

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт Энергетический институт

Направление подготовки 13.04.02 «Энергосберегающие режимы электрических источников питания, комплексов и систем»

Кафедра Электропривода и электрооборудования

Магистерская диссертация

Тема работы
«Исследование электропривода ленточного конвейера»

УДК 62-83:621.867.2

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5ГМ5Б	Лянг Д.А.		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Ляпунов Д.Ю.	к.т.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Кузьмина Н.Г.			

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Дашковский А.Г.	к.т.н.		

По разделу «Английский язык»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Преподаватель	Баластов А.В.			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ЭПЭО	Дементьев Ю.Н.	Ph.D к.т.н.		

Запланированные результаты обучения по программе

Код Результата	Результаты обучения (выпускник должен быть готов)
<i>Профессиональные компетенции</i>	
P1	Применять глубокие естественнонаучные, математические и инженерные знания, для разработки и расчета электропривода ленточного конвейера
P2	Применять знания в области современных технологий производства для решения инженерных задач
P3	Ставить и решать задачи инженерного анализа, связанные с исследованием системы регулирования скорости электропривода ленточного конвейера
P4	Проводить расчетные исследования в области современных транспортеров
P5	Разрабатывать технологические процессы, проектировать и выбирать подходящие аппараты управления и защиты
P6	Внедрять, эксплуатировать и обслуживать современные и высокотехнологичные линии автоматизированного производства, обеспечить их высокую эффективность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда в области электротехники, выполнять требования по защите окружающей среды
<i>Универсальные компетенции</i>	
P7	Эффективно работать индивидуально, в качестве члена и руководителя группы, состоящей из специалистов различных направлений и квалификаций, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации
P8	Демонстрировать знания социальных, этических и культурных аспектов инновационной инженерной деятельности, компетентность в вопросах устойчивого развития
P9	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности

Министерство образования и науки Российской Федерации
 федеральное государственное автономное образовательное учреждение
 высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
 ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт Энергетический институт

Направление подготовки (специальность) Энергосберегающие режимы электрических источников питания, комплексов и систем»

Кафедра Электропривода и электрооборудования

УТВЕРЖДАЮ:

Зав. кафедрой

_____ Ю.Н Дементьев
 (Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации (бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)
--

Студенту:

Группа	ФИО
5ГМ5Б	Лянг Д.А.

Тема работы:

Исследование электропривода ленточного конвейера	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	20.02.2017 №1109/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:	1.06.2017
--	-----------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	$n_{\text{ВЫХ}} = 97,5 \text{ об / мин}$ - частота вращения выходного вала редуктора; $P_{\text{ВЫХ}} = 96 \text{ кВт}$ - требуемая мощность привода (на выходе); $L_h = 10000 \text{ ч}$ - ресурс.
Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	Выбор двигателя по мощности. Моделирование в среде MatLab. Экономическая часть. Производственная и экологическая безопасность.

Перечень графического материала	Данная работа содержит таблицы и графики
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
Расчетная часть	Ляпунов Данил Юрьевич
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Кузьмина Наталья Геннадьевна
Социальная ответственность	Дашковский Анатолий Григорьевич
Английская часть	Баластов Алексей Владимирович

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	
---	--

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры ЭПЭО	Ляпунов Д.Ю	к.т.н		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5ГМ5Б	Лянг Д.А.		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
5ГМ5Б	Лянг Дмитрий Андреевич

Институт	Энергетический	Кафедра	Электропривода и электрооборудования
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	130402 Электроэнергетика и электротехника

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

<p>1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i></p>	<p>1. <i>Определить затраты на разработку проекта, в которую входят:</i> - Материалы и покупные изделия - Основная заработная плата - Дополнительная заработная плата - Отчисления в социальные фонды - Прочие и накладные расходы 2. <i>Для исследования необходимо два человека: руководитель, студент.</i></p>
<p>2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i></p>	<p><i>В соответствии с ГОСТ 14.322-83 «Нормирование расхода материалов»</i></p>

3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	<i>Отчисления во внебюджетные страховые фонды – 30 %</i>
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. <i>Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ</i>	<i>Анализ и оценка научно-технического уровня проекта (НТУ)</i>
2. <i>Разработка устава научно-технического проекта</i>	<i>Не разрабатывается</i>
3. <i>Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок</i>	<i>Разработка календарного плана работ, формирование бюджета проекта.</i>
4. <i>Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности</i>	<i>Определить ресурсную и экономическую эффективность проекта.</i>

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ст. преподаватель	Кузьмина Н.Г.			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5ГМ5Б	Лянг Дмитрий Андреевич		

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»**

Студенту:

Группа	ФИО
5ГМ5Б	Лянг Дмитрий Андреевич

Институт	ЭНИН	Кафедра	ЭПЭО
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	130402 Электроэнергетика и электротехника

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. <i>Характеристика объекта исследования</i>	<i>Помещение закрытого типа с естественной вентиляцией воздуха. Помещение имеет как искусственный, так и естественный источник освещения. Основное рабочее оборудование – ПЭВМ.</i>
2. <i>Знакомство и отбор законодательных и нормативных документов по теме</i>	<i>1. Технический регламент “Пожарная Безопасность” 2. ФЗ “Спецоценка”</i>

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<i>1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды</i>	<i>Вредные факторы, возникающие из-за ПЭВМ. Негативные влияния: электромагнитное и ионизирующее излучения, шум, вибрация</i>
<i>2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой произведённой среды</i>	<i>Установлены удлинители в розетках (эл. сеть перегружена) Физические опасные факторы: электрический ток.</i>
<i>3. Охрана окружающей среды</i>	<i>Бытовые отходы. Отходы, образующиеся при поломке ПЭВМ, утилизация отходов.</i>
<i>4. Безопасность в ЧС</i>	<i>Наиболее вероятная ЧС в здании - пожар</i>
<i>5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности</i>	<i>Использовать оборудования и мебель согласно антрометрическим данным. Социальное страхование работника.</i>

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Подпись	Дата
Доцент	Дашковский А.Г.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5ГМ5А	Лянг Дмитрий Андреевич		

Реферат

Выпускная квалификационная работа содержит страниц -84 ,
рисунков -25, таблиц -15.

Ключевые слова: КОНВЕЙЕР, АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ,
ПРЯМОЙ ПУСК, ПЛАВНЫЙ ПУСК, РЕДУКТОР.

В выпускной квалификационной работе приводится расчет редуктора ленточного конвейера, а так же разработка схемы ТРН-АД, математическое моделирование системы.

Основными этапами являются: кинематические расчеты, выбор материала и расчет допускаемых напряжений, расчет зубчатой передачи первой ступени, расчет зубчатой передачи второй ступени, расчет валов, выбор подшипников, проверочный расчет шпонки на прочность, создание модели ТРН-АД в среде моделирования Simulink Matlab.

В разделе безопасность и жизнедеятельность труда рассмотрены вопросы охраны труда и техники безопасности. Проанализированы опасные и вредные факторы производства.

Выпускная квалификационная работа выполнена в текстовом редакторе Microsoft Word 2007 на белой бумаге формата А4 с использованием программ MathCAD 14, пакет MATLAB R2007b- Simulink, Microsoft Visio 2007.

Оглавление

Введение.....	10
1. Кинематические расчеты.....	11
1.1. Кинематическая схема привода.....	11
1.2. Выбор электродвигателя	13
1.3. Уточнение передаточных чисел привода	14
1.4. Определение вращающих моментов на валах привода	14
2. Выбор материала и расчет допускаемых напряжений.....	15
2.1. Выбор твердости, термической обработки и материала колес	15
2.2. Допускаемые контактные напряжения	15
2.3. Допускаемые напряжения изгиба.....	17
2.4. Учет режима нагружения при определении допускаемых напряжений ...	18
3. Расчет зубчатой передачи первой ступени.....	19
3.1. Межосевое расстояние	19
3.2. Предварительные основные размеры зубчатого колеса	21
3.3. Модуль передачи.....	21
3.4. Суммарное число зубьев колес и угол наклона	22
3.5. Диаметры колес.....	23
3.6. Размеры заготовок.....	23
3.7. Проверка зубьев по контактным напряжениям	24
3.8. Силы в зацеплении.....	25
3.9. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба	25
3.10. Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки.....	26
4. Расчет зубчатой передачи второй ступени.....	27
4.1. Межосевое расстояние	27
4.2. Предварительные основные размеры зубчатого колеса	28
4.3. Модуль передачи.....	29
4.4. Суммарное число зубьев колес и угол наклона	29
4.5. Диаметры колес	30
4.6. Размеры заготовок.....	30
4.7. Проверка зубьев по контактным напряжениям	31
4.8. Силы в зацеплении.....	31
4.9. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба	31
4.10. Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки.....	32
5. Расчет валов	33
5.1. Расчет быстроходного вала.....	33
5.2. Расчет промежуточного вала	33
5.3. Расчет тихоходного вала	34
6. Выбор подшипников.....	34
6.1. Для быстроходного вала.....	34
6.2. Для промежуточного вала	35
6.3. Для тихоходного вала	35

7. Проверочный расчет шпонки на прочность	36
7.1. Расчет для зубчатого колеса первой ступени.....	36
7.2. Расчет для зубчатого колеса второй ступени.....	36
8. Создание модели ТРН-АД в среде моделирования Simulink Matlab.....	37
8.1. Прямой пуск асинхронного двигателя без нагрузки	37
8.2. Прямой пуск асинхронного двигателя с нагрузкой.....	41
8.3. Плавный пуск асинхронного двигателя без нагрузки.....	44
8.4. Плавный пуск асинхронного двигателя с нагрузкой	48
8.5. Микропроцессорная система управления для «Тиристорный регулятор напряжения - асинхронный двигатель» и с возможностью защиты электропривода от перегрузки.	52
9. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение...	55
9.1. Расчет сметы затрат на исследование.	59
9.1.1. Расчёт материальных затрат.	59
9.1.2. Расчёт затрат амортизации.	59
9.1.3. Расчёт затрат на заработную плату.	60
9.1.4. Затраты на социальные отчисления.	61
9.1.5. Прочие затраты.....	61
9.1.6. Накладные расходы.	61
9.1.7. Определение общего бюджета затрат на научно-исследовательскую работу.	62
9.3. Смета необходимых материальных ресурсов, потребляемых при выполнении научного исследования.....	62
10. Социальная ответственность.	63
10.1 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды	64
10.1.1 Воздух рабочей зоны	66
10.1.2 Освещение.....	66
10.1.3 Защита от шума и вибрации.....	69
10.1.4 Состояние воздушной среды	70
10.1.5 Оценка уровней электромагнитных полей.....	72
10.1.6 Статическое электричество.....	72
10.2 Безопасность в ЧС.....	74
10.3 Охрана окружающей среды	75
10.4 Защита в чрезвычайных ситуациях	77
10.5 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	80
Заключение	82
Список использованных источников	83

Введение

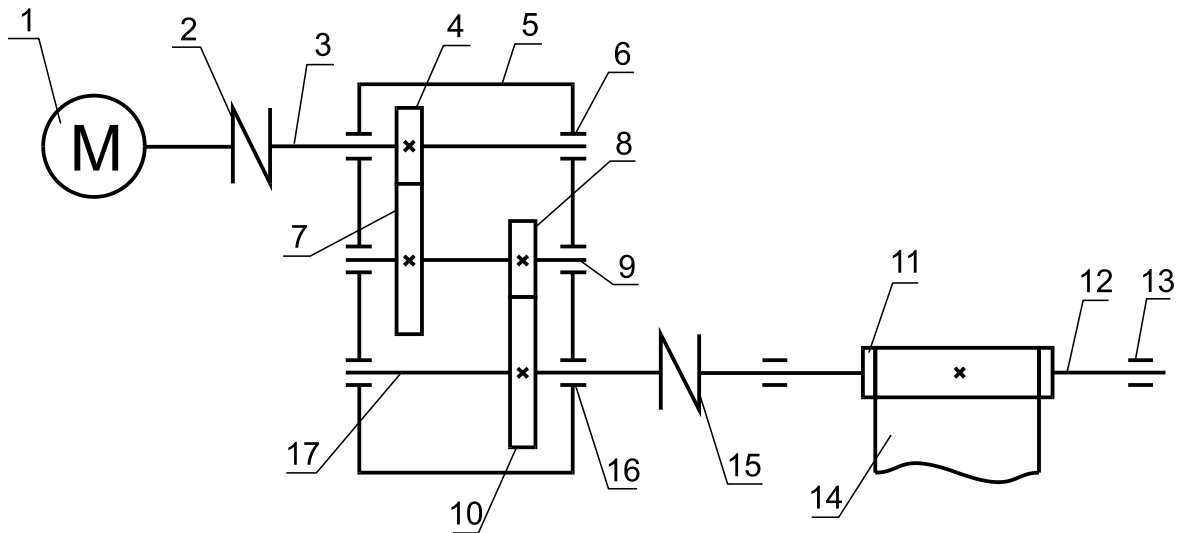
Общепромышленные механизмы играют в народном хозяйстве страны важную роль. Они являются основным средством механизации и автоматизации различных производственных процессов. Роль, которую играют общепромышленные механизмы непрерывного действия, определяется в первую очередь простотой и эффективностью их режима работы. Непрерывность действия, с одной стороны, является фактором, обеспечивающим более высокую производительность машин, а с другой - определяет простоту и высокую надежность применяемых систем электропривода и автоматизации их рабочих процессов. Поэтому во всех случаях, когда технология позволяет организовать непрерывные поточно-транспортные системы, использование механизмов непрерывного действия дает значительный экономический эффект.

Конвейеры являются наиболее распространенными механизмами непрерывного транспорта сыпучих и штучных материалов. В зависимости от типа тягового элемента конвейеры подразделяются на три группы: ленточные, цепные и канатные.

В подавляющем большинстве ленточных конвейеров лента одновременно выполняет функции несущего и тягового органов. По сравнению с другими типами конвейеров, предназначенных для транспортировки сыпучих грузов, ленточный конвейер характеризуется наибольшими скоростью и производительностью.

1. Кинематические расчеты

1.1. Кинематическая схема привода



1. Электродвигатель (мотор)
2. Муфта упругая
3. Вал быстроходный
4. Вал-шестерня быстроходной ступени
5. Корпус редуктора
6. Подшипниковый узел с глухой крышкой
7. Зубчатое колесо быстроходной ступени
8. Вал-шестерня тихоходной ступени
9. Вал-шестерня промежуточный
10. Зубчатое колесо тихоходной ступени
11. Барабан приводной ленточного конвейера
12. Вал приводного барабана
13. Опора подшипниковая приводного барабана
14. Лента конвейера
15. Муфта упругая
16. Подшипниковый узел со сквозной крышкой с уплотнением
17. Вал тихоходный

Проектируемый редуктор служит для передачи вращения и изменяющегося крутящего момента от электродвигателя к исполнительному механизму – приводному барабану ленточного конвейера. Проследим передачу момента. От электродвигателя 1 посредством муфты 2 крутящий момент передается на быстроходный вал 3, установленный в корпусе 5 на подшипниках 6. Быстроходный вал имеет зубчатый венец 4 (шестерня), которая зацепляется с зубчатым колесом 7, установленным посредством шпоночного соединения с промежуточным валом 9, установленным также на подшипниках качения. На промежуточном валу имеется также зубчатый венец 8 (промежуточный вал может быть выполнен в виде вал-шестерни), которое зацепляется с зубчатым колесом 10, установленным посредством шпоночного соединения на тихоходном валу 17, установленном также в корпусе редуктора на подшипниках качения. Выходной конец тихоходного вала 17 посредством шпоночного соединения и муфты 15 соединен с приводным валом 12 барабана 11 ленточного конвейера с лентой 14.

