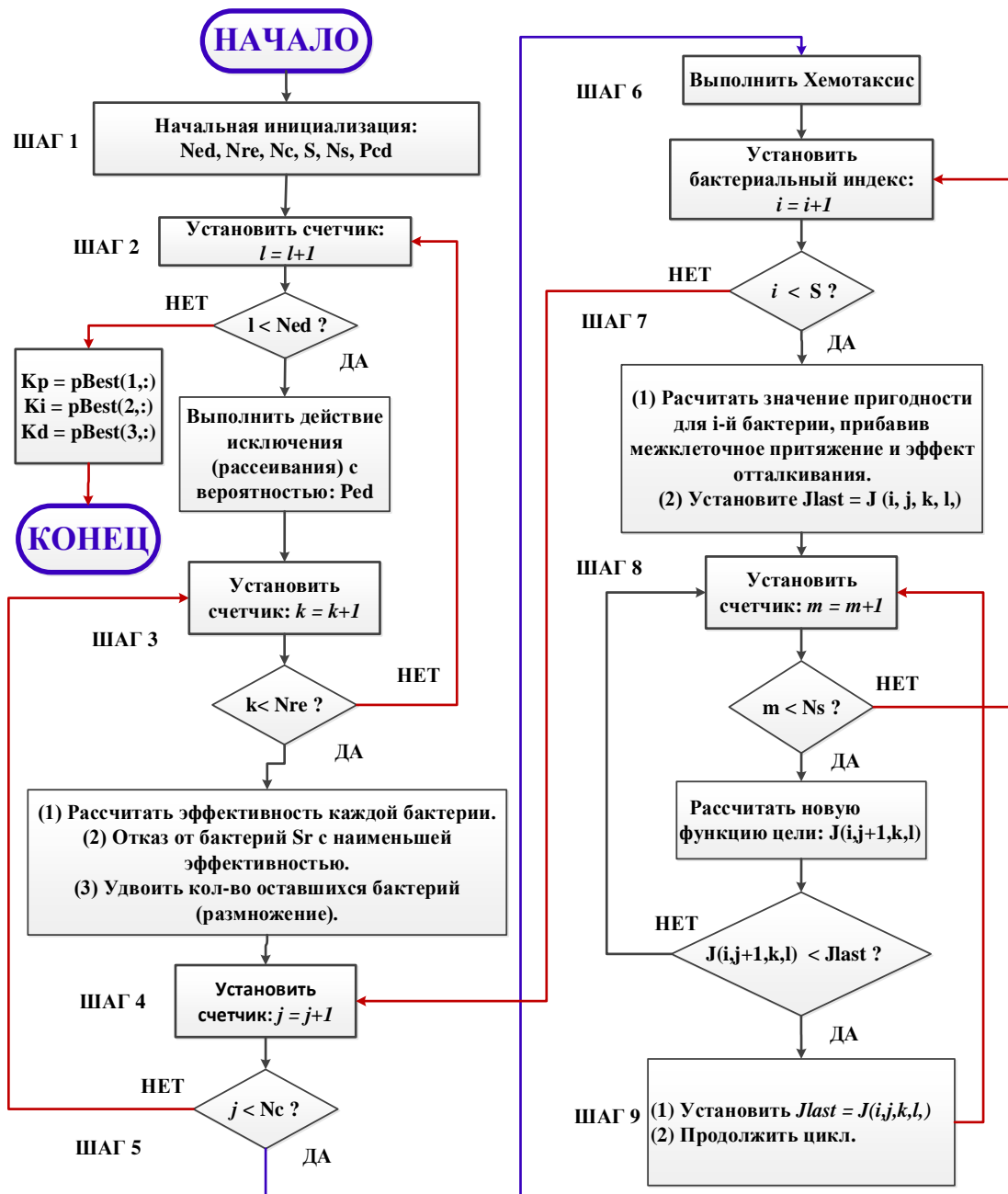


Рис. 3.17. Блок-схема алгоритма функционирования ОСБ-МРЧ-ПИД.

Поскольку система СК слишком велика для внедрения в реальную модель, для проверки ее эффективности и подлинности рекомендуется использовать метод ПАМ (Программно-Аппаратное Моделирование). Метод ПАМ СК реализуется в программе Matlab-Simulink во встраиваемый компьютер dSPACE-Control Desk, где на практике можно проверить алгоритмы контроля системы СК (рис. 3.18-3.20).

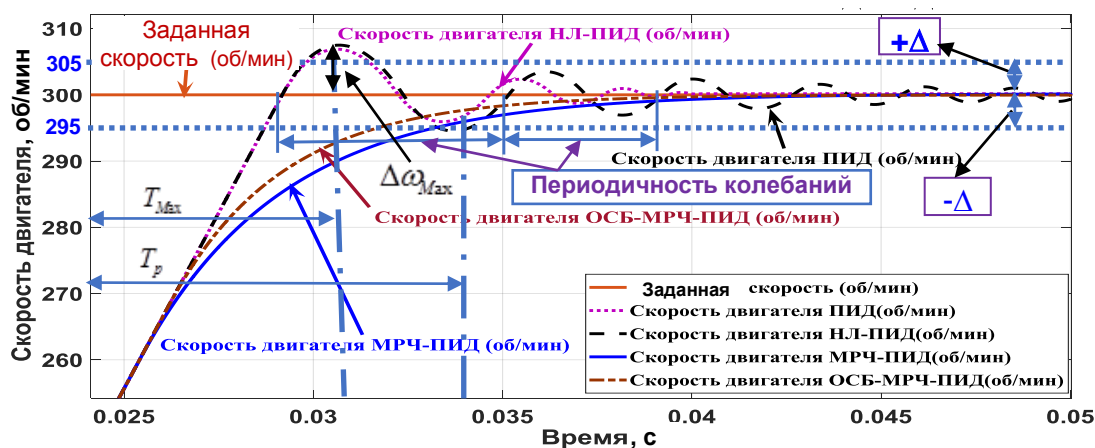


Рис. 3.18. Сравнение запуска СДПМ 0-200 (об/мин) с использованием ПИД, НЛ-ПИД, МРЧ-ПИД и ОСБ-МРЧ-ПИД регуляторов (Запуск 0 - 200(об/мин)). (Δ : Статическое отклонение $\leq 5\%$, T_{max} : время достижения максимального значения скорости).

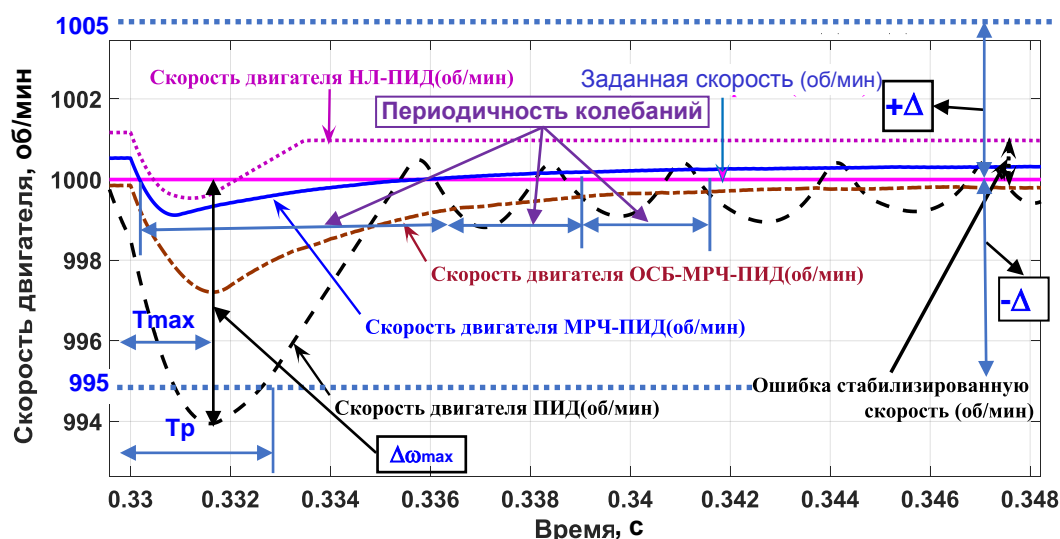


Рис. 3.19. Сравнение загрузки СДПМ с использованием ПИД, НЛ-ПИД и МРЧ-ПИД (Нагрузка T_L при разгрузке от 0 до $2 \cdot 10^4$ Н.м; $t = 0,05$ (с)).