Условно называют зубчатую передачу 4-7 быстроходной ступенью и зубчатую передачу 8-10 тихоходной ступенью редуктора. Итак, крутящий момент передается: с вала электродвигателя на быстроходную ступень 4-7, далее на промежуточном валу на участке 7-8 на тихоходную ступень 8-10, далее на муфту 15 и на вал приводного барабана 16. Число оборотов электродвигателя в данной системе максимально. Число оборотов промежуточного вала в u_B раз меньше; число оборотов тихоходного вала в $u_B \cdot u_T$ раз меньше. Момент на валу электродвигателя в данной системе минимальный, а на выходном валу – максимальный, с учетом небольших потерь в подшипниках, зубчатых передачах и муфтах. Можно сказать, что момент возрастает в $u_{ред}$ раз.

1.2. Выбор электродвигателя

Для выбора электродвигателя определяют требуемую его мощность и частоту вращения.

Потребляемую мощность (кВт) привода (мощность на выходе) определяют по формуле:

$$P_{\text{Э.ТР}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\text{ОБЩ}}},$$

где $\eta_{\text{ОБЩ}}$ - общее КПД звеньев кинематической цепи:

$$\eta_{\text{ОБЩ}} = \eta_M^2 \cdot \eta_{\text{П}}^4 \cdot \eta_{\text{ЗП}}^2,$$

по таблице 1.1 находим значения КПД отдельных звеньев кинематической цепи:

$$\eta_M = 0,98; \eta_{\text{П}} = 0,99; \eta_{\text{ЗП}} = 0,97,$$

$$\text{таким образом, } \eta_{\text{ОБЩ}} = 0,98^2 \cdot 0,99^4 \cdot 0,97^2 = 0,87.$$

Тогда требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{Э.ТР}} = \frac{96}{0,87} = 110 \text{ кВт.}$$

По таблице 24.9 выбираем стандартный электродвигатель АИР315S6.

Таблица 1-Технические характеристики электродвигателя типа АИР 315S6

Тип двигателя	$U_n, В$	$P_n, кВт$	$n_n, \text{об/мин}$	$I_n, А$	$\eta_n, \%$	$J, кг \cdot м^2$	$\cos\varphi, о.е$	$m, кг$	$S_n, \%$
АИР 315S6	380	110	1000	0,195	93	4	0,92	880	2,3

Таблица 2

$m_n = \frac{M_{\text{пуск}}}{M_n}$	$m_k = \frac{M_{\text{макс}}}{M_n}$	$m_m = \frac{M_{\text{мин}}}{M_n}$	$k_{\text{иде}} = \frac{I_{\text{пуск}}}{I_n}$
1,4	2,3	1	6

В среде Mathcad были произведены расчеты параметров двигателя

Таблица 3- Параметры схемы замещения электродвигателя типа АИР 315S6

$R_1', Ом$	$R_2'', Ом$	$L_1', Гн$	$L_2'', Гн$	$L_{\mu}', Гн$
0,039	0,025	0,000306	0,000408	0,008486

1.3. Уточнение передаточных чисел привода

Общее передаточное число привода находим по формуле:

$$u_{РЕД} = \frac{n_{ДВ}}{n_{ВЫХ}}; \quad u_{РЕД} = \frac{1000}{97,5} = 10,25.$$

Полученное передаточное число распределяем между первой и второй ступенями редуктора по формулам:

$$u_T = 0,88 \cdot \sqrt{u_{РЕД}}; \quad u_B = \frac{u_{РЕД}}{u_T}.$$

$$u_T = 0,88 \cdot \sqrt{10,25} = 2,8; \quad u_B = \frac{10,25}{2,8} = 3,6.$$

1.4. Определение вращающих моментов на валах привода

Частота вращения быстроходного вала:

$$n_B = n_{ДВ}; \quad n_B = 1000 \text{ об/мин.}$$

Частота вращения промежуточного вала:

$$n_{II} = \frac{n_B}{u_B}; \quad n_{II} = \frac{1000}{5} = 200 \text{ об/мин.}$$

Частота вращения тихоходного вала:

$$n_T = \frac{n_{II}}{u_T}; \quad n_T = \frac{200}{2,8} = 71,4 \text{ об/мин.}$$

Вращающий момент электродвигателя определяется по формуле:

$$T_{ДВ} = 9554 \cdot \frac{P_{ДВ}}{n_{ДВ}}; \quad T_{ДВ} = 9554 \cdot \frac{110}{1000} = 1050,94 \text{ Н м.}$$

Вращающие моменты соответственно на быстроходном, промежуточном и тихоходном валах определяются по формулам:

$$T_B = \frac{T_{ДВ}}{\eta_M \cdot \eta_{П}}; \quad T_{П} = \frac{T_B \cdot u_B}{\eta_{ЗП} \cdot \eta_{П}}; \quad T_T = \frac{T_{П} \cdot u_T}{\eta_{ЗП} \cdot \eta_{П}}.$$

Подставляя имеющиеся значения в указанные формулы получим:

$$T_B = \frac{1050,94}{0,98 \cdot 0,99} = 1083,2 \text{ Н м}; \quad T_{П} = \frac{1083,2 \cdot 3,6}{0,97 \cdot 0,99} = 4060 \text{ Н м}; \quad T_T = \frac{4060 \cdot 2,8}{0,97 \cdot 0,99} = 11840 \text{ Н м}.$$

2. Выбор материала и расчет допускаемых напряжений

2.1. Выбор твердости, термической обработки и материала колес

Передачи со стальными зубчатыми колесами имеют минимальную массу и габариты, тем меньше, чем выше твердость рабочих поверхностей зубьев, которая, в свою очередь, зависит от марки стали и варианта термической обработки. По таблице 2.1 для шестерни и зубчатого колеса выбрана сталь марки 40Х. Термическая обработка зубчатого колеса – улучшение, твердость 235...262НВ, $\sigma_T = 640$ МПа; термическая обработка шестерни – улучшение, твердость 269...302НВ, $\sigma_T = 750$ МПа. Зубья колес из улучшаемых сталей хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению.

2.2. Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения для шестерни и зубчатого колеса определяют по формуле:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H}.$$

Предел контактной выносливости $\sigma_{H \lim}$ вычисляют по формуле:

$$\sigma_{H \lim} = 2 \cdot HB_{CP} + 70;$$

$$HB_{CP.Ш} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5; \quad HB_{CP.К} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5.$$

$$\sigma_{H \lim.Ш} = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа}; \quad \sigma_{H \lim.К} = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_H = 1,1$.

Коэффициент долговечности Z_N учитывает влияние ресурса:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_k}}$$

Число N_{HG} циклов, соответствующее перелому кривой усталости, определяется по средней твердости поверхностей зубьев:

$$N_{HG} = 30 \cdot HB_{CP}^{2,4};$$

$$N_{HG.ш} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 23,5 \cdot 10^6; \quad N_{HG.зк} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 16,8 \cdot 10^6.$$

Ресурс N_k передачи в числах циклов перемены напряжений при частоте вращения n , об/мин, и времени работы L_h , час, находится по формуле:

$$N_k = 60 \cdot n \cdot n_3 \cdot L_h,$$

где n_3 – число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его оборот.

при расчете первой ступени редуктора:

$$N_{k1} = 60 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 10000 = 600 \cdot 10^6;$$

при расчете второй ступени редуктора:

$$N_{k2} = 60 \cdot 331 \cdot 1 \cdot 10000 = 1,99 \cdot 10^8.$$

В соответствии с кривой усталости напряжения σ_H не могут иметь значений меньших σ_{Hlim} . Поэтому, поскольку в обоих случаях $N_k > N_{HG}$, принимаем $N_k = N_{HG}$. Следовательно, коэффициент долговечности $Z_N = 1$.

Коэффициент Z_R , учитывающий влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев, принимаем $Z_R = 1$.

Коэффициент Z_V , учитывающий влияние окружной скорости, принимаем $Z_V = 1$, поскольку это значение соответствует твердым передачам, работающим на малых окружных скоростях.

$$[\sigma]_{H.ш} = \frac{641 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 582,7 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{H.зк} = \frac{567 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 515,5 \text{ МПа}.$$

Поскольку допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$ для цилиндрических передач с прямыми зубьями не могут превышать меньшего

из допускаемых контактных напряжений шестерни $[\sigma]_{H.ш}$ и колеса $[\sigma]_{H.зк}$, то $[\sigma]_H = [\sigma]_{H.зк} = 515,5 \text{ МПа}$.

2.3. Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса определяют по общей зависимости, учитывая влияние на сопротивление усталости при изгибе долговечности, шероховатости поверхности выкружки и реверса, используя приведенную ниже формулу:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\text{lim}} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A}{S_F}.$$

Предел выносливости при отнулевом цикле вычисляют по следующей формуле:

$$\sigma_{F\text{lim}} = 1,75 \cdot HB_{CP};$$

$$\sigma_{F\text{lim.ш}} = 1,75 \cdot 285,5 = 499,6 \text{ МПа}; \quad \sigma_{F\text{lim.зк}} = 1,75 \cdot 248,5 = 434,9 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности $S_F = 1,7$.

Коэффициент долговечности:

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_k}}.$$

Для длительно работающих быстроходных передач принимают $N_k = N_{FG}$, поэтому $Y_N = 1$.

Коэффициент Y_R , учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями, принимаем $Y_R = 1$, поскольку это значение соответствует шлифованию и зубофрезерованию с параметром шероховатости $R_z \leq 40 \text{ мкм}$.

Коэффициент Y_A , учитывает влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса). $Y_A = 1$, поскольку приложение нагрузки одностороннее (без реверса).

$$[\sigma]_{F.ш} = \frac{499,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 293,9 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{F.зк} = \frac{434,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 255,8 \text{ МПа}.$$

Поскольку допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$ для цилиндрических передач с прямыми зубьями не могут превышать меньшего из допускаемых напряжений изгиба шестерни $[\sigma]_{F.Ш}$ и колеса $[\sigma]_{F.ЗК}$, то $[\sigma]_F = [\sigma]_{F.ЗК} = 255,8$ МПа.

2.4. Учет режима нагружения при определении допускаемых напряжений

Режим нагружения редуктора средний нормальный, т.е. работа большую часть времени со средними нагрузками.

В расчетах на *контактную выносливость* переменность режима нагружений учитывают при определении коэффициента долговечности Z_N : вместо назначенного ресурса N_k подставляют эквивалентное число циклов N_{HE} :

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_k,$$

где $\mu_H = 0,18$ – коэффициент эквивалентности (по табл. 2.4).

при расчете первой ступени редуктора:

$$N_{HE1} = 0,18 \cdot 600 \cdot 10^6 = 108 \cdot 10^6;$$

при расчете второй ступени редуктора:

$$N_{HE2} = 0,18 \cdot 1,9 \cdot 10^8 = 3,57 \cdot 10^7.$$

Поскольку в обоих случаях $N_{HE} > N_{HG}$, то принимаем $N_{HE} = N_{HG}$.

В расчетах на *выносливость при изгибе* для определения коэффициента долговечности Y_N вместо N_k подставляют эквивалентное число циклов N_{FE} :

$$N_{FE} = \mu_F \cdot N_k,$$

где $\mu_F = 0,065$ – коэффициент эквивалентности (по табл. 2.4).

при расчете первой ступени редуктора: $N_{FE1} = 0,065 \cdot 600 \cdot 10^6 = 39 \cdot 10^6$;

при расчете второй ступени редуктора: $N_{FE2} = 0,065 \cdot 1,9 \cdot 10^8 = 1,29 \cdot 10^7$.

Поскольку $N_{FE} > N_{FG}$, то принимаем $N_{FE} = N_{FG}$.

3. Расчет зубчатой передачи первой ступени

3.1. Межосевое расстояние

Предварительное значение межосевого расстояния находим по формуле:

$$a'_w = K \cdot (u_B + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_B}{u_B}},$$

где $K = 10$ – коэффициент, зависящий от поверхностной твердости зубьев.

$$a'_w = 10 \cdot (3,6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1083,2}{3,6}} = 308,2 \text{ мм};$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $a'_w = 140$ мм.

Окружную скорость V , м/с, вычисляют по формуле:

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot a'_w \cdot n_B}{6 \cdot 10^4 \cdot (u_B + 1)}; \quad V = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 140 \cdot 1000}{6 \cdot 10^4 \cdot (3,6 + 1)} = 3,2 \text{ м/с}.$$

Степень точности (по ГОСТ 1643-81, табл. 2.5) принимаем $n_{CT} = 8$.

Окончательное значение межосевого расстояния:

$$a_w = K_a \cdot (u_B + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_B}{\psi_{ba} \cdot u_B \cdot [\sigma]_H^2}},$$

где $K_a = 450 \text{ МПа}^{1/3}$;

$\psi_{ba} = 0,315$ – коэффициент ширины;

K_H – коэффициент нагрузки в расчетах на контактную прочность, вычисляется по формуле:

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}.$$

Коэффициент K_{HV} учитывает внутреннюю динамику нагружения, связанную прежде всего с ошибками шагов зацепления и погрешностями профилей зубьев шестерни и колеса. Значение $K_{HV} = 1,19$ (по табл. 2.6).

Коэффициент $K_{H\beta}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, обусловливаемую погрешностями изготовления и упругими деформациями валов, подшипников. Зубья зубчатых колес могут прирабатываться: в результате повышенного местного изнашивания распределение нагрузки становится более равномерным. Поэтому рассматривают коэффициенты неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы $K_{H\beta}^o$ и после приработки $K_{H\beta}$. Значение коэффициента $K_{H\beta}^o$ принимают по табл. 2.7 в зависимости от коэффициента $\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u_B + 1)$, схемы передачи и твердости зубьев.

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (3,6 + 1) = 0,72; \quad K_{H\beta}^o = 1,05.$$

Коэффициент $K_{H\beta}$ определяют по формуле:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^o - 1) \cdot K_{HW},$$

где K_{HW} – коэффициент, учитывающий приработку зубьев:

$$K_{HW} = 0,3 \text{ (по табл. 2.8).}$$

$$K_{H\beta} = 1 + (1,05 - 1) \cdot 0,3 = 1.$$

Коэффициент $K_{H\alpha}$ определяют по формуле:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^o - 1) \cdot K_{HW}.$$

Начальное значение коэффициента $K_{H\alpha}^o$ распределения нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления (погрешностями шага зацепления и направления зуба) определяют в зависимости от степени точности по нормам плавности:

$$K_{H\alpha}^o = 1 + 0,06 \cdot (n_{CT} - 5); \quad K_{H\alpha}^o = 1 + 0,06 \cdot (8 - 5) = 1,18.$$

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,18 - 1) \cdot 0,3 = 1,05.$$

Используя полученные значения находим коэффициент нагрузки в расчетах на контактную прочность:

$$K_H = 1,19 \cdot 1,04 \cdot 1,05 = 1,3.$$

$$a_w = 450 \cdot (3,6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 1083,2}{0,315 \cdot 3,6 \cdot 515,5^2}} = 141,5 \text{ мм};$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $a_w = 170$ мм.