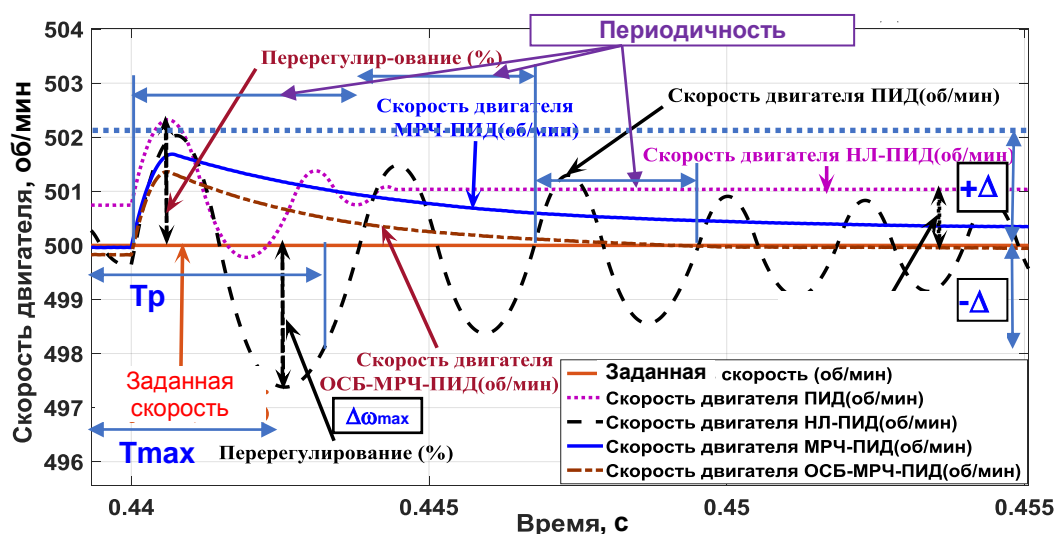


Рис. 3.20. Сравнение разгрузки СДПМ с использованием ПИД, НЛ-ПИД и МРЧ-ПИД (Нагрузка T_L при загрузке от $30 \cdot 10^4$ до $15 \cdot 10^4$ Н.м; $t = 0,44$ (с))

Полученные результаты оценки качества алгоритмов НЛ-ПИД, МРЧ-ПИД, ОСБ-МРЧ-ПИД представлены в таблице 3.3. В ней также представлены сравнительные результаты различных критериев трех алгоритмов по контролю стабильности скорости СДПМ СК.

Таблица 3.3. Оценка качества АОРЧ-ПИД и ОСБ-МРЧ-ПИД для СДПМ при: запуске; загрузке и разгрузке.

	Запуск 0 - 200(об/мин)			Т _Л при загрузке от 30.10 ⁴ до 15.10 ⁴ Н.м при t = 0,44 (сек)			Т _Л при разгрузке от 0 до 2.10 ⁴ Н.м при t = 0,05 (сек)		
Критерии оценки качества/ Регуляторы	НЛ- ПИД	МРЧ- ПИД	ОСБ- МРЧ- ПИД	НЛ- ПИД	МРЧ- ПИД	ОСБ- МРЧ- ПИД	НЛ- ПИД	МРЧ- ПИД	ОСБ- МРЧ- ПИД
Перерегулирование $\Delta\omega_{\text{Max}}$ (об/мин)/(%)	5,0/2,5	0,8/0,27	0,02/0,02	2,25/0,52	1,25/0,52	1,2/0,32	3,7/1,23	4,0/1,33	3,7/1,23
Время отклика T_p (сек)	0,02	0,03	0,02	0,01	0,016	0,015	0,018	0,019	0,019
Состояние устойчивости (%)	0,21	0,52	0,22	0,22	0,08	0,04	0,001	0,001	0,001
Коэффициент ошибки скорости (об/мин)	1,12	0,56	0,25	1,22	0,5	0,25	1,05	0,45	0,2
Количество циклов колебаний	1	0	0	2	1	1	2	1	1
Статическое отклонение (Δ) $\leq 5\%$	Да	Да	Да	Да	Да	Да	Да	Да	Да

Из таблицы видно, что коэффициент ошибки регулятора ОСБ-МРЧ-ПИД ниже, чем у регуляторов НЛ-ПИД и МРЧ-ПИД, тем временем как у ПИД-регулятора и МРЧ-ПИД коэффициент ниже, чем у НЛ-ПИД и, наконец, у НЛ-ПИД ниже, чем у ПИД-регулятора.

Таким образом, опираясь на полученные нами результаты оценок качества управления скоростью СК, использующего мягкие вычислительные алгоритмы, делаем вывод, регулятор ОСБ-МРЧ-ПИД является наиболее качественным для управления СК.

3.4. Выводы по главе

В главе 3 были получены следующие результаты:

– описан метод наблюдения за крутящим моментом нагрузки на валу двигателя СДПМ, отслеживающий изменение угла на СК. Объем засыпанного угля в желоб со временем меняется и неравномерно, из-за чего на звездочку воздействуют разные крутящие моменты. Для гарантии того, что приводной двигатель звездочки не перегрузится или не повредит шестерню, на основе тока статора и скорости двигателя был разработан наблюдатель крутящего момента нагрузки.

– рассмотрены конструкции различных регуляторов скорости для повышения устойчивости СК при применении инвертора к контролю скорости для обеспечения производительности СК.

– разработаны алгоритмы нечеткого управления, алгоритмы оптимизации НЛ-ПИД, МРЧ-ПИД и ОСБ-МРЧ-ПИД для контроля стабильности скорости, на основе анализа взаимосвязи оптимальных параметров ПИД-регулирования и характеристик отклика. Результаты показывают, что предложенный регулятор действительно способен эффективно выполнять поиск оптимальных параметров ПИД-регулятора по сравнению с регуляторами ПИД, МРЧ-ПИД и ОСБ-МРЧ-ПИД.

Глава 4. Реализация алгоритмов системы управления скребковым конвейером

4.1. Исследование эффективности алгоритмов управления СК с использованием инструментов моделирования

Моделирование системы СК поможет нам в наблюдении за следующими ее параметрами:

- натяжение цепи в различных положениях СК;
- скорость работы СК;
- производительность каждого часа работы;
- ранняя диагностика проблем работы СК;
- максимальная длина СК под разными углами;
- визуальное отображение через параметры обратной связи по току, напряжению, крутящему моменту на валу двигателя, скорости СДПМ и т.д.

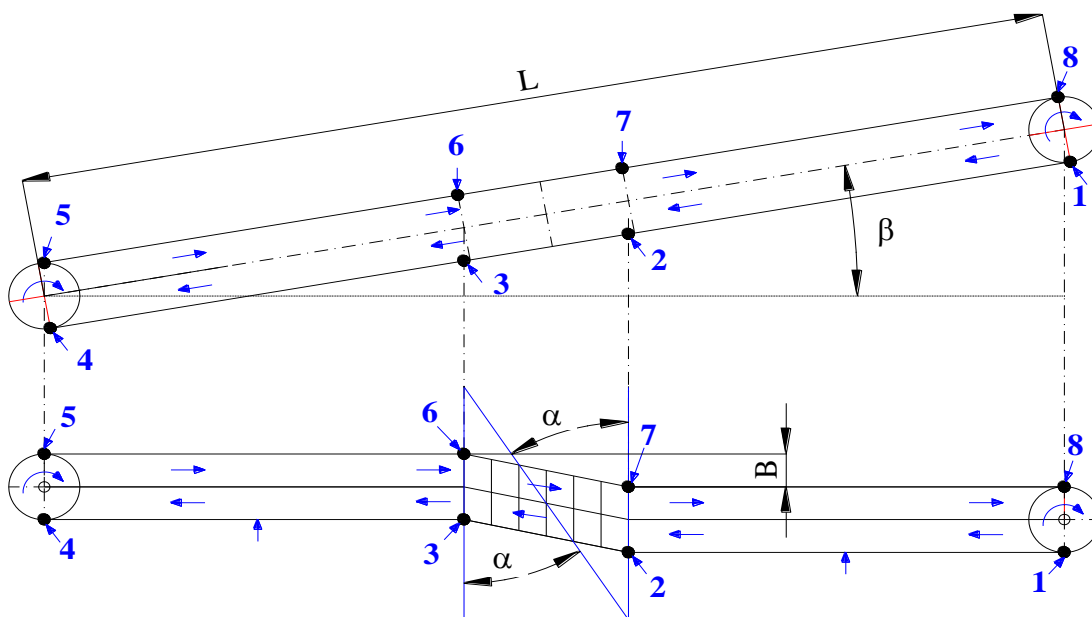


Рис. 4.1. Модель СК с изогнутым посередине желобом.

На рисунке 4.1 изображена Модель СК, где:

- Точка 1: выход цепи из приводной звездочки 1;
- Точка 2: начало изгиба желоба (по нижней части желоба);
- Точка 3: конец изгиба желоба (по нижней части желоба);
- Точка 4: вход цепи в натяжную звездочку 2;
- Точка 5: выход цепи из натяжной звездочки 2;
- Точка 6: начало изгиба желоба (по верхней части желоба);

- Точка 7: конец изгиба желоба (по верхней части желоба);
- Точка 8: вход цепи в приводную звездочку 1.

В точках 1, 4, 5, 8 возможны случаи повреждения цепи, ее обрыва или же поломки шестерни звездочки. В частности это происходит из-за натяжения цепи в точке 8 при запуске СК и при разных положениях его работы. Следовательно, нам нужно установить контроль над натяжением цепи (S) в этих точках так, чтобы оно всегда было меньше номинального натяжения цепи ($S_{\text{ном}} = 7,2 \cdot 10^3$ (кН)), при этом общая мощность СК (P) не должна превышать общей мощности двух выбранных нами СДПМ ($P_{\text{ном}} = 110$ (кВт) $\times 2 = 220$ (кВт)).