3.2. Предварительные основные размеры зубчатого колеса

Делительный диаметр зубчатого колеса вычисляется по формуле:

$$d_{зк} = \frac{2 \cdot a_w \cdot u_B}{u_B + 1}; \quad d_{зк} = \frac{2 \cdot 170 \cdot 3,6}{3,6 + 1} = 266 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого колеса вычисляется по формуле:

$$b_{зк} = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad b_{зк} = 0,315 \cdot 170 = 53,6 \text{ мм};$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $b_{зк} = 55$ мм.

Ширина шестерни вычисляется по формуле:

$$b_{ш} = b_{зк} + 5; \quad b_{ш} = 55 + 5 = 60 \text{ мм}.$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $b_{ш} = 60$ мм.

3.3. Модуль передачи

Максимально допустимый модуль m_{\max} , мм, определяют из условия неподрезания зубьев у основания:

$$m_{\max} \approx \frac{2 \cdot a_w}{17 \cdot (u_B + 1)}; \quad m_{\max} \approx \frac{2 \cdot 170}{17 \cdot (5 + 1)} = 3,3 \text{ мм}.$$

Минимальное значение модуля m_{\min} , мм, определяют из условия прочности:

$$m_{\min} = \frac{K_m \cdot K_F \cdot T_B \cdot (u_B + 1)}{a_w \cdot b_{зк} \cdot [\sigma]_F},$$

где $K_m = 3,4 \cdot 10^3$;

K_F – коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба, вычисляется по формуле:

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}.$$

Коэффициент K_{FV} учитывает внутреннюю динамику нагружения, связанную прежде всего с ошибками шагов зацепления шестерни и колеса. Значение $K_{FV} = 1,39$ (по табл. 2.9).

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями. Определяется так же, как при расчетах на контактную прочность:

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot K_{H\beta}^o; \quad K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot 1,15 = 1,12.$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями. Определяют так же, как при расчетах на контактную прочность:

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^o; \quad K_{F\alpha} = 1,18.$$

Используя полученные значения находим коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба:

$$K_F = 1,39 \cdot 1,12 \cdot 1,18 = 1,8.$$

$$m_{\min} = \frac{3,4 \cdot 10^3 \cdot 1,8 \cdot 1083,2 \cdot (3,6 + 1)}{170 \cdot 55 \cdot 255,8} = 12,75 \text{ мм.}$$

Из ряда стандартных модулей принимаем $m = 15$ мм.

3.4. Суммарное число зубьев колес и угол наклона

Угол наклона $\beta = 0$.

Суммарное число зубьев:

$$z_s = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m}; \quad z_s = \frac{2 \cdot 170 \cdot 1}{15} = 22.$$

Число зубьев шестерни:

$$z_{III} = \frac{z_s}{u_B + 1}; \quad z_{III} = \frac{22,6}{3,6 + 1} = 5.$$

Число зубьев зубчатого колеса:

$$z_{3K} = z_s - z_{III}; \quad z_{3K} = 22 - 5 = 17.$$

Фактическое передаточное число:

$$u_{БФ} = \frac{z_{ЗК}}{z_{Ш}}; \quad u_{БФ} = \frac{17}{5} = 3,4.$$

Передаточное число u_B совпадает с фактическим передаточным числом $u_{БФ}$. Поэтому найденные значения количества зубьев колеса и шестерни принимаем за окончательные.

3.5. Диаметры колес

Делительный диаметр шестерни:

$$d_{Ш} = \frac{z_{Ш} \cdot m}{\cos \beta}; \quad d_{Ш} = \frac{5 \cdot 15}{1} = 75 \text{ мм.}$$

Делительный диаметр зубчатого колеса:

$$d_{ЗК} = 2 \cdot a_w - d_{Ш}; \quad d_{ЗК} = 2 \cdot 170 - 75 = 265 \text{ мм.}$$

Диаметр d_a окружностей вершин зубьев колес:

$$d_a = d + 2 \cdot (1 + x - y) \cdot m,$$

где x – коэффициент смещения, при $z \geq 17$ принимает значение $x = 0$;

y – коэффициент воспринимаемого смещения: $y = -\frac{a_w - a}{m}$;

a – делительное межосевое расстояние: $a = \frac{m \cdot (z_{ЗК} + z_{Ш})}{2}$.

$$a = \frac{15 \cdot (17 + 5)}{2} = 165 \text{ мм}; \quad y = -\frac{170 - 170}{15} = 0.$$

$$d_{a.Ш} = d_{Ш} + 2 \cdot (1 + x_{Ш} - y) \cdot m; \quad d_{a.Ш} = 75 + 2 \cdot (1 + 0 - 0) \cdot 15 = 105 \text{ мм.}$$

$$d_{a.ЗК} = d_{ЗК} + 2 \cdot (1 + x_{ЗК} - y) \cdot m; \quad d_{a.ЗК} = 265 + 2 \cdot (1 + 0 - 0) \cdot 15 = 295 \text{ мм.}$$

Диаметр d_f окружностей впадин зубьев колес:

$$d_f = d - 2 \cdot (1,25 - x) \cdot m.$$

$$d_{f.Ш} = d_{Ш} - 2 \cdot (1,25 - x_{Ш}) \cdot m; \quad d_{f.Ш} = 75 - 2 \cdot (1,25 - 0) \cdot 15 = 37,5 \text{ мм.}$$

$$d_{f.ЗК} = d_{ЗК} - 2 \cdot (1,25 - x_{ЗК}) \cdot m; \quad d_{f.ЗК} = 265 - 2 \cdot (1,25 - 0) \cdot 15 = 227,5 \text{ мм.}$$

3.6. Размеры заготовок

Диаметр заготовок:

$$D_{3AG} = d_a + 6.$$

$$D_{3AG.Ш} = d_{a.Ш} + 6; \quad D_{3AG.Ш} = 105 + 6 = 111 \text{ мм.}$$

$$D_{3AG.ЗК} = d_{a.ЗК} + 6; \quad D_{3AG.ЗК} = 295 + 6 = 301 \text{ мм.}$$

Толщина заготовок:

$$S_{3AG} = b + 4.$$

$$S_{3AG.Ш} = b_{Ш} + 4; \quad S_{3AG.Ш} = 105 + 4 = 109 \text{ мм.}$$

$$S_{3AG.ЗК} = b_{ЗК} + 4; \quad S_{3AG.ЗК} = 55 + 4 = 59 \text{ мм.}$$

Для выбранного материала зубчатого колеса $D_{3AG.ЗК} > D_{ПР.ЗК}$ (по табл. 2.1), что не удовлетворяет условию $D_{3AG} \leq D_{ПР}$, поэтому для зубчатого колеса вместо стали марки 40Х выбираем сталь марки 40ХН, предельные размеры диаметра заготовок которой $D_{ПР} = 315$ мм. Твердость зубьев 235...262НВ, что совпадает с параметрами стали марки 40Х.

3.7. Проверка зубьев по контактным напряжениям

Расчетное значение контактного напряжения:

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_B \cdot (u_{\Phi B} + 1)^3}{b_{ЗК} \cdot u_{\Phi B}}},$$

где $Z_\sigma = 9600 \text{ МПа}^{1/2}$.

$$\sigma_H = \frac{9600}{170} \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 1083,2 \cdot (3,6 + 1)^3}{55 \cdot 3,6}} = 1486 \text{ МПа.}$$

Отклонение σ_H от ранее найденного $[\sigma]_H$:

$$\Delta\sigma = \left| \frac{\sigma_H \cdot 100}{[\sigma]_H} - 100 \right|; \quad \Delta\sigma = \left| \frac{1486 \cdot 100}{515,5} - 100 \right| = 4\%$$

Полученное значение σ_H меньше ранее найденного значения $[\sigma]_H$ на 4%, что является допустимым, поэтому значение $[\sigma]_H = 515,5 \text{ МПа}$ принимаем за окончательное.

3.8. Силы в зацеплении

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_E}{d_{III}}; \quad F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1083,2}{75} = 2888 \text{ Н.}$$

Радиальная сила:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

где $\alpha = 20^\circ$ - для стандартного угла.

$$F_r = \frac{2888 \cdot 0,364}{1} = 1051 \text{ Н.}$$

Осевая сила:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad F_a = 2888 \cdot 0 = 0 \text{ Н.}$$

3.9. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса:

$$\sigma_{F.3K} = \frac{K_F \cdot F_t}{b_{3K} \cdot m} \cdot Y_{FS.3K} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon,$$

где $Y_{FS.3K}$ – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, $Y_{FS.3K} = 3,59$ (по табл. 2.10);

Y_β – коэффициент, учитывающий угол наклона зуба, $Y_\beta = 1$;

Y_ϵ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\epsilon = 1$.

$$\sigma_{F.3K} = \frac{1,8 \cdot 2888}{55 \cdot 15} \cdot 3,59 \cdot 1 \cdot 1 = 22,6 \text{ МПа,}$$

что удовлетворяет обязательному условию $\sigma_{F.3K} \leq [\sigma]_{F.3K}$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни:

$$\sigma_{F.III} = \frac{\sigma_{F.3K} \cdot Y_{FS.III}}{Y_{FS.3K}},$$

где, $Y_{FS.III} = 3,72$ (по табл. 2.10).

$$\sigma_{F.III} = \frac{22,6 \cdot 3,72}{3,59} = 23,4 \text{ МПа,}$$

что также удовлетворяет обязательному условию $\sigma_{F.III} \leq [\sigma]_{F.III}$.

3.10. Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки

Целью расчета является предотвращение остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя или самих зубьев при действии пикового момента $T_{\text{пик}}$. Действие пиковых нагрузок оценивают коэффициентом перегрузки $K_{\text{ПЕР}} = \frac{T_{\text{пик}}}{T_B}$.

$$K_{\text{ПЕР}} = 1,75.$$

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя контактное напряжение $\sigma_{H \max}$ не должно превышать допускаемое напряжение $[\sigma]_{H \max}$;

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{\text{ПЕР}}}; \quad \sigma_{H \max} = 1486 \cdot \sqrt{1,75} = 654 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение принимают:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_T; \quad [\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot 630 = 1764 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{H \max} < [\sigma]_{H \max}$, т.е. при действии пикового момента не произойдет хрупкого разрушения поверхностного слоя.

Для предотвращения остаточных деформаций и хрупкого разрушения зубьев напряжение $\sigma_{F \max}$ изгиба при действии пикового момента не должно превышать допускаемое $[\sigma]_{F \max}$;

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_{\text{ПЕР}};$$

$$\sigma_{F \max. \text{III}} = \sigma_{F. \text{III}} \cdot K_{\text{ПЕР}}; \quad \sigma_{F \max. \text{III}} = 23,4 \cdot 1,75 = 40,95 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F \max. \text{3K}} = \sigma_{F. \text{3K}} \cdot K_{\text{ПЕР}}; \quad \sigma_{F \max. \text{3K}} = 22,6 \cdot 1,75 = 39,55 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения принимают:

$$[\sigma]_{F \max} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_{N \max} \cdot k_{st}}{S_{st}},$$

где $Y_{N \max}$ – максимально возможное значение коэффициента долговечности, для сталей с объемной термообработкой $Y_{N \max} = 4$;

k_{st} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки, в случае единичных перегрузок $k_{st} = 1,25$;

S_{st} – коэффициент запаса прочности, $S_{st} = 1,75$.

$$[\sigma]_{F \max .III} = \frac{\sigma_{F \lim .III} \cdot Y_{N \max} \cdot k_{st}}{S_{st}}; \quad [\sigma]_{F \max .III} = \frac{641 \cdot 4 \cdot 1,25}{1,75} = 1831,4 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{F \max .3K} = \frac{\sigma_{F \lim .3K} \cdot Y_{N \max} \cdot k_{st}}{S_{st}}; \quad [\sigma]_{F \max .3K} = \frac{567 \cdot 4 \cdot 1,25}{1,75} = 1620 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{F \max .III} < [\sigma]_{F \max .III}$ и $\sigma_{F \max .3K} < [\sigma]_{F \max .3K}$, т.е. при действии пикового момента не произойдет хрупкого разрушения зубьев.

4. Расчет зубчатой передачи второй ступени

Расчет зубчатой передачи второй ступени производится по формулам, приведенным при расчете зубчатой передачи первой ступени, поэтому далее расчетные формулы не приводятся, значения подставляются в указанные ранее формулы и дополняются краткими пояснениями.

4.1. Межосевое расстояние

Предварительное значение межосевого расстояния:

$$a'_w = 10 \cdot (2,8 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{389,5}{2,8}} = 226,5 \text{ мм;}$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $a'_w = 220$ мм.

Окружная скорость:

$$V = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 220 \cdot 200}{6 \cdot 10^4 \cdot (2,8 + 1)} = 1,4 \text{ м/с.}$$

Степень точности по ГОСТ 1643-81 назначена $n_{CT} = 9$.

Для вычисления окончательного значения окружной скорости вычисляем значение коэффициента K_H :

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$$

Коэффициент K_{HV} , учитывающий внутреннюю динамику нагружения, находится по таблице 2.6 принимаем $K_{HV} = 1,07$.

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (2,8 + 1) = 0,77.$$

$$K_{H\beta}^o = 1,05 \text{ (по табл. 2.7).}$$

$$K_{HW} = 0,26 \text{ (по табл. 2.8).}$$

$$K_{H\beta} = 1 + (1,05 - 1) \cdot 0,26 = 1,01$$

$$K_{H\alpha}^o = 1 + 0,06 \cdot (9 - 5) = 1,24.$$

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,24 - 1) \cdot 0,26 = 1,06.$$

Тогда находим значение K_H :

$$K_H = 1,07 \cdot 1,01 \cdot 1,06 = 1,15$$

Окончательное значение межосевого расстояния:

$$a_w = 450 \cdot (2,8 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,15 \cdot 389,5}{0,315 \cdot 2,8 \cdot 515,5^2}} = 244,1 \text{ мм;}$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $a_w = 240$ мм.

4.2. Предварительные основные размеры зубчатого колеса

Делительный диаметр зубчатого колеса:

$$d_{3K} = \frac{2 \cdot 240 \cdot 2,8}{2,8 + 1} = 381,4 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого колеса:

$$b_{3K} = 0,315 \cdot 240 = 75,6 \text{ мм;}$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) окончательное значение $b_{3K} = 75$ мм.

Ширина шестерни:

$$b_{III} = 75 + 5 = 80 \text{ мм.}$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $b_{III} = 80$ мм.

4.3. Модуль передачи

Максимально допустимый модуль m_{\max} , мм:

$$m_{\max} \approx \frac{2 \cdot 240}{17 \cdot (2,8 + 1)} = 5,8 \text{ мм.}$$

Для вычисления минимального значения модуля (m_{\min}) находим коэффициент нагрузки K_F :

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}.$$

Коэффициент K_{FV} учитывающий внутреннюю динамику нагружения, по таблице 2.9 принимаем $K_{FV} = 1,15$.

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot 1,05 = 1,04.$$

$$K_{F\alpha} = 1,24.$$

Используя полученные значения находим коэффициент K_F :

$$K_F = 1,15 \cdot 1,04 \cdot 1,24 = 1,48.$$

$$m_{\min} = \frac{3,4 \cdot 10^3 \cdot 1,48 \cdot 389,5 \cdot (2,8 + 1)}{240 \cdot 75 \cdot 255,8} = 2,1 \text{ мм.}$$

Из ряда стандартных модулей принимаем $m = 4$ мм.

4.4. Суммарное число зубьев колес и угол наклона

Угол наклона $\beta = 0$.