Результаты тестирования модели системы СК и расчетов натяжения в точках (1, 4, 5, 8), общей мощности и максимальной транспортной длины (L_{max}) при различных положениях работы, таких как горизонтальное $\beta = 0^\circ$, наклонное под углом $\beta = -10^\circ$, наклонное под углом $\beta = +10^\circ$ и наклонное под углом $\beta = -17,6^\circ$ (особый случай, когда рабочий угол СК при максимальном расчетном угле составляет 17,6 градуса) представлены в таблице ниже:

ТАБЛИЦА 4.1. РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕСТИРОВАНИЯ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ СК.

Положение СК	Натяжение цепи в точках (кН)				Общая мощность P (кВт)	Макс. Транспортная длина L (м)
	S_1	S_4	S_5	S_8		
$\beta = 0^\circ$	5,0	29,83	32,36	143,58	158,3	186
$\beta = -10^\circ$	5,0	39,82	43,21	113,4	123,84	212
$\beta = +10^\circ$	5,0	19,3	20,9	169,8	188,11	172
$\beta = -17,6^\circ$	5,0	46,9	50,9	88,2	95,11	258
Выводы и рекомендации по результатам расчетов						
Натяжения цепи в критических точках: $S_1 < S_4 < S_5 < S_8 < S_{\text{ном}}$				Цепь при работе СК в этом положении не рвется/не повреждается		
Общая мощность СК меньше, чем общая мощность двух СДПМ ($P < P_{\text{ном}}$)				Оба двигателя работают безопасно и без перегрузок		

4.2. Разработка программного модуля управления и его интеграция в систему управления

4.2.1. Инструменты и рабочая среда

Программа Matlab-Simulink была скомпилирована в системе управления dSPACE и работает в режиме реального времени для обеспечения надежного управления СК путем активации подходящих значений скорости и крутящего момента [5].

Входные сигналы системы управления dSPACE:

а) Плата dSPACE DS2003: 16-бит; 32 канала; A/D преобразования. Входные и выходные токи I_a , I_b , соответствуют токам СДПМ [23].

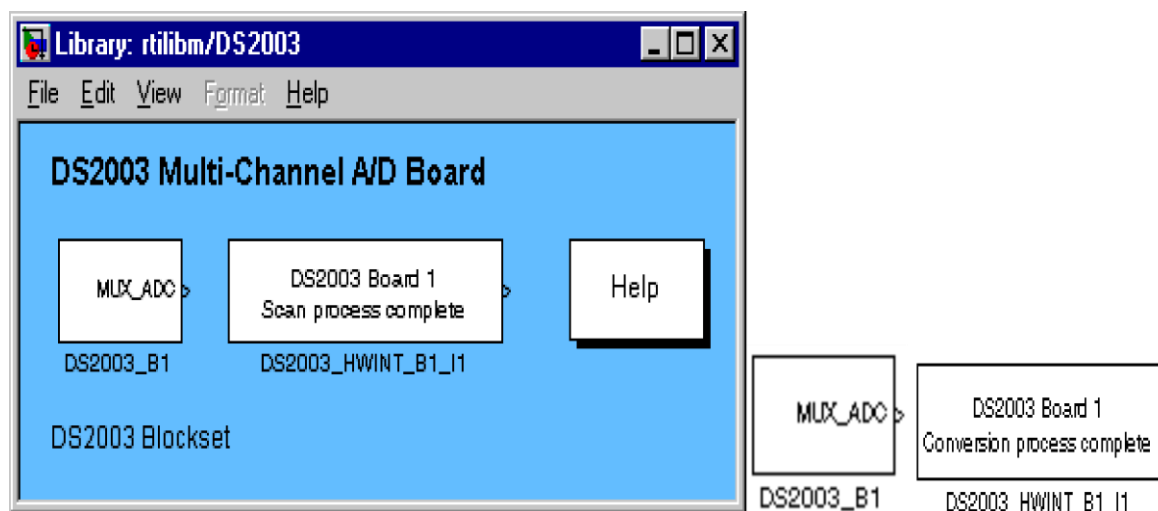


Рис. 4.2. Соответствующая иконка библиотеки платы в rtilibm, открывающая библиотеку RTILibm-DS2003.

Доступ к последующим блокам ввода-вывода и их аналогам можно получить при помощи набора блоков DS2003 RTI.

Таблица 4.1. Соотношение между аналоговым входным напряжением и выходным сигналом платы DS2003.

Диапазон входного напряжения (Input Voltage Range)	Выход Simulink (Simulink Output)
± 5 V DC	± 1.0
± 10 V DC	± 1.0

Диапазон выходного сигнала модуля соответствует количеству выбранных каналов.

б) Плата энкодера dSPACE DS3002: 16 бит; 5 параллельных каналов, каждый из которых обеспечивает все необходимое для подключения инкрементального энкодера и обработки его выходных сигналов. Измеряет относительные положения вдоль их соответствующих осей [24].

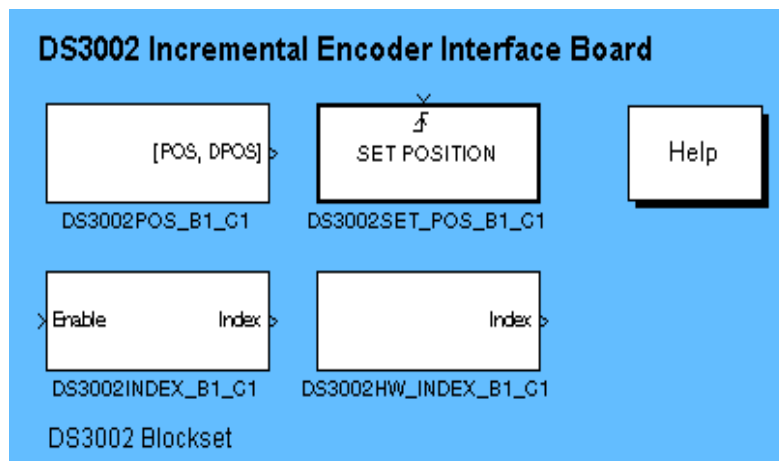


Рис. 4.3. Соответствующая иконка библиотеки платы в rtilibm, открывающая библиотеку RTILibm-DS3002.

Выходные сигналы системы управления dSPACE:

Плата цифрового вывода DS-5101: 16 каналов преобразовывают сигналы скорости в цифровые импульсы [25], которые упрощают и оцифровывают существующие системы управления, одновременно повышая эффективность процессора в реальном времени. Следовательно, сигнал измерения скорости от установленного на СДПМ энкодера кодируется как сигнал напряжения в диапазоне 0-5 В.

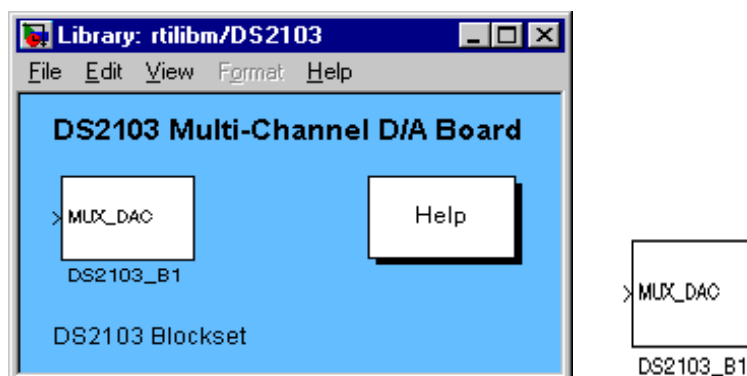


Рис. 4.4. Соответствующая иконка библиотеки платы в rtilibm, открывающая библиотеку RTILibm- DS2103.

Таблица 4.2. Соотношение между аналоговым входным напряжением и выходным сигналом модуля DS2103.

Диапазон входного напряжения (Input Voltage Range)	Выход Simulink (Simulink Output)
± 5 V DC	± 1.0
± 10 V DC	± 1.0

Ширина вектора входного сигнала модуля соответствует количеству выбранных каналов DS-2103.

Микросхема обработки центрального алгоритма dSPACE DS1005 - Подключение к Matlab-Simulink - dSpace Control Desk.

Набор блоков DS1005 предоставляет модули RTI, реализующие возможности ввода-вывода платы DS1005 в моделях Simulink.

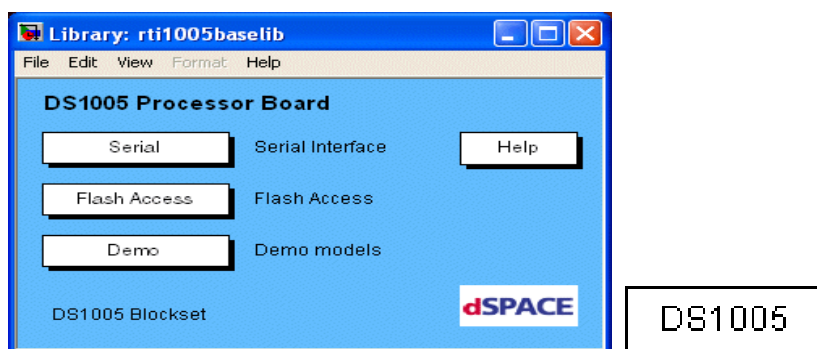


Рис. 4.5. Соответствующая иконка библиотеки платы в rtilibm, открывающая библиотеку RTILibm- DS1005.

4.2.2. Интерфейс мониторинга и управления системой СК.

Человеко-машинный интерфейс для мониторинга скорости СК в реальном времени, напряжения, крутящего момента, переменного тока двигателя СДПМ, скорости потока Q ($\text{м}^3/\text{с}$) был реализован в программе Control Desk-Matlab-Simulink.

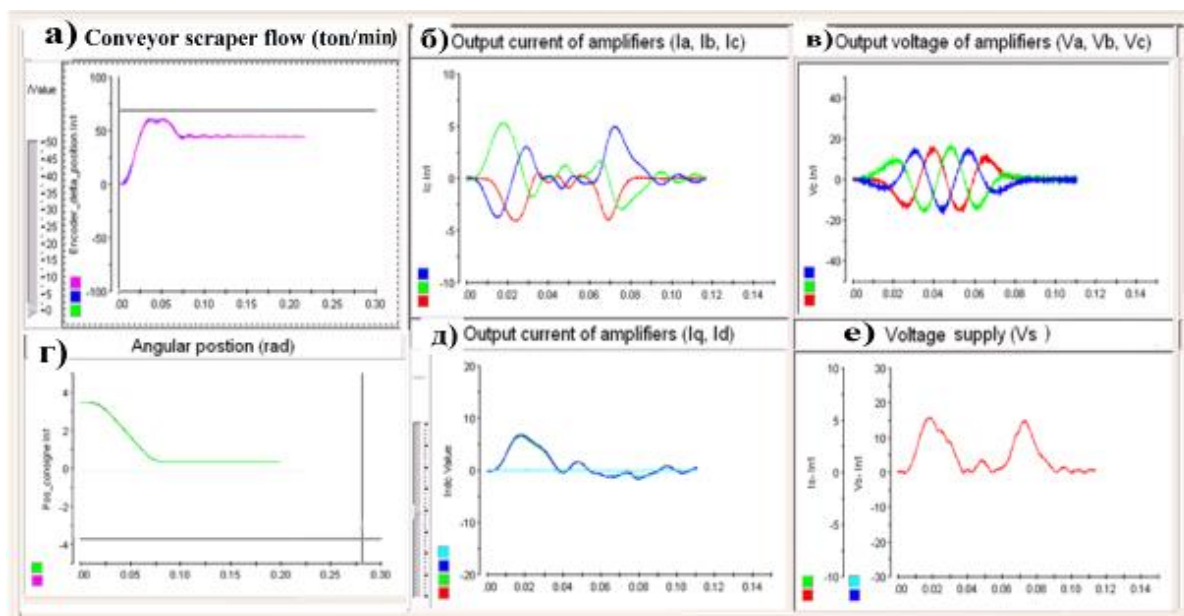


Рис. 4.6. Интерфейс системы скребкового конвейера на dSPACE Control Desk.

На рис. 4.6. изображены следующие экраны: а) Объем транспортировки угля (т/мин); б) Ток статора тягового двигателя СК; в) Трехфазное напряжение питания СК; г) Скорость СК; д) Текущее значение i_q ; i_d двигателя в системе координат dq ; е) Напряжение постоянного тока, подаваемое в цепь инвертора.

Интерфейс НМІ на экране компьютера отображает такие параметры, как скорость двигателя, ток и привод электродвигателя статора СК. Помимо этого, интерфейс предоставляет мониторинг инцидентов и отслеживание их типа.

Каждый алгоритм тестируется сначала на компьютере, после чего загружается в систему dSPACE, чтобы запустить частичный тест и сделать проверку по каждому параметру СК: ток, напряжение, скорость двигателя, скорость СК, натяжение цепи.

4.3. Экспериментальные исследования разработанных алгоритмов и программ на шахтах месторождения Куанг Нинь, Вьетнам

Алгоритмы исследования выполнялись на встроенных программных системах двух производителей Matlab-Simulink и dSPACE. Две программные системы используют сильные стороны друг друга в области баз данных и вычислительной инженерии для компиляции и проведения экспериментов в реальном времени на экспериментальной модели.

Системы реального времени dSPACE для тестирования включают в себя самую быструю технологию реального времени и самые полные платы ввода/вывода, а также шинные и сетевые интерфейсы.

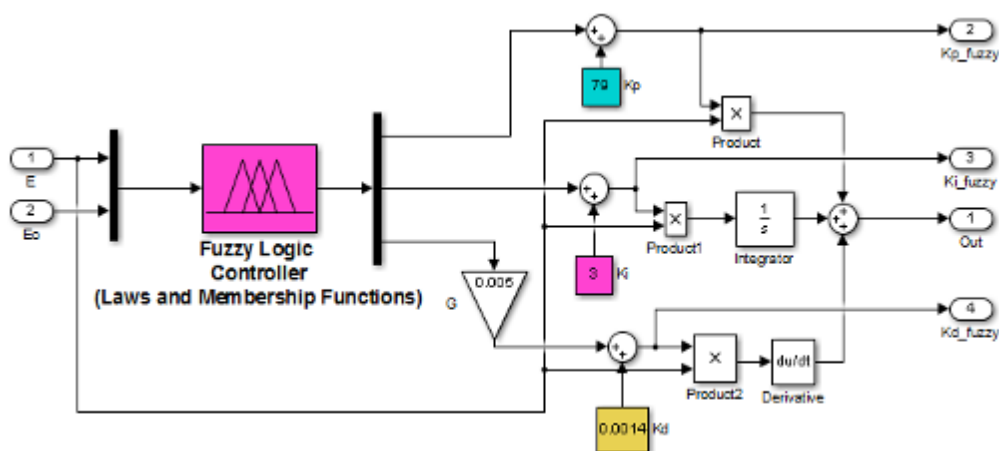


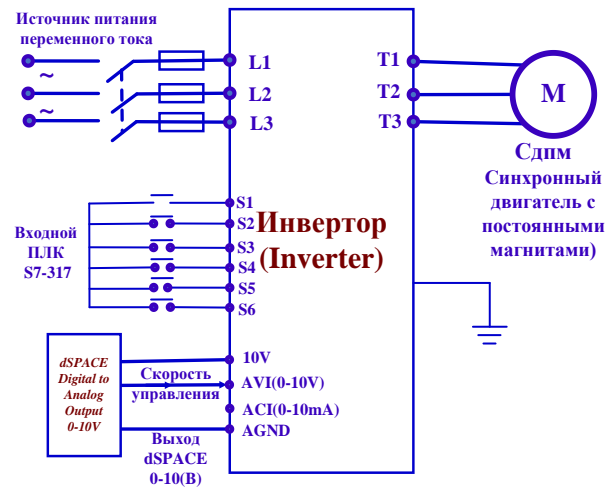
Рис. 4.7. НЛ-ПИД-регулятор с использованием программного обеспечения Matlab/Simulink R2018b.

В дополнение к экспериментальному методу начальные параметры обычного ПИД могут быть рассчитаны с помощью методики, описанной в работах [11, 12]. На практике результаты могут быть применены непосредственно к системе управления при использовании традиционного ПИД-регулятора, но для НЛ-ПИД они являются просто начальными значениями: $K_p = 79,0$, $K_i = 3,0$, $K_d = 0,0014$.

Модель контроля первичных испытаний СК: современный СК с большой производительностью SGZ-800/630-250 т/час, максимальная производительность которого достигает до 450 т/час - (80-240) м (рис. 4.9).

Инверторная система: Инвертор вводит в действие систему управления СК мощностью до 2х110 кВт для управления процессом плавного пуска и двухскоростными трехфазными двигателями, показанными на рис. 4.8 и 4.9.

На рис. 4.10 представлена принципиальная схема системы управления, применяемая в экспериментальных исследованиях.



а)

б)

Рис. 4.8. а) Шкаф управления состоит из двух инверторов, управляющих двумя двигателями СК; б) Схема подключения инвертора для управления.



Рис. 4.9. Перед отправкой в шахту СК проходит испытания в сборочном цехе.