Суммарное число зубьев:

$$z_s = \frac{2 \cdot 240 \cdot 1}{4} = 120.$$

Число зубьев шестерни:

$$z_{ш} = \frac{120}{2,8 + 1} = 25.$$

Число зубьев зубчатого колеса:

$$z_{зк} = 120 - 25 = 95.$$

Фактическое передаточное число:

$$u_{T\phi} = \frac{95}{25} = 3,8.$$

4.5. Диаметры колес

Делительный диаметр шестерни:

$$d_{ш} = \frac{25 \cdot 4}{1} = 100 \text{ мм.}$$

Делительный диаметр зубчатого колеса:

$$d_{зк} = 2 \cdot 240 - 100 = 380 \text{ мм.}$$

Коэффициент смещения x при $z \geq 17$ принимает значение $x = 0$;

$$\text{Делительное межосевое расстояние } a = \frac{4 \cdot (95 + 25)}{2} = 240.$$

$$\text{Коэффициент воспринимаемого смещения } y = -\frac{240 - 240}{4} = 0;$$

Диаметр d_a окружностей вершин зубьев колес:

$$d_{a.ш} = 100 + 2 \cdot (1 + 0 - 0) \cdot 4 = 108 \text{ мм.}$$

$$d_{a.зк} = 380 + 2 \cdot (1 + 0 - 0) \cdot 4 = 388 \text{ мм.}$$

Диаметр d_f окружностей впадин зубьев колес:

$$d_{f.ш} = 100 - 2 \cdot (1,25 - 0) \cdot 4 = 90 \text{ мм.}$$

$$d_{f.зк} = 380 - 2 \cdot (1,25 - 0) \cdot 4 = 370 \text{ мм.}$$

4.6. Размеры заготовок

Диаметр заготовок:

$$D_{заг.ш} = 108 + 6 = 114 \text{ мм.}$$

$$D_{заг.зк} = 388 + 6 = 394 \text{ мм.}$$

Толщина заготовок:

$$S_{заг.ш} = 80 + 4 = 84 \text{ мм.}$$

$$S_{заг.зк} = 75 + 4 = 79 \text{ мм.}$$

Для выбранного материала зубчатого колеса параметр $D_{заг.зк}$ (по табл. 2.1) не удовлетворяет условию $D_{заг} \leq D_{пр}$, поэтому для зубчатого колеса вместо стали марки 40Х выбираем сталь марки 40ХН. Твердость зубьев 235...262НВ, что совпадает с параметрами стали марки 40Х.

4.7. Проверка зубьев по контактными напряжениями

Расчетное значение контактного напряжения:

$$\sigma_H = \frac{9600}{240} \cdot \sqrt{\frac{1,15 \cdot 389,5 \cdot (3,8+1)^3}{75 \cdot 3,8}} = 527 \text{ МПа.}$$

Отклонение σ_H от ранее найденного $[\sigma]_H$:

$$\Delta\sigma = \left| \frac{527 \cdot 100}{515,5} - 100 \right| = 2\%$$

Полученное значение σ_H больше ранее найденного значения $[\sigma]_H$ на 2%, что является допустимым, поэтому значение $[\sigma]_H = 515,5 \text{ МПа}$ принимаем за окончательное.

4.8. Силы в зацеплении

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 389,5}{100} = 7790 \text{ Н.}$$

Радиальная сила:

$$F_r = \frac{7790 \cdot 0,364}{1} = 2836 \text{ Н.}$$

Осевая сила:

$$F_a = 7790 \cdot 0 = 0 \text{ Н.}$$

4.9. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса:

Коэффициент Y_{FS} , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, по таблице 2.10 принимаем $Y_{FS.3K} = 3,59$, $Y_{FS.III} = 3,91$;

Y_β – коэффициент, учитывающий угол наклона зуба, $Y_\beta = 1$;

Y_ϵ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\epsilon = 1$.

$$\sigma_{F.3K} = \frac{1,48 \cdot 7790}{75 \cdot 4} \cdot 3,59 \cdot 1 \cdot 1 = 138 \text{ МПа,}$$

что удовлетворяет обязательному условию $\sigma_{F.3K} \leq [\sigma]_{F.3K}$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни:

$$\sigma_{F.ш} = \frac{138 \cdot 3,91}{3,59} = 150 \text{ МПа},$$

что также удовлетворяет обязательному условию $\sigma_{F.ш} \leq [\sigma]_{F.ш}$.

4.10. Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки

$$K_{ПЕР} = 1,75.$$

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя контактное напряжение $\sigma_{H \max}$ не должно превышать допускаемое напряжение $[\sigma]_{H \max}$;

$$\sigma_{H \max} = 527 \cdot \sqrt{1,75} = 697 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot 630 = 1764 \text{ МПа}.$$

$\sigma_{H \max} < [\sigma]_{H \max}$, т.е. при действии пикового момента не произойдет хрупкого разрушения поверхностного слоя.

Для предотвращения остаточных деформаций и хрупкого разрушения зубьев напряжение $\sigma_{F \max}$ изгиба при действии пикового момента не должно превышать допускаемое $[\sigma]_{F \max}$;

$$\sigma_{F \max .ш} = 150 \cdot 1,75 = 262,5 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F \max .ЗК} = 138 \cdot 1,75 = 241,5 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения соответствуют значениям, найденным при расчете первой ступени редуктора:

$$[\sigma]_{F \max .ш} = 1427,4 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_{F \max .ЗК} = 1242,6 \text{ МПа}.$$

$\sigma_{F \max .ш} < [\sigma]_{F \max .ш}$ и $\sigma_{F \max .ЗК} < [\sigma]_{F \max .ЗК}$, т.е. при действии пикового момента не произойдет хрупкого разрушения зубьев.

5. Расчет валов

5.1. Расчет быстроходного вала

$$d \geq (7...8) \cdot \sqrt[3]{T_B}; \quad d = 8 \cdot \sqrt[3]{74,8} = 33,7 \text{ мм};$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $d = 34$ мм.

$$d_{II} = d + 2 \cdot t_{КОН},$$

где $t_{КОН} = 2$.

$$d_{II} = 34 + 2 \cdot 2 = 38 \text{ мм}.$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $d_{II} = 38$ мм.

$$d_{БП} \geq d_{II} + 3 \cdot r,$$

где $r = 2,5$.

$$d_{БП} = 38 + 3 \cdot 2,5 = 45,5 \text{ мм}.$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $d_{БП} = 45$ мм.

5.2. Расчет промежуточного вала

$$d_K \geq (6...7) \cdot \sqrt[3]{T_{II}}; \quad d_K = 7 \cdot \sqrt[3]{4060} = 51,1 \text{ мм};$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $d_K = 52$ мм.

$$d_{БК} \geq d_K + 3 \cdot f,$$

где $f = 2$.

$$d_{БК} = 52 + 3 \cdot 2 = 58 \text{ мм},$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $d_{БК} = 47$ мм.

$$d_{II} = d_K - 3 \cdot r; \quad d_{II} = 52 - 3 \cdot 3 = 43 \text{ мм}.$$

где $r = 3$.

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $d_{II} = 45$ мм.

$$d_{БИ} \geq d_{II} + 3 \cdot r; \quad d_{БИ} = 45 + 3 \cdot 3 = 54 \text{ мм.}$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $d_{БИ} = 55$ мм.

5.3. Расчет тихоходного вала

$$d \geq (5 \dots 6) \cdot \sqrt[3]{T_T}; \quad d = 6 \cdot \sqrt[3]{11840} = 69,7 \text{ мм,}$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $d = 71$ мм.

$$d_{II} \geq d + 2 \cdot t_{КОН},$$

где $t_{КОН} = 2,7$.

$$d_{II} = 71 + 2 \cdot 2,7 = 76,4 \text{ мм,}$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $d_{II} = 75$ мм.

$$d_{БИ} \geq d_{II} + 3 \cdot r,$$

где $r = 3,5$.

$$d_{БИ} = 75 + 3 \cdot 3,5 = 85,5 \text{ мм,}$$

в соответствии с рядом стандартных размеров (по ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) принимаем $d_{БИ} = 85$ мм.

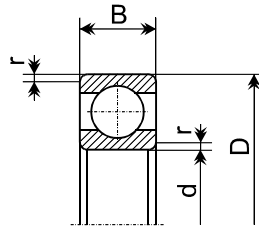
$$d_K \geq d_{БИ}; \quad d_K = 85 \text{ мм.}$$

6. Выбор подшипников

Для опор валов цилиндрических прямозубых редукторов применяют шариковые радиальные подшипники. Первоначально назначаем подшипники легкой серии, класс точности 0.

6.1. Для быстроходного вала

Принимаем $d_{II} = 40$ мм



Выбираем «Подшипник 208 ГОСТ 8338-75» с параметрами (см. рис.):

$d = 40$ мм; $D = 80$ мм; $B = 18$ мм; $r = 2$ мм.

6.2. Для промежуточного вала

Принимаем $d_{II} = 45$ мм.

Выбираем «Подшипник 209 ГОСТ 8338-75» с параметрами:

$d = 45$ мм; $D = 85$ мм; $B = 19$ мм; $r = 2$ мм.

6.3. Для тихоходного вала

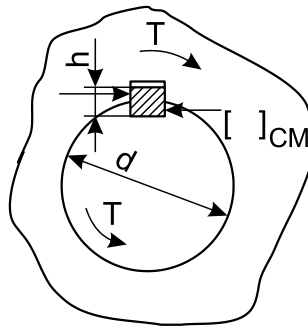
Принимаем $d_{II} = 75$ мм.

Выбираем «Подшипник 215 ГОСТ 8338-75» с параметрами:

$d = 75$ мм; $D = 130$ мм; $B = 25$ мм; $r = 2,5$ мм.

7. Проверочный расчет шпонки на прочность

7.1. Расчет для зубчатого колеса первой ступени



Расчет рабочей (минимально необходимой) длины l_p шпонки производится по формуле:

$$l_p = \frac{4 \cdot T_{II} \cdot 10^3}{[\sigma]_{CM} \cdot h \cdot d},$$

где $[\sigma]_{CM}$ - допускаемое напряжение смятия шпонки при действии нагрузки, $[\sigma]_{CM} = 95$ МПа;

h - высота шпонки, $h = 10$ мм (по табл. 24.29).

$$l_p = \frac{4 \cdot 389,5 \cdot 10^3}{95 \cdot 10 \cdot 52} = 31,5 \text{ мм.}$$

Ширина ступицы зубчатого колеса первой ступени принимается равной 55 мм, поскольку это значение превышает минимально необходимое для обеспечения прочности шпонки.

7.2. Расчет для зубчатого колеса второй ступени

Высота шпонки $h = 14$ мм (по табл. 24.29).

$$l_p = \frac{4 \cdot 1569,7 \cdot 10^3}{95 \cdot 14 \cdot 85} = 55,5 \text{ мм.}$$

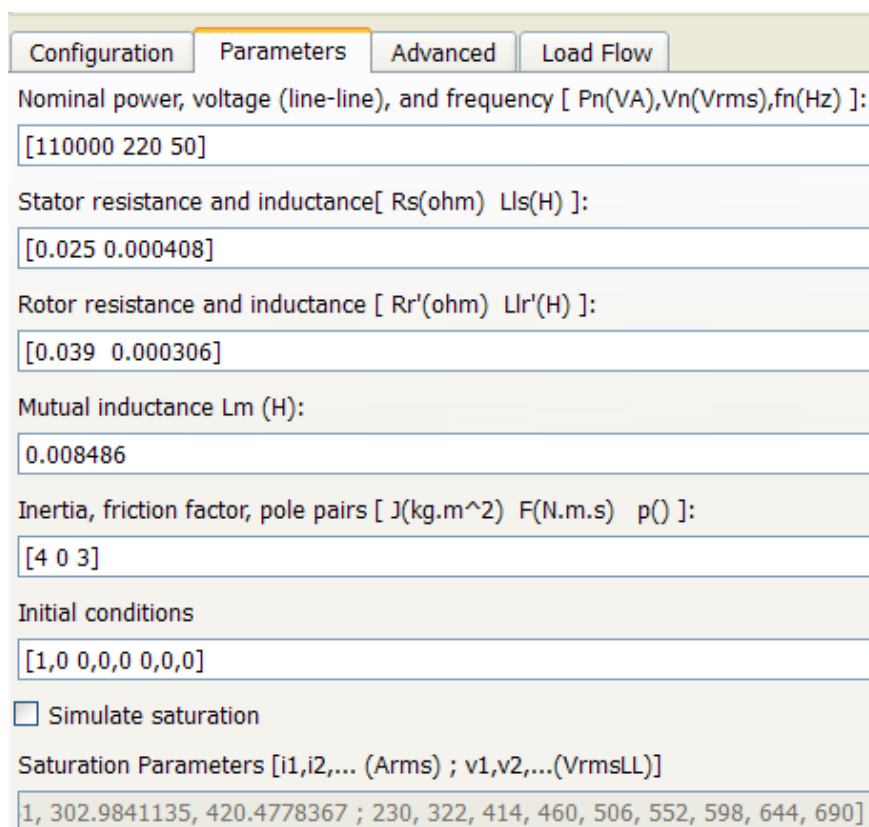
Ширина ступицы зубчатого колеса второй ступени принимается равной 75 мм, поскольку это значение превышает минимально необходимое для обеспечения прочности шпонки.

8. Создание модели ТРН-АД в среде моделирования Simulink Matlab

8.1. Прямой пуск асинхронного двигателя без нагрузки

При плавном пуске асинхронного двигателя уменьшается бросок тока, колебания момента, что благоприятно сказывается на механизме, который находится на валу электродвигателя. Для подтверждения этих факторов сначала произведем прямой пуск асинхронного двигателя.

На рисунке 3 представлена настройка блока Asynchronous Machine SI Units асинхронного двигателя типа АИР315S6



Configuration	Parameters	Advanced	Load Flow
Nominal power, voltage (line-line), and frequency [Pn(VA),Vn(Vrms),fn(Hz)]:			
[110000 220 50]			
Stator resistance and inductance[Rs(ohm) Lls(H)]:			
[0.025 0.000408]			
Rotor resistance and inductance [Rr'(ohm) Llr'(H)]:			
[0.039 0.000306]			
Mutual inductance Lm (H):			
0.008486			
Inertia, friction factor, pole pairs [J(kg.m^2) F(N.m.s) p()]:			
[4 0 3]			
Initial conditions			
[1,0 0,0,0 0,0,0]			
<input type="checkbox"/> Simulate saturation			
Saturation Parameters [i1,i2,... (Arms) ; v1,v2,...(VrmsLL)]			
1, 302.9841135, 420.4778367 ; 230, 322, 414, 460, 506, 552, 598, 644, 690]			

Рисунок 3 – Настройка блока Asynchronous Machine SI Units

На рисунке 4 изображена имитационная модель прямого пуска асинхронного двигателя без нагрузки в среде моделирования Simulink Matlab.