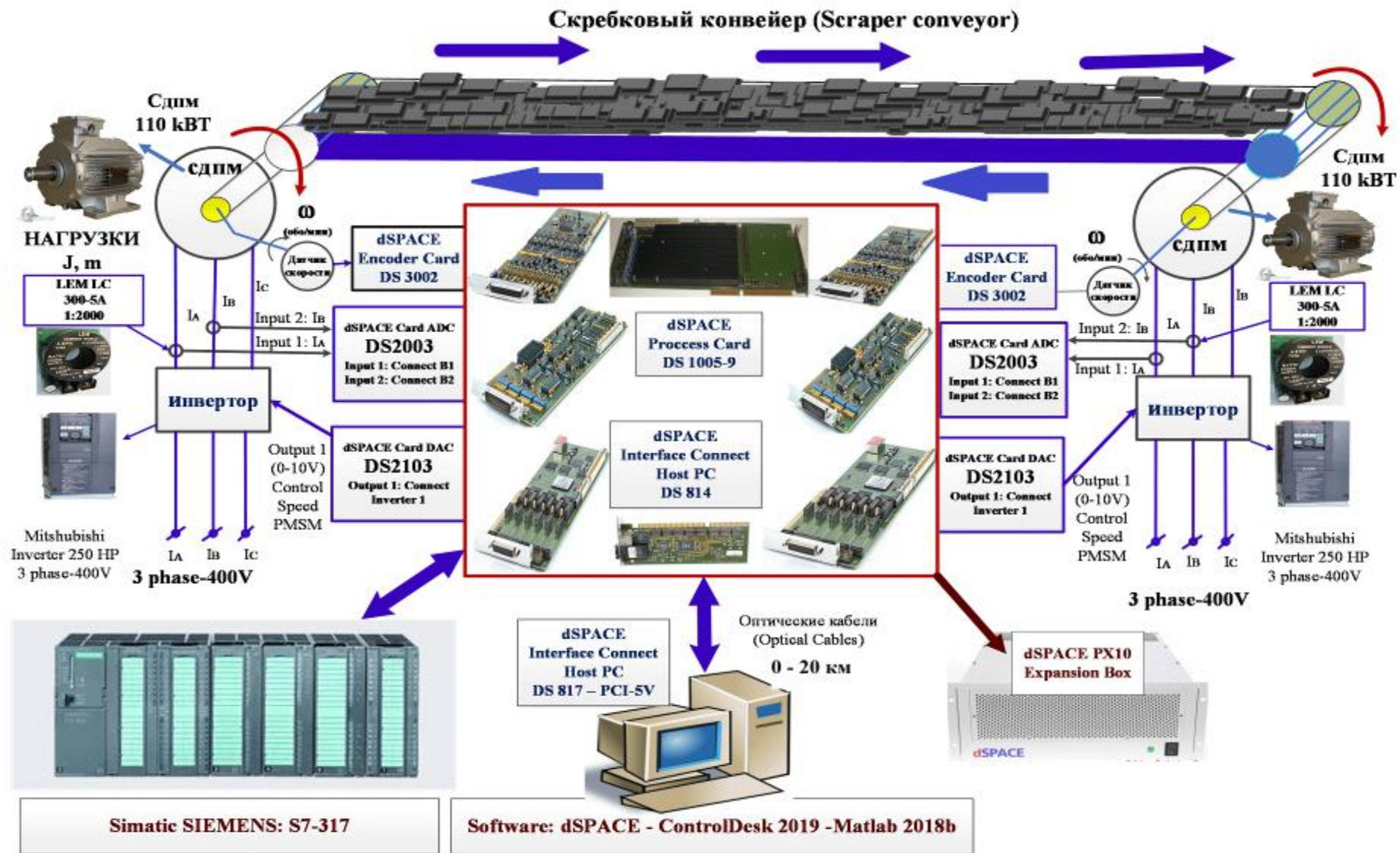


Рис. 4.10. Принципиальная схема системы управления, применяемая в экспериментальных исследованиях.

Таблица 4.3. Оценка качества МРЧ-ПИД и ОСБ-МРЧ-ПИД для СДПМ при: запуске; загрузке и разгрузке.

	Запуск 0 - 200(об/мин)			Т _Л при загрузке от 30.10 ⁴ до 15.10 ⁴ Н.м при t = 0,44 (сек)			Т _Л при разгрузке от 0 до 2.10 ⁴ Н.м при t = 0,05 (сек)		
Критерии оценки качества/ Регуляторы	НЛ- ПИД	МРЧ- ПИД	ОСБ- МРЧ- ПИД	НЛ- ПИД	МРЧ- ПИД	ОСБ- МРЧ - ПИД	НЛ- ПИД	МРЧ- ПИД	ОСБ- МРЧ - ПИД
Перерегулирование $\Delta\omega_{\text{Max}}$ (об/мин) (%)	5,0/2,5	0,8/0,27	0,0/0,0	2,25/0,5	1,25/0,5	1,2/0,3	3,7/1,23	4,0/1,33	3,7/1,23
Время отклика (с)	0,02	0,03	0,02	0,01	0,016	0,015	0,18	0,019	0,019
Состояние устойчивости (%)	0,2	0,5	0,2	0,2	0,08	0,04	0,001	0,001	0,001
Коэффициент ошибки скорости (об/мин)	1,1	0,5	0,2	1,2	0,5	0,25	1,05	0,45	0,2
Количество циклов колебаний	1	0	0	2	1	1	2	1	1

В результате экспериментального исследования разработанных алгоритмов получены следующие оценки качества управления, представленные в таблице 4.3.

Из таблицы 4.3. видно, что коэффициент ошибки регулятора ОСБ-МРЧ-ПИД ниже, чем у регуляторов НЛ-ПИД и МРЧ-ПИД, тем временем как у ПИД-регулятора и МРЧ-ПИД коэффициент ниже, чем у НЛ-ПИД и, наконец, у НЛ-ПИД ниже, чем у ПИД-регулятора.

4.4. Рекомендации по внедрению разработанных методик и программных средств

1) Требования к компьютеру станции дистанционного управления.

Минимальные требования: CPU Core I3-I9; RAM \geq 8 ГБ; Жесткий диск \geq 256 ГБ; Материнская плата с 32-разрядным слотом PCI.



а)



б)

Рис. 4.11. а) 32-разрядные слоты PCI на материнской плате;
б) Карта dSPACE DS-817.

2) Требования к коммуникационному соединению между компьютером рабочей станции и системой управления СК

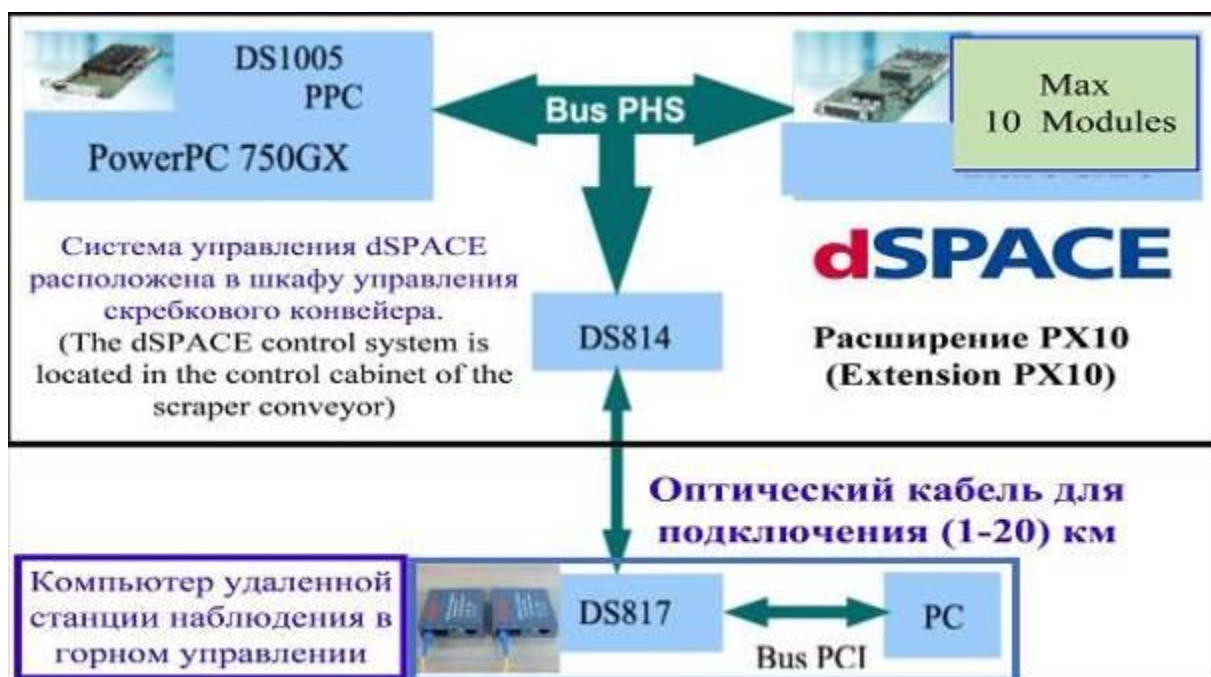


Рис. 4.12. Связь между компьютером наблюдения и системой dSPACE.

Компьютер мониторинга в центре дистанционного управления использует волоконно-оптические линии передачи. Также используется соединительная карта PCI 32-dSPACE DS-817 PCI, установленная на компьютере рабочей станции, и карта DS-814, установленная в расширении для PX10 в шкафу управления СК. Компьютер мониторинга СК может быть установлен на наземной точке наблюдения, путем использования волоконно-оптических линий передачи.

Длина кабеля может составлять до 20 км. Таким образом, установка компьютера на большом расстоянии для наблюдения за СК является возможной опцией.

Программное обеспечение для установки dSPACE Control Desk:

Алгоритм управления системой: включает в себя локальную систему управления через машинный интерфейс (HMI), подключенную к PLC S7-317 и компьютеру DS1005, и плат расширения для управления СК на месте.

Весь алгоритм вычисления оптимизации программы будет скомпилирован и загружен на карту dSPACE DS-1005 в сочетании с алгоритмом логического управления S7-317 PLC для координации работы лотка.

Программное обеспечение dSPACE Control Desk, установленное на компьютерах станций мониторинга, собирает данные и может управлять аварийными остановками с помощью удаленной ленты по оптоволоконной сети.

4.5. Выводы по главе

В главе 4 представлен процесс реализации и тестирования разработанных алгоритмов:

1. Процесс моделирования системы СК дает важную информацию инженерам в процессе проектирования и эксплуатации оборудования в реальных шахтных условиях.

2. Программный инструмент Matlab-Simulink 2018b-Control Desk dSPACE 2020 объединяет центральную систему обработки dSPACE с PLC Siemens Simatic S7-317 с инвертором, датчиком тока, датчиком скорости, датчиком силы и датчиком переменного тягового действия цепи.

3. Разработан интерфейс мониторинга НМІ для контроля работы СК. Данный интерфейс обеспечивает оператора следующей информацией: ток и обороты двигателя, скорость перемещения ленты СК, производительность системы.

4. Даны рекомендации по применению аппаратно-программного обеспечения для управления системой СК.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация представляет собой законченную научно-исследовательскую работу, в основе которой лежат теоретические и экспериментальные исследования. Решена актуальная научно-техническая задача, имеющая большое значение для угольной промышленности Республики Вьетнам и заключающаяся в повышении эффективности функционирования забойных СК за счет выбора оптимальных параметров эксплуатации.

Основные научно-практические результаты, полученные лично автором:

1. Исследован и разработан алгоритм управления запуском СК, позволяющий оптимизировать процедуру пуска конвейера и обеспечить значительное снижение ударной нагрузки и, следовательно, снизить риск повреждений, таких как: обрыв цепи, разрыв поперечного сечения, излом поверхности цепной шестерни из-за внезапного запуска с высоким крутящим моментом.

2. Осуществлено моделирование и расчет максимальной длины СК, соответствующей рабочему углу, номинальной нагрузке, без перегрузки двух приводных двигателей на обоих концах конвейера.

3. Разработан алгоритм, обеспечивающий стабильное управление скоростью СДПМ с использованием многоцелевых алгоритмов оптимизации с набором параметров ПИД: МРЧ-ПИД, ОСБ-МРЧ-ПИД и НЛ-ПИД-регулятор и снижение расход энергии на 12-20% в зависимости от схемы расположения конвейера в забое.

4. Анализ отдельных узлов конвейера показал, что гидравлические натяжные устройства СК могут быть использованы как многофункциональная система, которая, помимо безопасного натяжения узла, регулирует натяжение при установившемся движении тягового элемента и защищает от перегрузки. При этом критерии, подтверждающие параметры, режим и эффективность устройств гидравлического натяжения, отсутствуют, из-за чего есть необходимость в дальнейшем изучении закономерности формирования нагрузки в натяжном элементе конвейера при воздействии этих устройств.

5. Разработан метод управления на основе нечеткой логики для автоматического регулирования натяжения двух тяговых цепей СК. Нечеткая

логика регулируется в соответствии с законом адаптации, при этом минимальное натяжение поддерживается в точке натяжения цепи с самым низким натяжением, в зависимости от нагрузки конвейера и его величины уклона.

6. Изучены закономерности формирования нагрузок в тяговом элементе, и оценена эффективность контроля натяжения.

7. Разработан машинный интерфейс HMI в программе dSPACE Control Desk для мониторинга, контроля и диагностики проблем во время работы СК.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нгуен Динь Вьен, п., Анализ условий добычи, геологии и технологии разработки угольной шахты Куангнинь, Социалистическая Республика Вьетнам (Социалистическая Республика Вьетнам). <https://www.quangninh.gov.vn/So/sotainguyenmt/Lists/TinTuc/Attachments/619/Bao%20cao%20quy%20hoach.pdf>, 2014: p. 93.
2. Ле, Д.Х., et al., Оптимизация управления режимами пуска скребкового конвейера на основе анализа результатов имитационного моделирования. Прикаспийский журнал: управление и высокие технологии, 2020(2): p. 10-21.
3. Перспективный план развития угольной промышленности Вьетнама в период 2010-2025гг. Ханой. 2012: p. 2010. – 102с.
4. ПОРТАЛ, В.П.Э.И., Утверждение скорректированного Плана развития угольной промышленности Вьетнама до 2020 года с учетом перспектив до 2030 года.
http://www2.chinhphu.vn/portal/page/portal/chinhphu/noidungquyhoachnganh?_piref33_14744_33_14741_14741.strutsAction=ViewDetailAction.do&_piref33_14744_33_14741_14741.docid=4116&_piref33_14744_33_14741_14741.substract=,03-2016.
5. Вьетнама, У.п., План Электричества - Транспортировка в 2004-2006. 2003.
6. Hai, Н.Т., <http://nangluongvietnam.vn/news/vn/quy-hoach-chuyen-nganh-nang-lu/quy-hoach-nganh-than/quy-hoach-phat-trien-nganh-than-viet-nam-den-nam-2020-co-xet-trien-vong-den-nam-2030.html>. 2019.
7. Vinacomin, Механические изделия Vinacomin: SKAT-80. <http://tapchicongthuong.vn/bai-viet/san-pham-co-khi-cua-vinacomin-34531.htm>, 2017.
8. Hartman, H.L. and J.M. Mutmanský, Introductory mining engineering. 2002: John Wiley & Sons.
9. Серов, В.А., Угловой скребковый конвейер проходческо-очистного комплекса. Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал), 2000(8).
10. Peng, S.S., Longwall mining. 2019: CRC Press.

11. ТХАНГ, Ф.Д., Обоснование Инновационных Пространственно Планировочных и Технологических Решений По Интенсивной Обработке Наклонных Угольных Пластов Средней Мощности Месторождения Куангнинь СРВ. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 2018: p. 157.
12. Vinasomin, Горное Проектирование Консалтинг: Строительство подземных работ и шахт. <http://vimcc.vn/Linh-Vuc-Kinh-doanh/tu-van-thiet-ke-mo/xay-dung-cong-trinh-ngam-va-mo-20>, 2018.
13. Reid, P.B., et al., Real-world automation: New capabilities for underground longwall mining. 2010.
14. Chen, J., et al. Knowledge-based particle swarm optimization for PID controller tuning. in Evolutionary Computation (CEC), 2017 IEEE Congress on. 2017. IEEE.
15. A, Z.L., Fuzzy sets, Information and Control. 1965(8): p. 338–353.
16. Jäkel, J., R. Mikut, and G. Bretthauer, Fuzzy Control Systems. Controls Systems, Robotics, and Automation, edited by H. Unbehauen, in Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS), Developed under the Auspices of the UNESCO, Eolss Publishers, Oxford, UK, 2003.
17. Patnaik, S.S. and A.K. Panda, Particle swarm optimization and bacterial foraging optimization techniques for optimal current harmonic mitigation by employing active power filter. Applied Computational Intelligence and Soft Computing, 2012. 2012.
18. Kennedy, J. and R. Eberhart. Particle swarm optimization. in Proceedings of ICNN'95-International Conference on Neural Networks. 1995. IEEE.
19. Angeline, P.J. Evolutionary optimization versus particle swarm optimization: Philosophy and performance differences. in International Conference on Evolutionary Programming. 1998. Springer.
20. Eberhart, R.C. and Y. Shi. Comparison between genetic algorithms and particle swarm optimization. in International conference on evolutionary programming. 1998. Springer.
21. Caputo, D., et al., Genetical swarm optimization of multihop routes in wireless sensor networks. Applied Computational Intelligence and Soft Computing, 2010. 2010.

22. Das, S., et al., Bacterial foraging optimization algorithm: theoretical foundations, analysis, and applications, in Foundations of computational intelligence volume 3. 2009, Springer. p. 23-55.
23. Sivanandam, S. and S. Deepa, Genetic algorithms, in Introduction to genetic algorithms. 2008, Springer. p. 15-37.
24. Yao, X., Y. Liu, and G. Lin, Evolutionary programming made faster. IEEE Transactions on Evolutionary computation, 1999. 3(2): p. 82-102.
25. Tinkle, D.W., H.M. Wilbur, and S.G. Tilley, Evolutionary strategies in lizard reproduction. Evolution, 1970. 24(1): p. 55-74.
26. Dorigo, M., M. Birattari, and T. Stutzle, Ant colony optimization. IEEE computational intelligence magazine, 2006. 1(4): p. 28-39.
27. Yang, X.-S. and S. Deb. Cuckoo search via Lévy flights. in 2009 World congress on nature & biologically inspired computing (NaBIC). 2009. IEEE.
28. Yang, X.-S. and S. Deb, Multiobjective cuckoo search for design optimization. Computers & Operations Research, 2013. 40(6): p. 1616-1624.
29. Valian, E., S. Mohanna, and S. Tavakoli, Improved cuckoo search algorithm for feedforward neural network training. International Journal of Artificial Intelligence & Applications, 2011. 2(3): p. 36-43.
30. Lai, J., S. Liang, and C. Center, Application of GCS-SVM model in network traffic prediction. Comput. Eng. Appl, 2013. 49: p. 75-78.
31. Al-Abaji, M.A., A Literature Review of Cuckoo Search Algorithm. 2020.
32. Tuba, M., M. Subotic, and N. Stanarevic. Modified cuckoo search algorithm for unconstrained optimization problems. in Proceedings of the 5th European conference on European computing conference. 2011. World Scientific and Engineering Academy and Society (WSEAS).
33. Naik, M., et al. A new adaptive Cuckoo search algorithm. in 2015 IEEE 2nd International Conference on Recent Trends in Information Systems (ReTIS). 2015. IEEE.
34. Lu, E., et al., Simulation study on speed control of permanent magnet direct-driven system for mining scraper conveyor. International Journal of Engineering Systems Modelling and Simulation, 2018. 10(1): p. 1-11.