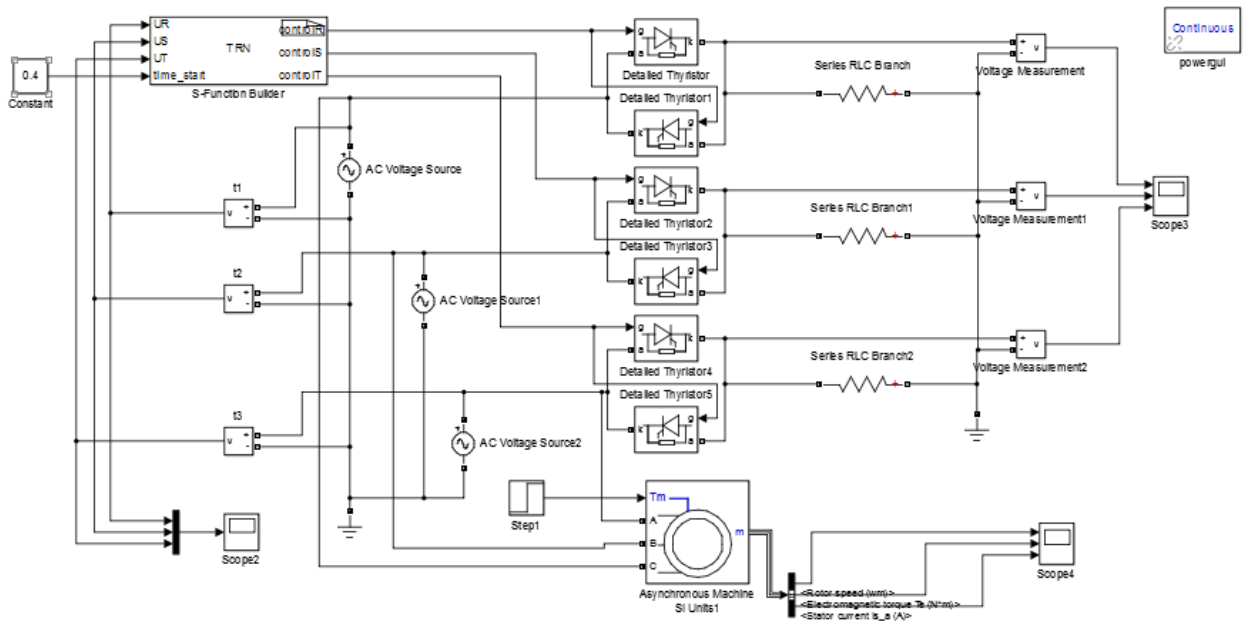


Рисунок 4 – Схема прямого пуска асинхронного двигателя

Для создания алгоритма управления тиристорным преобразователем воспользуемся блоком S-function Builder. Полный текст программы представлен ниже:

```

unsigned static pilaR=0, pilaS=0, pilaT=0, alpha=115;
int static prevUR=0, prevUS=0, prevUT=0;
unsigned static timer_start=0;
if (timer_start++ > (18000*time_start[0]/105))
{
    alpha--;
    timer_start = 0;
}
if (alpha > 115) alpha = 115;
if (alpha < 10) alpha = 5;

pilaR++;
pilaS++;
pilaT++;

if (((prevUR<=0) && (UR[0]>0)) || ((prevUR>=0) && (UR[0]<0)))
    pilaR=0;
if (((prevUS<=0) && (US[0]>0)) || ((prevUS>=0) && (US[0]<0)))
    pilaS=0;
if (((prevUT<=0) && (UT[0]>0)) || ((prevUT>=0) && (UT[0]<0)))
    pilaT=0;

prevUR=UR[0];

```

```

prevUS=US[0];
prevUT=UT[0];

if ((pilaR>=alpha) && (pilaR<=115))
    controlR[0]=100;
else controlR[0]=0;

if ((pilaS>=alpha) && (pilaS<=115))
    controlS[0]=100;
else controlS[0]=0;

if ((pilaT>=alpha) && (pilaT<=115))
    controlT[0]=100;
else controlT[0]=0;

```

Данная программа позволяет в течении заданного времени менять угол управления тиристорами с целью обеспечения пуска двигателя. В нашем случае выполняется прямой пуск без нагрузки.

На рисунке 5 показаны временные диаграммы управляющих импульсов и напряжений на 3-х фазах асинхронного двигателя.

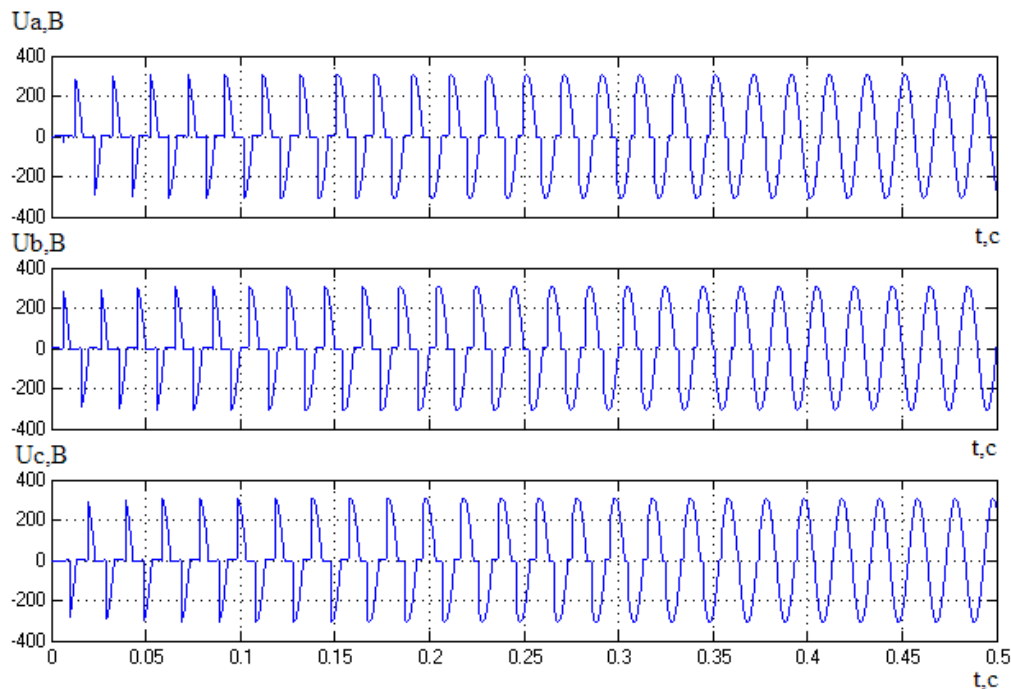


Рисунок 5 - Временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов на всем диапазоне разгона асинхронного двигателя

На рисунке 6 приведены временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов в диапазоне разгона асинхронного двигателя, от 0 до 0,25 с.

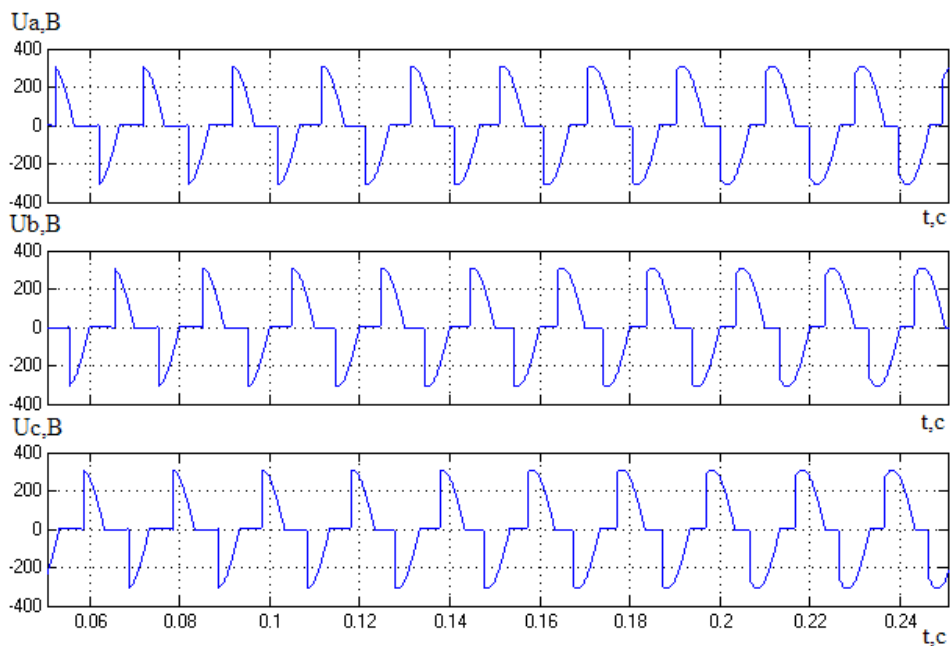


Рисунок 6 - Временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов в диапазоне разгона асинхронного двигателя, от 0 до 0,25 с

На рисунке 7 изображены переходные процессы асинхронного двигателя по скорости вращения, моменту и токам на статоре.

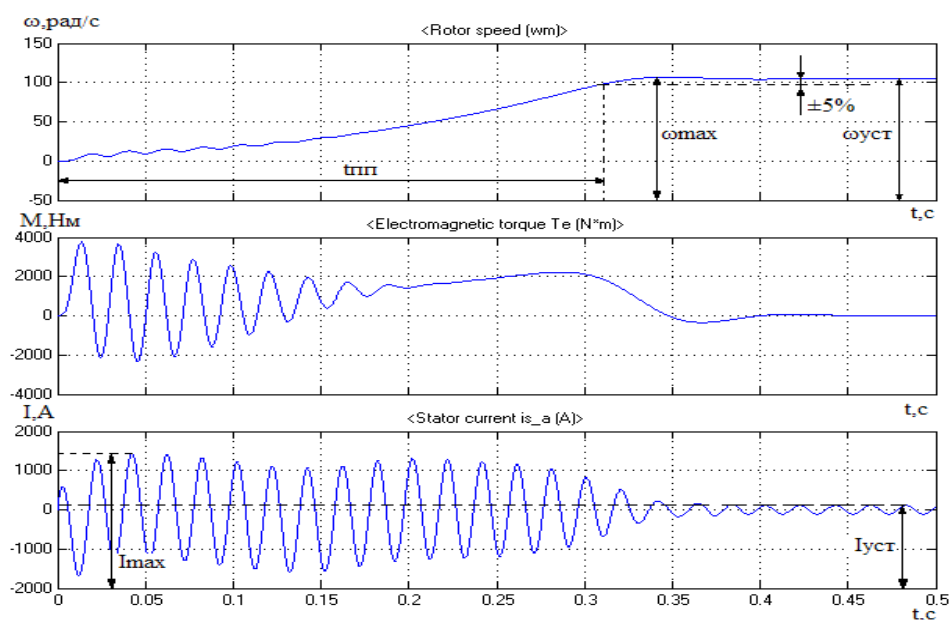


Рисунок 7 - Переходные процессы при прямом пуске без использования нагрузки

Прямые оценки качества переходных процессов при прямом пуске АД без нагрузки показывают:

- время переходного процесса $t_{\text{пн}}=0,31$ с.;
- установившееся значение скорости $\omega_{\text{уст}}=102$ рад/с;
- максимальное значение скорости $\omega_{\text{max}}=115$ рад/с;
- максимальный бросок тока $I_{\text{max}}=1500$ А;
- установившееся значение тока $I_{\text{уст}}=142,8$ А;
- перерегулирование по скорости

$$\sigma = \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{уст}}}{\omega_{\text{уст}}} \cdot 100\% = \frac{115 - 102}{102} \cdot 100 = 12,74\%$$

8.2. Прямой пуск асинхронного двигателя с нагрузкой

На рисунке 8 изображена имитационная модель прямого пуска асинхронного двигателя с нагрузкой в среде моделирования Simulink Matlab.

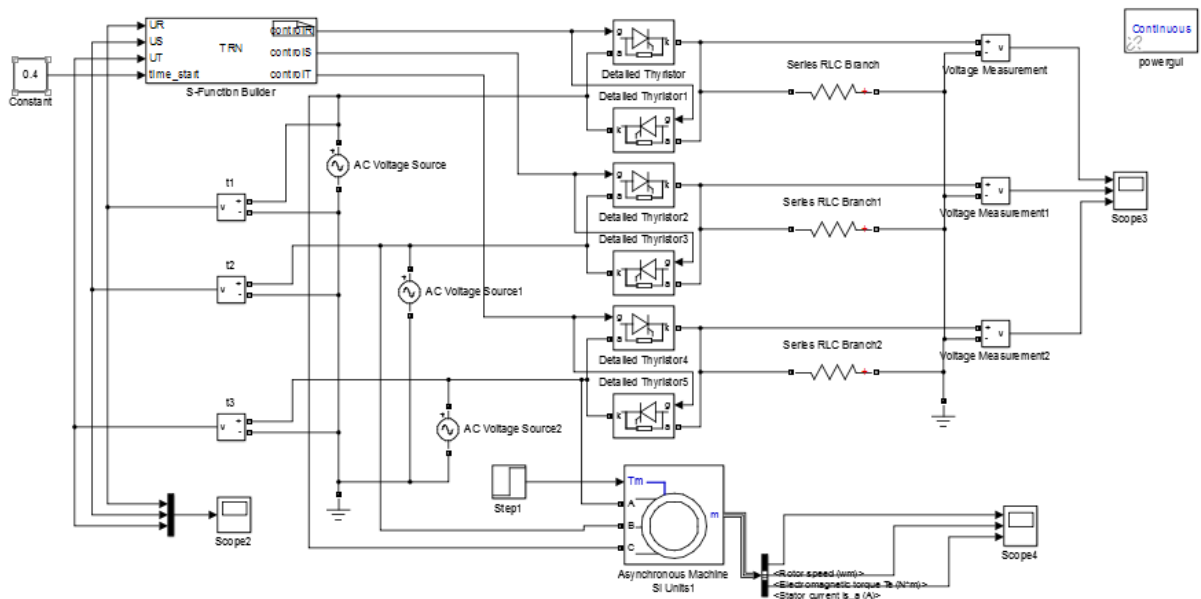


Рисунок 8 – Схема прямого пуска асинхронного двигателя с нагрузкой

На рисунке 9 показаны временные диаграммы управляющих импульсов и напряжений на 3-х фазах асинхронного двигателя.

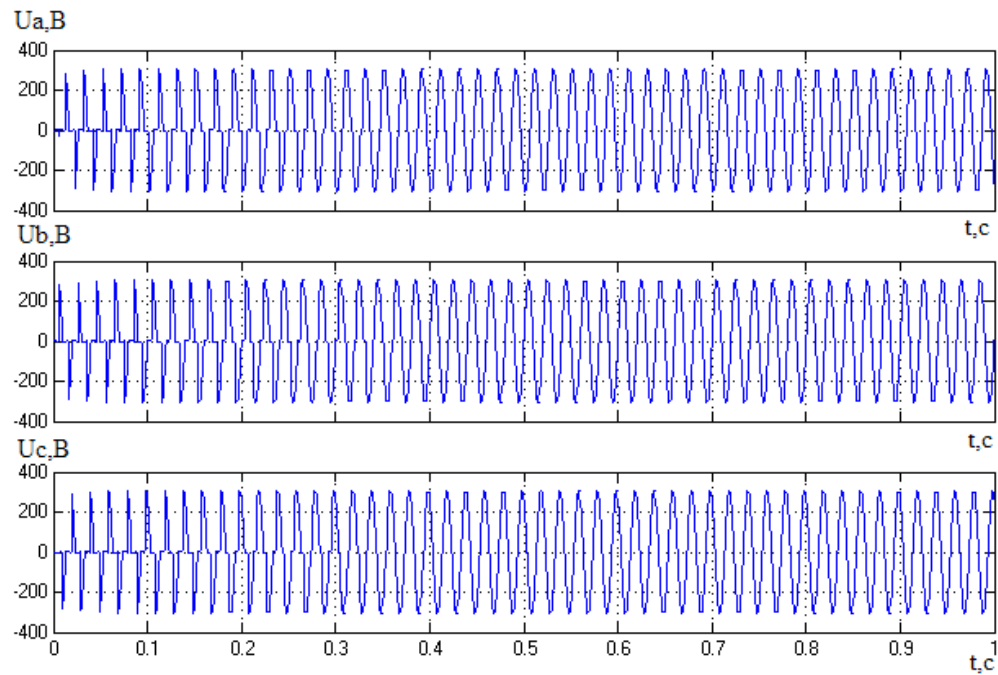


Рисунок 9 - Временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов на всем диапазоне разгона асинхронного двигателя

На рисунке 10 приведены временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов в диапазоне разгона асинхронного двигателя, от 0 до 0,65 с.