35. Lu, E., et al., Composite sliding mode control of a permanent magnet direct-driven system for a mining scraper conveyor. *IEEE Access*, 2017. 5: p. 22399-22408.
36. Корнеев, С., В. Доброногова, and В. Долгих, Методика тягового расчета забойных скребковых конвейеров с изогнутым в профиле ставом. *Збірник наукових праць Національного гірничого університету*, 2012(38): p. 48-54.
37. Muthreja, I. and A. Ghose, Design of armoured flexible conveyor-a computer model. 1988.
38. Cenacewicz, K. and A. Katunin, Modeling and simulation of longwall scraper conveyor considering operational faults. *Studia Geotechnica et Mechanica*, 2016. 38(2): p. 15-27.
39. Ещин, Е., Управление динамической нагруженностью забойных скребковых конвейеров. *Записки Горного института*, 2019. 239.
40. Lê Đình Hiếu, P.V.H. Building the field weakening linearization controller for dynamic electrical DC systems with J parameter variable. in *The 4th Vietnam Conference on Mechatronic-2008*. 2008.
41. Янгличев, М.В., Асинхронный электропривод с системой векторного управления. *APRIORI. Серия: Естественные и технические науки*, 2015(6): p. 48-48.
42. Liu, Q. and K. Hameyer, Torque ripple minimization for direct torque control of PMSM with modified FCSMPC. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2016. 52(6): p. 4855-4864.
43. Bavis, E.F., Flexible drive conveyor system. 1991, Google Patents.
44. Juvinall, R.C. and K.M. Marshek, Fundamentals of machine component design. 1991: J. Wiley.
45. Yuksel, C. and A. Kahraman, Dynamic tooth loads of planetary gear sets having tooth profile wear. *Mechanism and Machine Theory*, 2004. 39(7): p. 695-715.
46. Евневич, А., Горные транспортные машины. М.: Госгортехиздат, 1963: p. 161.
47. Ещин, Е., Динамика скребковых конвейеров. Обзор. *Вестник Кузбасского государственного технического университета*, 2015(1 (107)).
48. Ещин, Е., Моделирование и управление динамическим состоянием скребковых конвейеров. *Вестник Кузбасского государственного технического университета*, 2015(2 (108)).

49. Кондрахин, В., et al., Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера. 2008.
50. Листопадова, Ю.И., В.Т. Николаев, and Л.Б. Сапожникова, Моделирование люфта электропривода в программной среде NI Multisim при управлении скоростью движения. Электронные информационные системы, 2015(2): p. 19-30.
51. Вьетнама, М.п.и.т., технологии, механизация синхронизации и повышения производительности при добыче угля. <http://nscl.vn/cong-nghe-co-gioi-hoa-dong-bo-nang-cao-nang-suat-khai-thac-than/>, 2017.
52. Васильченко, В., Скребковый конвейер. Тяговый расчет. 2009.
53. Hieu, L.D. and I.O. Temkin. Application of PSO and Bacterial Foraging Optimization to Speed Control PMSM Servo Systems. in 2018 IEEE Seventh International Conference on Communications and Electronics (ICCE). 2018. Hue City, Vietnam, Vietnam: IEEE.
54. Hieu, L.D. and I.O. Temkin. Application of Adaptive PSO and Adaptive Fuzzy Logic Controllers to Speed Control PMSM Motor Servo Systems. in IEEE-ICMSC 2018-International Conference on Mechanical, System and Control Engineering. 2018. Moscow, Russian Federation: IEEE.
55. Wang, H., Q. Zhang, and F. Xie, Dynamic tension test and intelligent coordinated control system of a heavy scraper conveyor. IET Science, Measurement & Technology, 2017. 11(7): p. 871-877.
56. Королев, А.И., Повышение адаптивности очистного механизированного комплекса к изменяющимся горно-геологическим условиям модернизацией его забойного скребкового конвейера. Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал), 2017(9).
57. Pingyuan, X. and S. Yandong. Dynamic Simulation on the Belt Conveyor on Emergency Braking. in 2009 Second International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation. 2009. IEEE.
58. Świder, J., K. Herbuś, and K. Szewerda. Dynamic analysis of scraper conveyor operation with external loads. in MATEC Web of Conferences. 2017. EDP Sciences.

59. Жетесова, Г.С., et al., Моделирование работы скребкового конвейера в зоне поворота. Известия высших учебных заведений. Горный журнал, 2019(6): p. 108-117.
60. Корнеев, С., et al., Моделирование с применением ansys workbench напряжённно-деформированного состояния резинотканевой конвейерной ленты с механическим стыком при изгибе на обводных барабанах. Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета, 2020(18): p. 101-109.
61. Kotlarski, S., Miszczuk, J, Pikula, K, & Sienko, W., Inquiry results as a condition for modernization of the SKAT chain conveyor. Mechanizacja I Automatyizacja Gornictwa; (Poland), Feb 01, 1989. 27:2: p. 45-52.
62. Tereshkin, V.M., D.A. Grishin, and I.A. Makulov, Installation for experimental research of multiphase electromechanical systems. Записки Горного института, 2019. 240.
63. Kovalchuk, M. and S. Baburin. Modelling and control system of multi motor conveyor. in IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018.
64. Кханг, Н.В., Комплекс горных машин и оборудования. Наука и технология, 2005.
65. Gao, P., et al., A Novel Model-Free Intelligent Proportional-Integral Supertwisting Nonlinear Fractional-Order Sliding Mode Control of PMSM Speed Regulation System. Complexity, 2020. 2020.
66. Wang, F., et al., High Performance Model Predictive Control for PMSM by using Stator Current Mathematical Model Self-regulation Technique. IEEE Transactions on Power Electronics, 2020.
67. Gao, P., G. Zhang, and X. Lv, A novel compound nonlinear state error feedback super-twisting fractional-order sliding mode control of PMSM speed regulation system based on extended state observer. Mathematical Problems in Engineering, 2020. 2020.
68. Ren, J.-J., et al., Sensorless control of ship propulsion interior permanent magnet synchronous motor based on a new sliding mode observer. ISA transactions, 2015. 54: p. 15-26.

69. Liu, B., et al. Low Speed Control of Hybrid Excitation Synchronous Machines Based on a Novel Load Torque Sliding Mode Observer. in 2020 39th Chinese Control Conference (CCC). 2020. IEEE.
70. Xiaoquan, L., L. Heyun, and F. Yi, Soft switching sliding mode observer for PMSM sensorless control. Transactions of China Electrotechnical Society, 2015. 30(2): p. 106-113.
71. Wang, N. and X. Liu, Load disturbance rejection based dualslidingmode control of permanentmagnet synchronous motors. J. Dalian Maritime Univ., 2016. 42(2): p. 75-82.
72. Chai, L. and F. Yao. Sliding mode control with friction observer and load observer of PMSM. in 2015 15th International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS). 2015. IEEE.
73. Liu, T., et al., Horizontal Bending Angle Optimization Method for Scraper Conveyor Based on Improved Bat Algorithm. Algorithms, 2019. 12(4): p. 84.
74. Stadnik, M., et al., Improving energy efficiency of coal transportation by adjusting the speeds of a combine and a mine face conveyor. 2019.
75. Li, L., et al., Modeling and Optimization of Soft Start-Up for Hydroviscous Drive Applied to Scraper Conveyor. Mathematical Problems in Engineering, 2019. 2019.
76. He, B., et al., Dynamic behavior analysis on the ring chain transmission system of an armoured face conveyor. Jixie Gongcheng Xuebao(Chinese Journal of Mechanical Engineering), 2012. 48(17): p. 50-56.
77. Wang, G.-f., New development of longwall mining equipment based on automation and intelligent technology for thin seam coal. Journal of Coal Science and Engineering (China), 2013. 19(1): p. 97-103.
78. Zhao, S., P. Wang, and S. Li, Study on the Fault Diagnosis Method of Scraper Conveyor Gear under Time-Varying Load Condition. Applied Sciences, 2020. 10(15): p. 5053.
79. Jiang, S., et al., Dynamic Characteristics of the Chain Drive System of Scraper Conveyor Based on the Speed Difference. IEEE Access, 2020. 8: p. 168650-168658.
80. Wang, R., et al., Wear analysis for ring chain of a heavy-load scraper conveyor under different environment media. Tribology Transactions, 2020(just-accepted): p. 1-14.