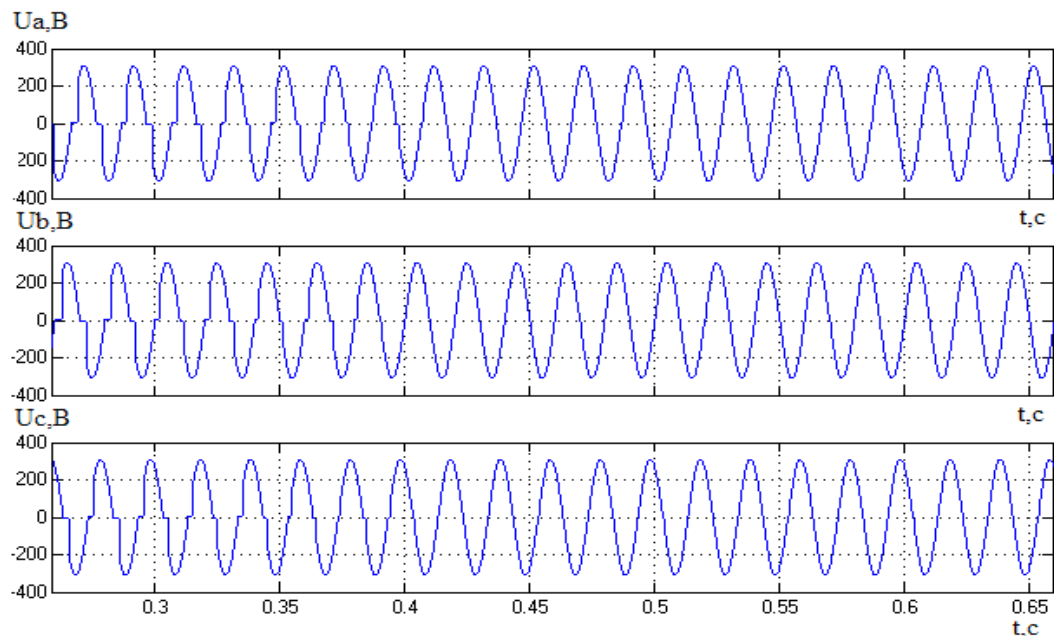


Рисунок 10 - Временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов в диапазоне разгона асинхронного двигателя, от 0 до 0,65 с

На рисунке 11 изображены переходные процессы асинхронного двигателя по скорости вращения, моменту и токам на статоре.

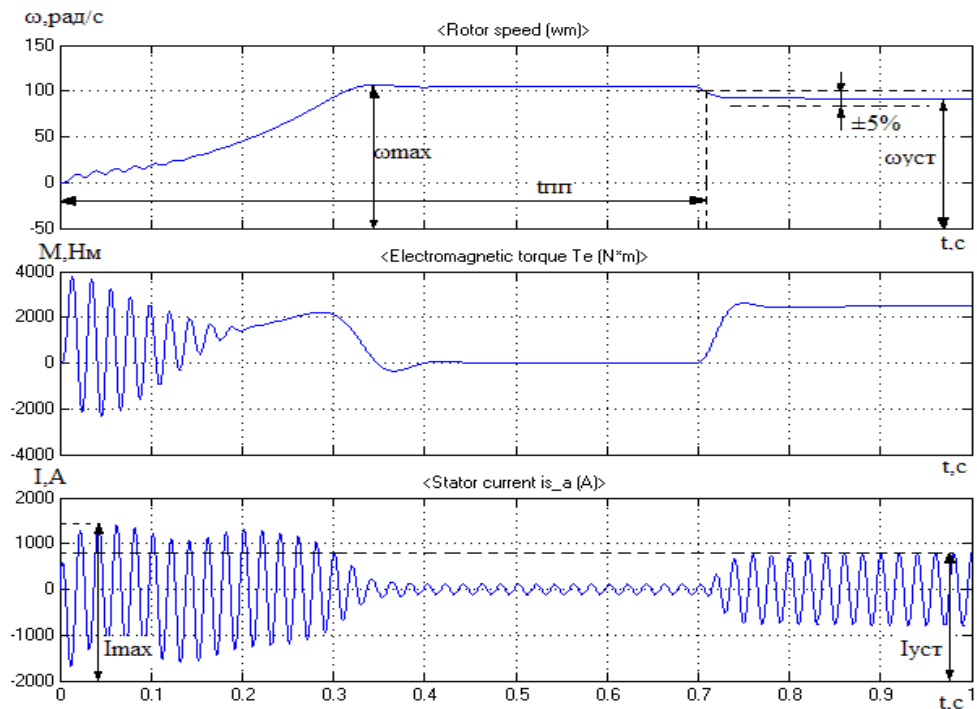


Рисунок 11 - Переходные процессы при прямом пуске с использованием нагрузки

Из рисунка 11 видно, что на промежутке времени от 0 до 0,7 с идет разгон двигателя и выход на скорость холостого хода, а на промежутке от 0,7 с идет наброс нагрузки, что ведет к кратковременной просадке скорости и увеличению момента, и дальнейшему выходу на номинальные характеристики двигателя. Из этого графика видно несущественный скачок тока статора и дальнейшее его выравнивание на номинальном значении.

Прямые оценки качества переходных процессов при прямом пуске АД с нагрузкой показывают:

- время переходного процесса $t_{пн}=0,71$ с.;
- установившееся значение скорости $\omega_{уст}=93$ рад/с;
- максимальное значение скорости $\omega_{max}=115$ рад/с;
- максимальный бросок тока $I_{max}=1500$ А;
- установившееся значение тока $I_{уст}=856,8$ А;
- перерегулирование по скорости

$$\sigma = \frac{\omega_{max} - \omega_{уст}}{\omega_{уст}} \cdot 100\% = \frac{115 - 93}{93} \cdot 100 = 23,6\%$$

Прямые оценки качества переходных процессов при прямом пуске с нагрузкой и без нагрузки приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Прямые оценки качества переходного процесса

Название	Перерегулирование	Время переходного процесса	Установившееся значение скорости	Установившееся значение тока	Максимальный бросок тока
Обозначение	$\sigma, \%$	t_{mn}, c	$\omega_{уст}, рад / c$	$I_{уст}, A$	I_{max}, A
Прямой пуск без нагрузки	12,74	0,31	102	142,8	1500
Прямой пуск с нагрузкой	23,6	0,71	93	856,8	1500

При прямом пуске двигателя наблюдается быстрый разгон двигателя $t_{mn}=0,31$ секунды, при этом броски тока достигают значительно больших величин $I_{max}=1500$ А, $I_{уст}=142,8$ А, при таком пуске двигатель испытывает предельные электрические, тепловые и механические нагрузки. Перерегулирование не превышает допустимого $\sigma_{доп}=15\%$, $\sigma=10,86\%$.

8.3. Плавный пуск асинхронного двигателя без нагрузки

Соберем в матлабе ТРН-АД для получения плавного пуска асинхронного двигателя. Для этого из схемы для получения прямого пуска АД, которая представлена на рисунке 12 удалим нагрузку, состоящую из трех активных сопротивлений, и подключим к выходу тиристорного преобразователя асинхронный двигатель с уже введенными данными.

На рисунке 12 изображена имитационная модель плавного пуска асинхронного двигателя без нагрузки в среде моделирования Simulink Matlab.

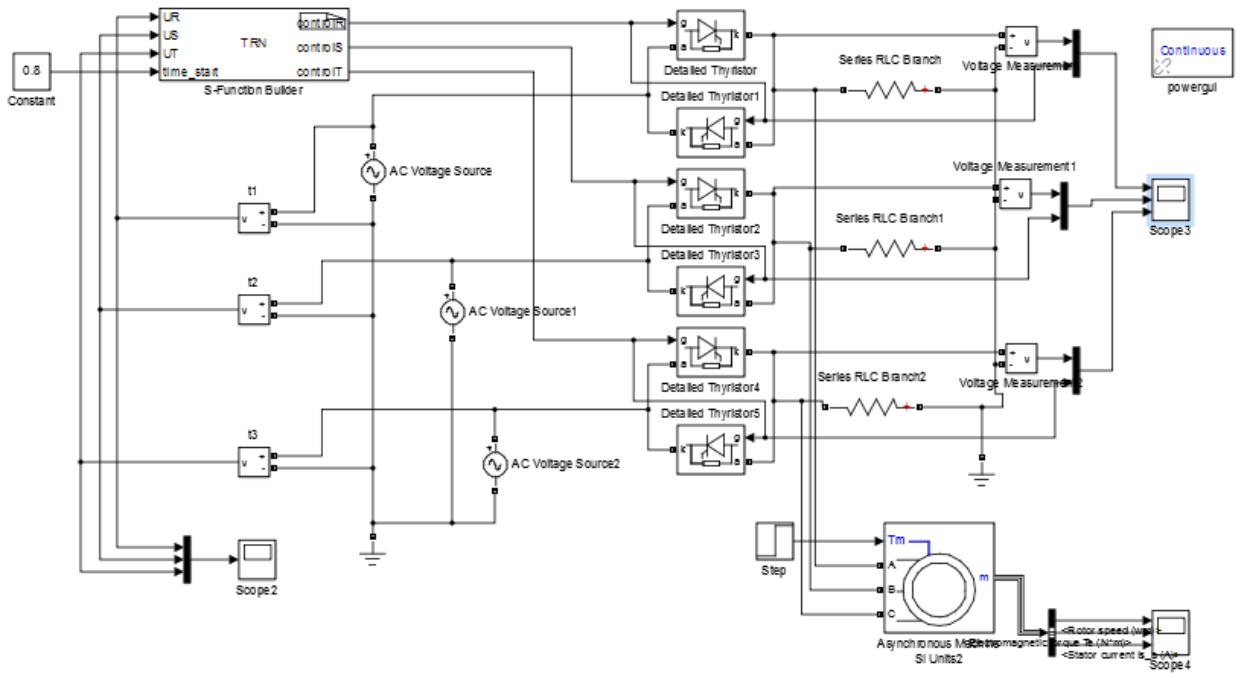


Рисунок 12 – Схема плавного пуска асинхронного двигателя

Для создания алгоритма управления тиристорным преобразователем воспользуемся блоком S-function Builder. Полный текст программы представлен ниже:

```

unsigned static pilaR=0, pilaS=0, pilaT=0, alpha=115;
int static prevUR=0, prevUS=0, prevUT=0;
unsigned static timer_start=0;
if (timer_start++ > (18000*time_start[0]/105))
{
    alpha--;
    timer_start = 0;
}
if (alpha > 115) alpha = 115;
if (alpha < 10) alpha =5;

pilaR++;
pilaS++;
pilaT++;

if (((prevUR<=0) && (UR[0]>0)) || ((prevUR>=0) && (UR[0]<0)))
    pilaR=0;
if (((prevUS<=0) && (US[0]>0)) || ((prevUS>=0) && (US[0]<0)))
    pilaS=0;
if (((prevUT<=0) && (UT[0]>0)) || ((prevUT>=0) && (UT[0]<0)))
    pilaT=0;

```

```

prevUR=UR[0];
prevUS=US[0];
prevUT=UT[0];

if ((pilaR>=alpha) && (pilaR<=115))
    controlR[0]=100;
else controlR[0]=0;

if ((pilaS>=alpha) && (pilaS<=115))
    controlS[0]=100;
else controlS[0]=0;

if ((pilaT>=alpha) && (pilaT<=115))
    controlT[0]=100;
else controlT[0]=0;

```

Данная программа позволяет в течении заданного времени менять угол управления тиристорами с целью обеспечения пуска двигателя. В нашем случае выполняется плавный пуск без нагрузки.

На рисунке 13 приведены временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов на всем диапазоне разгона асинхронного двигателя.

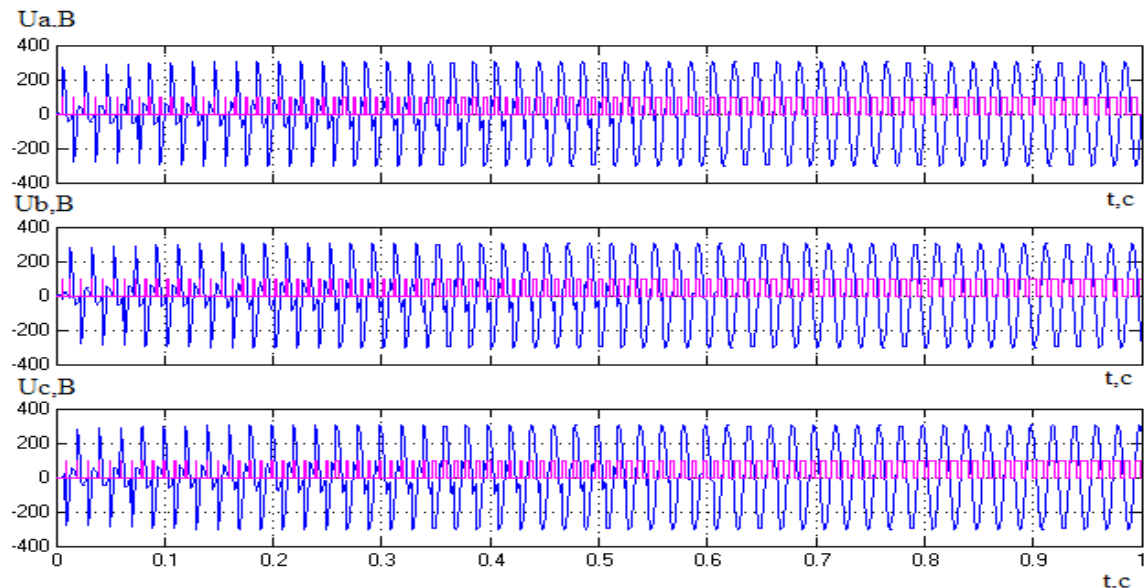


Рисунок 13 - Временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов на всем диапазоне разгона асинхронного двигателя

На рисунке 14 приведены временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов в диапазоне разгона асинхронного двигателя, от 0 до 0,25 с.