81. Kirkpatrick, S., C.D. Gelatt, and M.P. Vecchi, Optimization by simulated annealing. *science*, 1983. 220(4598): p. 671-680.
82. Zhang, H., Y. Shi, and M. Liu, H_{∞} step tracking control for networked discrete-time nonlinear systems with integral and predictive actions. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, 2013. 9(1): p. 337-345.
83. Chiou, J.-S., S.-H. Tsai, and M.-T. Liu, A PSO-based adaptive fuzzy PID-controllers. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 2012. 26: p. 49-59.
84. Chouchaine, A., E. Feki, and A. Mami, Stabilization using a discrete fuzzy PDC control with PID controllers and pole placement: application to an experimental greenhouse. *Journal of Control Science and Engineering*, 2011. 2011: p. 11.
85. Das, S., I. Pan, and S. Das, Fractional order fuzzy control of nuclear reactor power with thermal-hydraulic effects in the presence of random network induced delay and sensor noise having long range dependence. *Energy Conversion and Management*, 2013. 68: p. 200-218.
86. Kumar, V., P. Gaur, and A. Mittal, ANN based self tuned PID like adaptive controller design for high performance PMSM position control. *Expert Systems with Applications*, 2014. 41(17): p. 7995-8002.
87. Qiang, S., et al. Adaptive-fuzzy PI control strategy for flux-switching permanent magnet motors. in *Automation (YAC), 2017 32nd Youth Academic Annual Conference of Chinese Association of*. 2017. IEEE.
88. Abd-Elazim, S. and E. Ali, A hybrid particle swarm optimization and bacterial foraging for optimal power system stabilizers design. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 2013. 46: p. 334-341.
89. Taeib, A. and A. Chaari, Tuning optimal PID controller. *International Journal of Modelling, Identification and Control*, 2015. 23(2): p. 140-147.
90. Tehsin, S., et al., Self-organizing hierarchical particle swarm optimization of correlation filters for object recognition. *IEEE Access*, 2017. 5: p. 24495-24502.
91. Cheng, J., et al. Knowledge-based particle swarm optimization for PID controller tuning in *Evolutionary Computation*, 2017, IEEE.
92. Lu, Y., et al., Improved particle swarm optimization algorithm and its application in text feature selection. *Applied Soft Computing*, 2015. 35: p. 629-636.

93. Liu, J., et al. An improved adaptive fuzzy PID controller for PMSM and a novel stability analysis method. in 2017 IEEE 3rd International Future Energy Electronics Conference and ECCE Asia (IFEEEC 2017-ECCE Asia). 2017. IEEE.
94. Electric, W., WEG Electric Innovation the W22 Magnet Drive System. <https://est-aegis.info/2018/03/weg-electric-innovation-w22-magnet-drive-system/>, 2018: p. 1-16.
95. Polikarpova, M., et al. Application of potting material for a 100 kW radial flux PMSM. in 2014 International Conference on Electrical Machines (ICEM). 2014. IEEE.
96. Majidian, A. and M. Saidi, Comparison of fuzzy logic and neural network in life prediction of boiler tubes. International Journal of Fatigue, 2007. 29(3): p. 489-498.
97. Chen, J., et al. Knowledge-based particle swarm optimization for PID controller tuning. in Evolutionary Computation (CEC), 2017 IEEE Congress on. 2017. IEEE.
98. Lu, Y., et al., Improved particle swarm optimization algorithm and its application in text feature selection. Applied Soft Computing, 2015. 35: p. 629-636.
99. Liu, J., et al. An improved adaptive fuzzy PID controller for PMSM and a novel stability analysis method. in 2017 IEEE 3rd International Future Energy Electronics Conference and ECCE Asia (IFEEEC 2017-ECCE Asia). 2017. IEEE.
100. Electric, W., WEG Electric Innovation the W22 Magnet Drive System. <https://est-aegis.info/2018/03/weg-electric-innovation-w22-magnet-drive-system/>, 2018: p. 1-16.

ПРИЛОЖЕНИЯ



July 09, 2018

CERTIFICATE OF ATTENDANCE

This is to certify that the paper "*Application of PSO and Bacterial Foraging Optimizations to Speed Control PMSM Servo Systems*" has been presented by **HIEU LE DINH (Hueic industrial college)** at The Seventh IEEE International Conference on Communications and Electronics (IEEE ICCE 2018) held in Hue Imperial City, Vietnam, from 18th to 20th July, 2018.

Local Organizing Co-chairs of IEEE ICCE 2018

Assoc. Prof. Nguyen Huu Thanh

Dean of School of Electronics and Telecommunications

Hanoi University of Science and Technology

Address: Room 405, Building C9, 1 Dai Co Viet road, Hanoi, VIETNAM

Email: thanh.nguyenhuu@hust.edu.vn or thanhnh@ieee.org

Tel.: +84 – 2438692242 Fax : +84 – 2438692241

Acceptance Letter

2018 The 2nd International Conference on Mechanical, System and Control Engineering
(ICMSC 2018)

Moscow, Russia during June 21-23, 2018

<http://www.icmsc.org/icmsc 2018>



Novosibirsk State
Technical University

Paper ID: M042

Paper Title: Application Adaptive PSO and Adaptive Fuzzy Logic Controllers to Speed Control PMSM Motor Servo Systems

Dear Hieu Le Dinh and Igor Olegovich Temkin

With heartiest congratulations I am pleased to inform you that based on the recommendations of the reviewers and the Technical Program Committees, your paper identified above has been accepted for publication and presentation by **2018 The 2nd International Conference on Mechanical, System and Control Engineering (ICMSC 2018)**.

ICMSC 2018 conference received over 80 submissions from countries and regions so far, reviewed by international experts; the acceptance ratio is controlled below 40%. Your paper will be published in conference proceeding after registration and presentation.

Herewith, the conference committee sincerely invites you to come to present your paper at ICMSC 2018 to be held in **Moscow, Russia during June 21-23, 2018**.

For more information on the conference, please check the ICMSC 2018 web site at: <http://www.icmsc.org/icmsc 2018>.

Yours sincerely,



ICMSC 2017 Organizing Committees

Moscow, Russia

www.icmsc.org/icmsc 2018

22 JUNE

• ICMSC CONFERENCE 2018 •

2018

CERTIFICATE of PARTICIPATION

This Certificate of Participation to acknowledge
your dedication to this conference

Le Dinh Hieu

Paper Title: Application of Adaptive PSO and Adaptive Fuzzy Logic Controllers to Speed Control PMSM
Motor Servo Systems (M042)

for your excellent oral presentation at the conference and your significant contribution to the success of
2018 The 2nd International Conference on Mechanical, System and Control Engineering (ICMSE 2018)
Moscow, Russia, during June 21-23, 2018.

Session Chair

Prof. V.S. Komogorov





INSTITUTE OF MINING SCIENCE AND TECHNOLOGY
№ 3 Phan Dinh Giot Str. Phuong Liet, Thanh Xuan. Hanoi, Vietnam
Tel: +84.4.38642024 - Fax: +84.4.38641564
Web: <http://imsat.vn> Email: imsat@vkhcnm.com.vn

СПРАВКА

О внедрении результатов диссертационной работы аспиранта **ЛЕ ДИНЬ ХИЕУ** на тему: **«Разработка алгоритмов управления забойными скребковыми конвейерами на основе мягких вычислительных моделей»**.

Настоящей справкой подтверждаем, что разработанная в диссертационной работе **ЛЕ ДИНЬ ХИЕУ** технология подготовки и отработки наклонных угольных пластов средней мощности месторождения Куангнинь, выполненная в Национальном Исследовательском Технологическом Университете (НИТУ «МИСиС») не содержат секретных сведений и приняты к использованию в нашем институте.

Предложения составили основу оптимизационных решений, связанных с запуском и контролем натяжения скребкового конвейера, а также использованы при разработке человеко-машинного интерфейса автоматизированной системы управления скребковым конвейером для обеспечения высокоэффективной и безопасной добычи. Полученные Ле Динь Хиеу результаты рассмотрены на ученом совете института и приняты Ханойским Институтом Горной Науки и Технологии (**ХИГНТ**) для использования при разработке проекта на вскрытие нового горизонта и подготовке запасов к отработке пласта 8 на шахте Уонгби бассейна Куангнинь с использованием механизированных технологий.

Ханой, 15 / 04 / 2021 г

Зам. Директора Института горной
науки и технологий



К.т.н. Ныи Вьет Туан

Общество с ограниченной ответственностью "СибИздатСервис"
ИНН 7017428622; КПП 701701001; ОГРН 1177031078070
Адрес: 634034, г. Томск, ул. Советская, 107, 3

Справка

Подтверждает, что по результатам отбора Международной научно-практической конференции «**Интеллектуальные технологии в дорожно-транспортном комплексе**», проведенной на базе Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ, г. Москва), при участии ООО «СибИздатСервис» (г. Томск, организация, ответственная за отбор, рассмотрение и размещение публикаций), статьи:

«**Improve the quality of the grid source by the multi-pulse rectifier and active filtering method in the DTC-SVM frequency control electric drive system**» Le Van Tung, Anatoliy Kozyaruk, Bogdan Vasiliev, Ngô Văn An

«**Evaluation of SVM modulation methods for indirect two-level three-phase frequency converter and direct frequency converter**» Le Van Tung, Ngo Van An, Le Dinh Hieu, Pham Thanh Long

«**The application on the fuzzy controller for tension system control of the scraper conveyor in the mines**» Le Dinh Hieu, Temkin I.O, Le Van Tung

приняты к публикации в серийном издании «**IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**», индексируемом базой Scopus.

Директор ООО «СибИздатСервис»
15.12.2020 г.



Н. В. Мартюшев