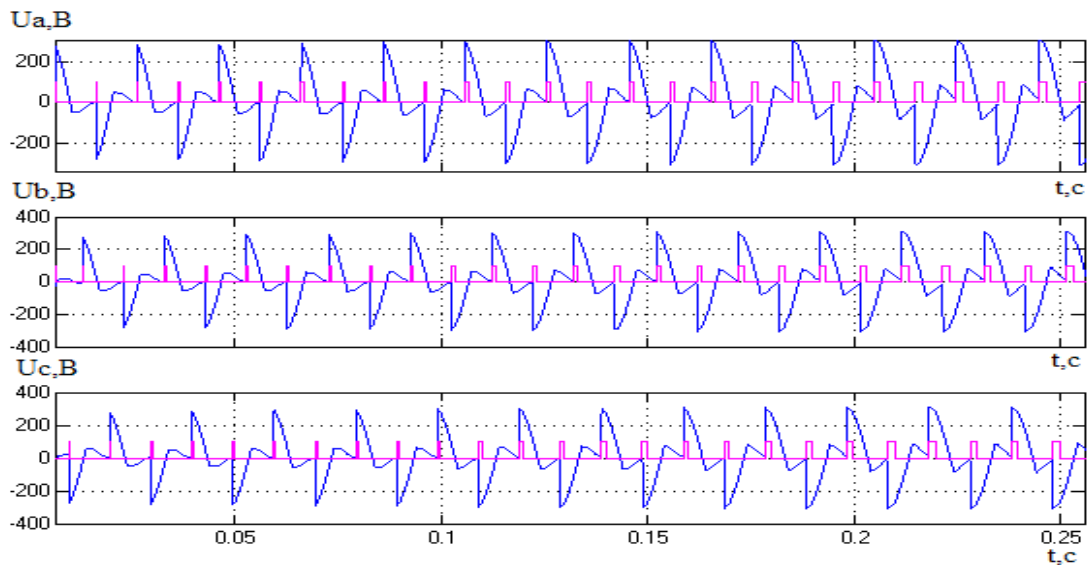


Рисунок 14 - Временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов в диапазоне разгона асинхронного двигателя, от 0 до 0,25 с

На рисунке 15 изображены переходные процессы асинхронного двигателя по скорости вращения, моменту и токам на статоре.

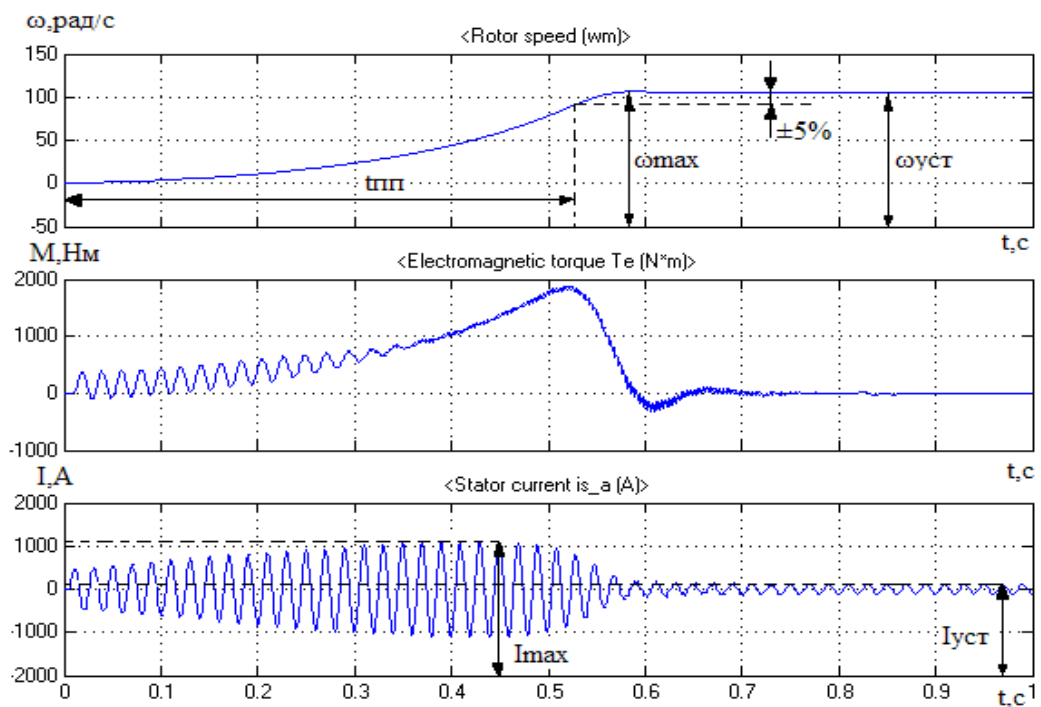


Рисунок 15 - Переходные процессы при плавном пуске без использования нагрузки

Прямые оценки качества переходных процессов при плавном пуске АД показывают:

- время переходного процесса $t_{\text{пр}}=0,52$ с.;

- установившееся значение скорости $\omega_{уст} = 102$ рад/с;
- максимальное значение скорости $\omega_{max} = 115$ рад/с;
- максимальный бросок тока $I_{max} = 1100$ А;
- установившееся значение тока $I_{уст} = 105$ А;
- перерегулирование по скорости

$$\sigma = \frac{\omega_{max} - \omega_{уст}}{\omega_{уст}} \cdot 100\% = \frac{115 - 102}{102} \cdot 100 = 12,74\%$$

8.4. Плавный пуск асинхронного двигателя с нагрузкой

На рисунке 16 изображена имитационная модель плавного пуска асинхронного двигателя с нагрузкой в среде моделирования Simulink Matlab.

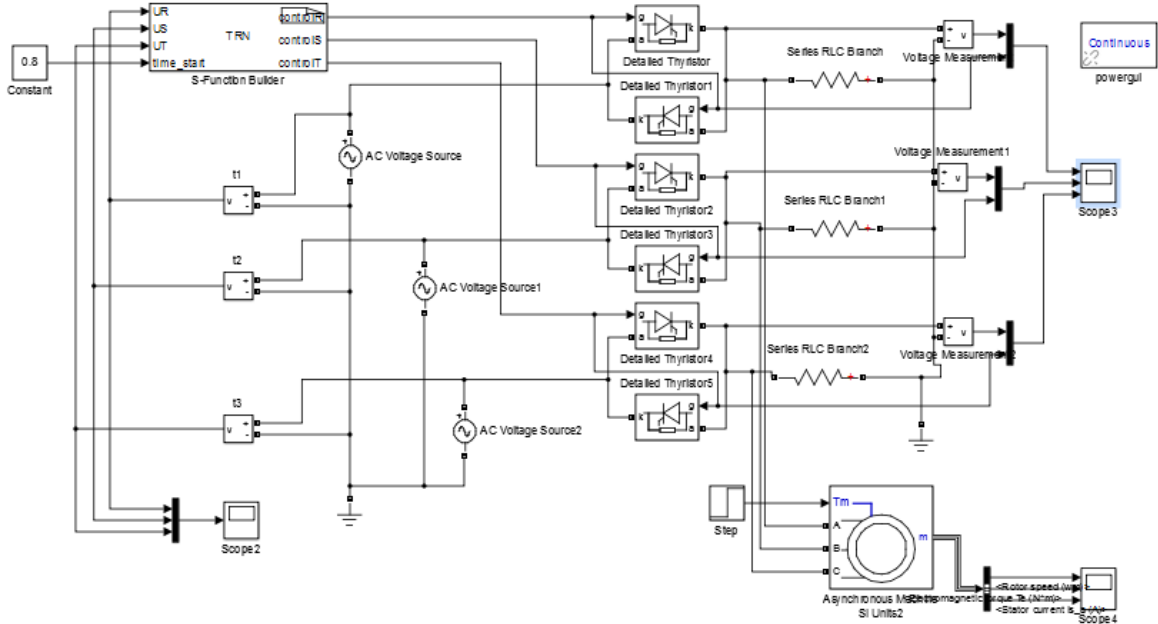


Рисунок 16 – Схема плавного пуска асинхронного двигателя с нагрузкой

На рисунке 17 приведены временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов на всем диапазоне разгона асинхронного двигателя.

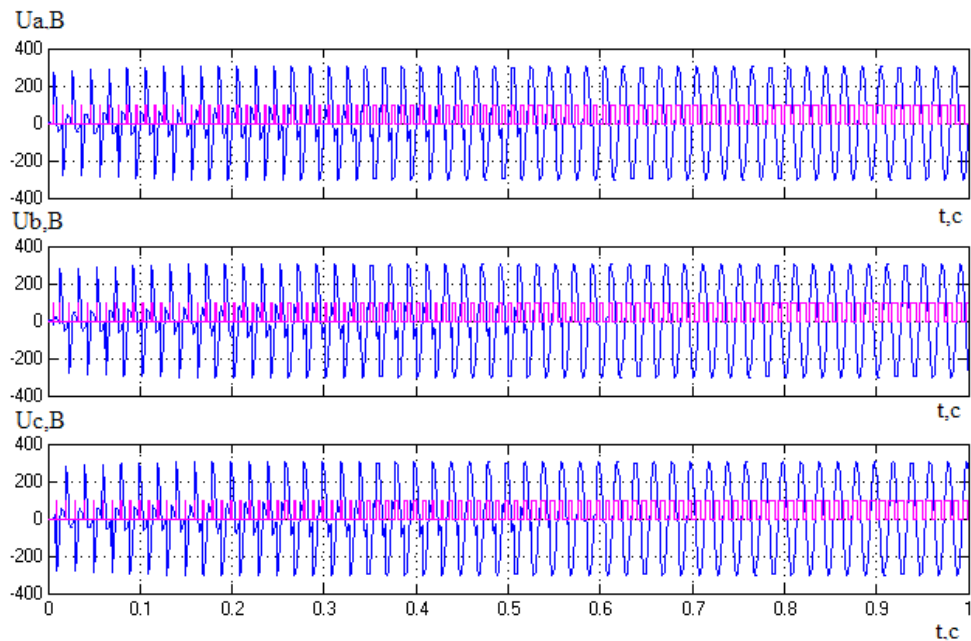


Рисунок 17 - Временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов на всем диапазоне разгона асинхронного двигателя

На рисунке 18 приведены временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов в диапазоне разгона асинхронного двигателя, от 0 до 0,25 с.

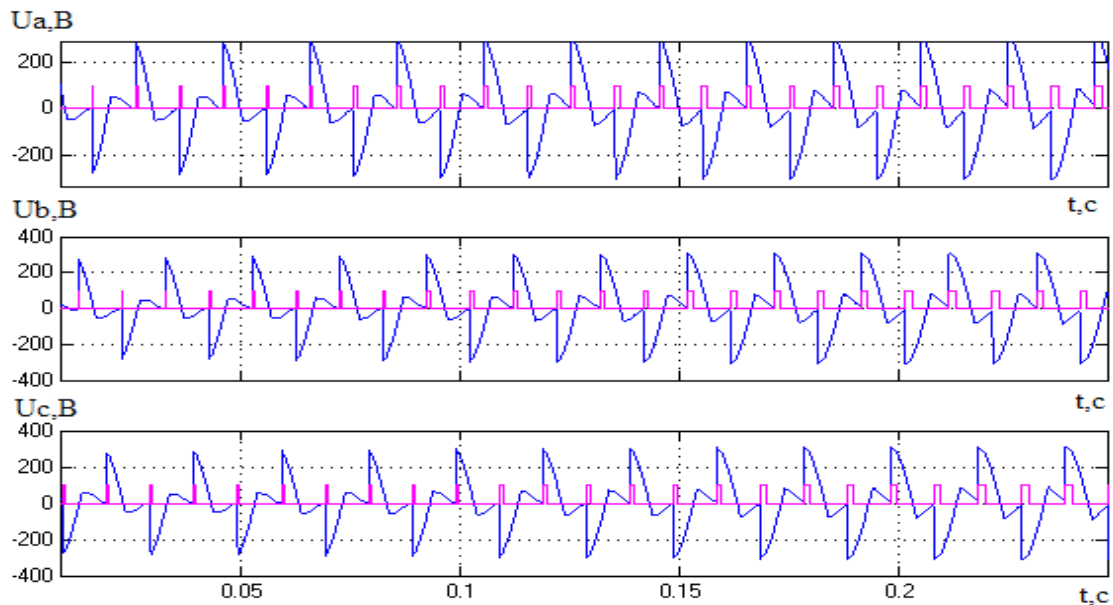


Рисунок 18 - Временные диаграммы напряжений и управляющих импульсов в диапазоне разгона асинхронного двигателя, от 0 до 0,25 с

На рисунке 19 изображены переходные процессы асинхронного двигателя по скорости вращения, моменту и токам на статоре.

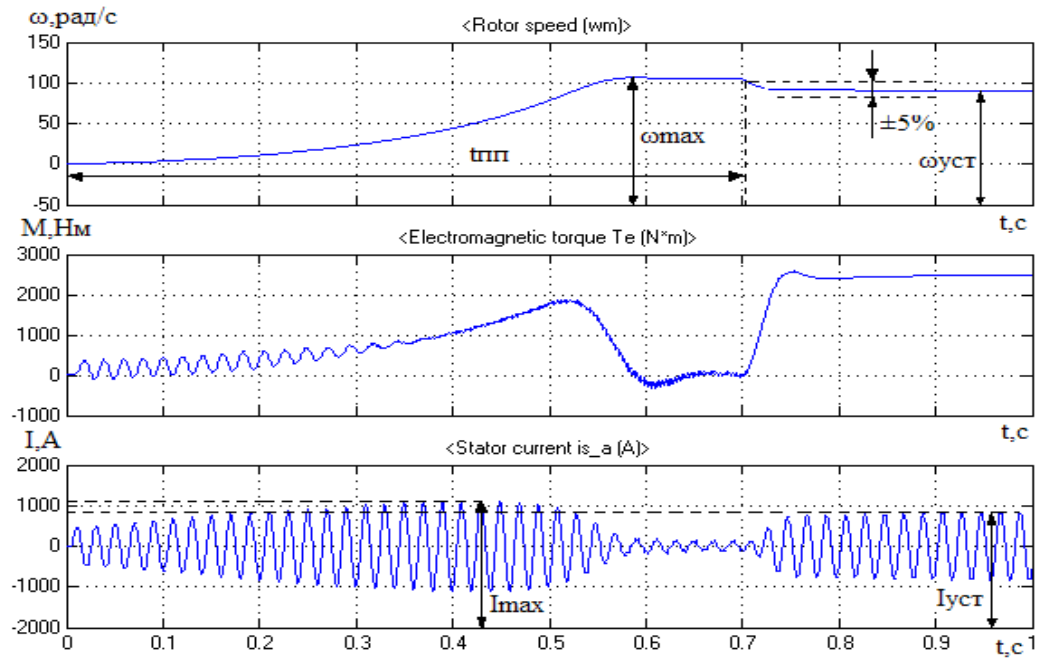


Рисунок 19 - Переходные процессы при плавном пуске с использованием нагрузки

Прямые оценки качества переходных процессов при плавном пуске АД показывают:

- время переходного процесса $t_{пр}=0,7$ с.;
- установившееся значение скорости $\omega_{уст}=90$ рад/с;
- максимальное значение скорости $\omega_{max}=115$ рад/с;
- максимальный бросок тока $I_{max}=1000$ А;
- установившееся значение тока $I_{уст}=856$ А;
- перерегулирование по скорости

$$\sigma = \frac{\omega_{max} - \omega_{уст}}{\omega_{уст}} \cdot 100\% = \frac{115 - 90}{90} \cdot 100 = 27,7\%$$

Прямые оценки качества переходных процессов при плавном пуске с нагрузкой и без нагрузки приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Прямые оценки качества переходного процесса

Название	Перерегулирование	Время переходного процесса	Установившееся значение скорости	Установившееся значение тока	Максимальный бросок тока
Обозначение	$\sigma, \%$	$t_{\text{пн}}, \text{с}$	$\omega_{\text{уст}}, \text{рад/с}$	$I_{\text{уст}}, \text{А}$	$I_{\text{max}}, \text{А}$
Прямой пуск без нагрузки	12,74	0,52	102	105	1100
Прямой пуск с нагрузкой	27,7	0,7	90	856	1100

Из графиков на рисунке 12 видно, что и при плавном пуске без нагрузки в течении 0,52 с, далее происходит наброс нагрузки на вал двигателя, чему соответствует кратковременная просадка скорости и небольшое увеличение момента, и дальнейший выход на номинальные характеристики.

На основании проведенного исследования можно сделать следующие выводы. Прямые оценки качества переходных процессов при 2-х различных вариантах пуска асинхронного двигателя, показывают:

- При прямом пуске двигателя наблюдается быстрый разгон двигателя $t_{\text{пн}}=0,31$ секунды, при этом броски тока достигают значительно больших величин $I_{\text{max}}=1500$ А, $I_{\text{уст}}=142,8$ А, при таком пуске двигатель испытывает предельные электрические, тепловые и механические нагрузки. Перерегулирование не превышает допустимого $\sigma_{\text{доп}}=15\%$, $\sigma=10,86\%$;
- При плавном пуске разгон двигателя составил $t_{\text{пн}}=0,7$ секунды, при этом максимальный бросок тока уменьшился $I_{\text{max}}=1100$ А, $I_{\text{уст}}=105$ А. Перерегулирование не превышает допустимого $\sigma_{\text{доп}}=15\%$, $\sigma=14,96\%$;

8.5. Микропроцессорная система управления для «Тиристорный регулятор напряжения - асинхронный двигатель» и с возможностью защиты электропривода от перегрузки

На рисунке 20 изображена имитационная модель электропривода с защитой от перегрузки.

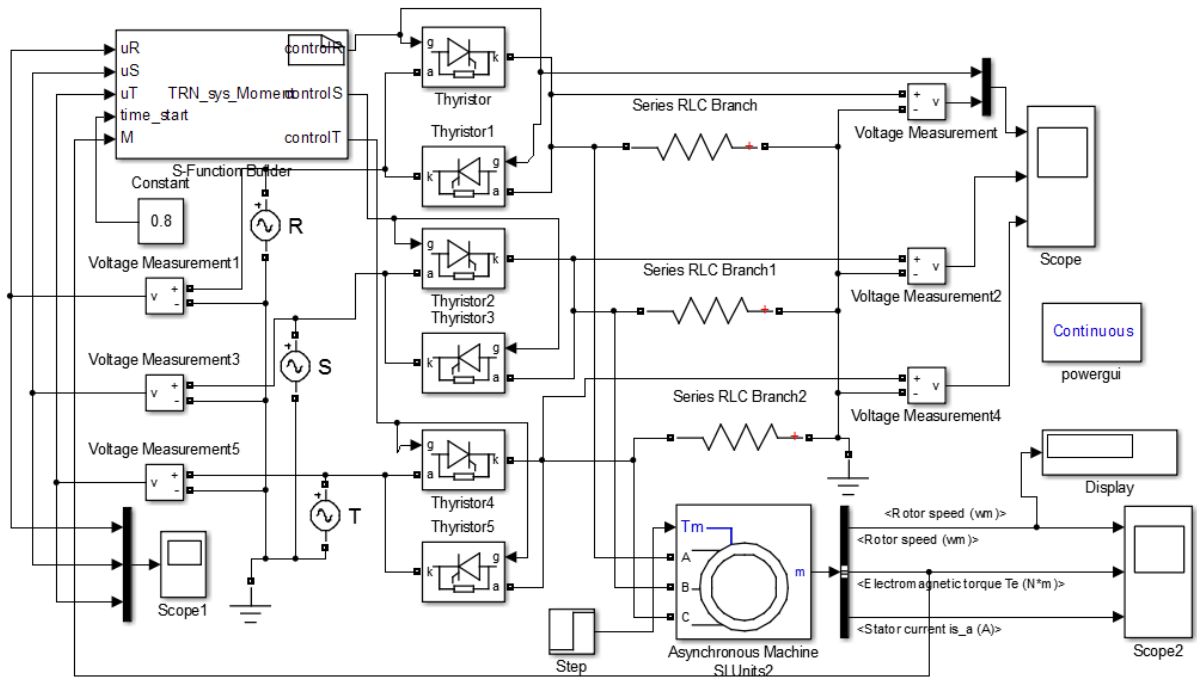


Рисунок 20 – Имитационная модель электропривода с защитой от перегрузки

Полный текст программы представлен ниже:

```

unsigned static pilaR = 0, pilaS = 0, pilaT = 0, alpha = 100, timer_st = 0;
int static prevuR = 0, prevuS = 0, prevuT = 0;
static int flag = 0, counter = 0;
if ((timer_st++) > ((18000*time_start[0])/120))
{
    alpha--;
    timer_st = 0;
}
if (alpha > 130) alpha = 130;
if (alpha < 10) alpha = 10;

pilaR++;
pilaS++;
pilaT++;

if (((prevuR <= 0) && (uR[0] > 0)) || ((prevuR >= 0) && (uR[0] < 0)))
pilaR = 0;

```

```

if (((prevuS <= 0) && (uS[0] > 0)) || ((prevuS >= 0) && (uS[0] < 0)))
pilaS = 0;
if (((prevuT <= 0) && (uT[0] > 0)) || ((prevuT >= 0) && (uT[0] < 0)))
pilaT = 0;

prevuR = uR[0];
prevuS = uS[0];
prevuT = uT[0];

if ((pilaR >= alpha) && (pilaR <= 130) && (flag == 0))
    controlR[0] = 100;
else controlR[0] = 0;

if ((pilaS >= alpha) && (pilaS <= 130) && (flag == 0))
    controlS[0] = 100;
else controlS[0] = 0;

if ((pilaT >= alpha) && (pilaT <= 130) && (flag == 0))
    controlT[0] = 100;
else controlT[0] = 0;

if ((M[0] >= ((1050/100)*20+1050)) && (flag == 0))
{
    counter++;
    if (counter >= (5400))
    {
        controlR[0] = 0;
        controlS[0] = 0;
        controlT[0] = 0;
        flag = 1;
    }
    else flag = 0;
}
else
{
    counter = 0;
}

```

На рисунке 21 изображены переходные процессы асинхронного двигателя по скорости вращения, моменту и токам на статоре.

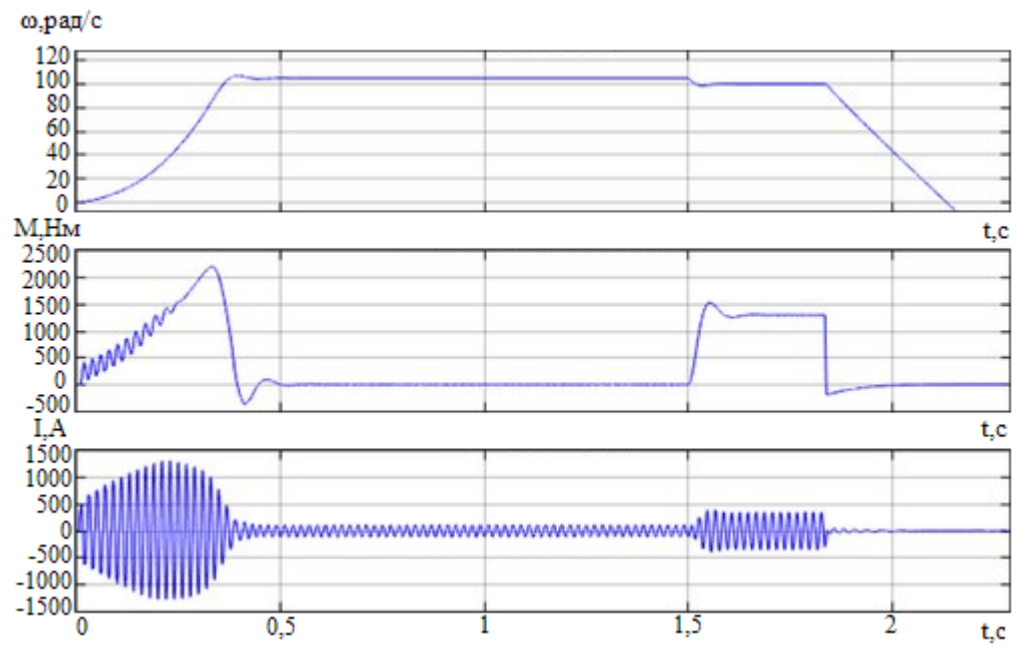


Рисунок 21 - Переходные процессы асинхронного двигателя по скорости

9. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Ленточные конвейеры, являясь одним из наиболее эффективных и высокопроизводительных видов конвейерного транспорта, нашли широкое применение на подземных и открытых горных работах. Применение ленточных конвейеров обеспечивает на горных предприятиях интенсивный путь развития, позволяя использовать поточную и циклично-поточную технологии, широко внедрять автоматизацию производственных процессов, соответствуя при этом современным экологическим требованиям.

Структура работ составляется в рамках проведения научного исследования, произвести распределение работ исполнителей по видам работ. Структура работ приведена в таблице 6:

Таблица 6

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Научный руководитель Инженер
Выбор направления исследований	2	Подбор и изучение материалов по теме	Инженер
	3	Выбор направления исследований	Научный руководитель Инженер
	4	Календарное планирование работ по теме	Инженер
Теоретические и экспериментальные исследования	5	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Инженер
	6	Построение макетов (моделей) и проведение экспериментов	Инженер
	7	Сопоставление результатов экспериментов с теоретическими данными	Инженер
Обобщение и оценка результатов	8	Оценка эффективности полученных результатов	Инженер
Оформление отчета по НИР	9	Составление пояснительной записки	Инженер
	10	Проверка полученных результатов	Научный руководитель Инженер

Таблица 7 – Перечень работ и оценка времени их выполнения

№	Наименование работы	Количество исполнителей	Продолжительность, дн.
1	Составление и утверждение технического задания	Инженер 10р. НР 16р.	1
2	Подбор и изучение материалов по теме	Инженер 10р.	24
3	Выбор направления исследований	Инженер 10р. НР 16р.	1
4	Календарное планирование работ по теме	Инженер 10р.	5
5	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Инженер 10р.	10
6	Построение макетов (моделей) и проведение экспериментов	Инженер 10р.	8
7	Сопоставление результатов экспериментов с теоретическими данными	Инженер 10р.	14
8	Оценка эффективности полученных результатов	Инженер 10р. НР 16р.	5
9	Составление пояснительной записки	Инженер 10р.	20
10	Публикация полученных результатов	Инженер 10р. НР 16р.	1

Всего 89 дн., в том числе НР 8 дн.

НР участвует в проекте 10%.

Календарный план-график, построенный для исполняемых работ в рамках научного исследования приведен в таблице 8.

Таблица 8 –Календарный план-график проведения НИОКР по теме

№ работ	Вид работ	Исполнители	Продолжительность выполнения работ														
			март		апрель			май			июнь			июль			
			2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2		
1	Составление и утверждение технического задания	Научный руководитель и инженер	■														
2	Подбор и изучение материалов по теме	Научный руководитель и инженер	■														
3	Выбор направления исследований	Научный руководитель и инженер	■														
4	Календарное планирование работ по теме	Инженер		■													
5	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Инженер		■													
6	Построение макетов (моделей) и проведение экспериментов	Научный руководитель и инженер		■	■												
7	Сопоставление результатов экспериментов с теоретическими данными	Инженер					■										
8	Оценка эффективности полученных результатов	Научный руководитель и инженер						■									
9	Составление пояснительной записки	Инженер							■								
10	Публикация полученных результатов	Инженер								■							

График строится для максимального по длительности исполнения работ в рамках научно-исследовательского проекта за период времени дипломирования. При этом работы на графике выделены различной штриховкой в зависимости от исполнителей, ответственных за ту или иную работу.

9.1. Расчет сметы затрат на исследование

При планировании бюджета научно-технического исследования должно быть обеспечено полное и достоверное отражение всех видов расходов, связанных с его выполнением. В процессе формирования бюджета НТИ используется следующая группировка затрат. Представлена общая формула (1.1).

$$K_{np} = K_{mat} + K_{ам} + K_{з/пл} + K_{с.о} + K_{пр} + K_{накл} \quad (1.1)$$

- (K_{mat}) материальные затраты;
- ($K_{ам}$) амортизация;
- ($K_{з/пл}$) затраты на заработную плату;
- ($K_{с.о}$) затраты на социальные нужды;
- ($K_{пр}$) прочие затраты;
- ($K_{накл}$) накладные затраты.

9.1.1. Расчёт материальных затрат

Принимаем K_{mat} в размере 1000руб. на канцелярские товары;

9.1.2. Расчёт затрат амортизации

Амортизация ($K_{ам}$) – это процесс переноса стоимости основных средств, на стоимость произведенной и проданной конечной продукции по мере их износа, как материального, так и морального. Расчёт производится по формуле (1.2).

$$K_{ам} = \frac{T_{исп.кт}}{T_{кал}} \cdot Ц_{кт} \cdot \frac{1}{T_{сл}} \quad (1.2)$$

где $T_{исп.кт}$ – время использования компьютерной техники;

$T_{кал}$ – календарное время (365 дней);

$C_{кт}$ – цена компьютерной техники (25000 руб);

$T_{сл}$ – срок службы компьютерной техники (5 лет).

$$K_{ам} = \frac{80}{365} \cdot 25000 \cdot \frac{1}{5} = 1095 \text{ руб}$$

9.1.3. Расчёт затрат на заработную плату

Подразумевает вознаграждение за труд в зависимости от квалификации работника, сложности, количества, качества и условий выполняемой работы, а также компенсационные и стимулирующие выплаты, затраты на заработную плату ($Kз/пл$) для инженера и НР, расчёт осуществляется по формулам (1.3 – 1.5):

Месячная зарплата :

$$ЗП_{мес} = ЗП_о * K_1 * K_2 \quad (1.3)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий отпуск (1,1=10%);

K_2 – районный коэффициент (1,3=30%);

$ЗП_о$ – месячный оклад (инж = 17 000, науч.рук = 30 000руб);

$ЗП_{мес инж} = 17 000 * 1,1 * 1,3 = 24 310$ руб;

$ЗП_{мес н.р} = 30 000 * 1,1 * 1,3 = 42 900$ руб

Зарплата за фактическое отработанное время:

$$ЗПф = \frac{ЗП_{мес}}{21} \cdot n \quad (1.4)$$

где 21 – число рабочих дней в месяц;

n – фактическое число дней в исследовании научной работы.

$$ЗПф_{инж} = \frac{24310}{21} \cdot 98 = 103028 \text{ руб}$$

$$ЗПф = \frac{42900}{21} \cdot 8 = 16342 \text{ руб}$$

Зарботная плата инженера/ научного руководителя:

$$Kз / нл = 3Пинж + 3Пнр \quad (1.5)$$

$$Kз/нл = 103028 + 16342 = 119370 \text{ руб.}$$

9.1.4. Затраты на социальные отчисления

Затраты на социальные отчисления (*Кс.о.*) – затраты организации по обязательным и добровольным взносам в органы государственного страхования, пенсионного фонда, фонда медицинского страхования от затрат на оплату труда работников, занятых в производстве продукции, работ, услуг в непромышленной сфере в соответствии с порядком, установленным законодательством. Рассчитывается по формуле (1.6)

$$Kс.о = \frac{Kз / нл \cdot 30\%}{100} \quad (1.6)$$

где, затраты на социальные нужды (отчисления) 30% от *Кз/нл*.

$$Kс.о = \frac{119370 \cdot 30}{100} = 35811 \text{ руб}$$

9.1.5. Прочие затраты

$$Kнр = \frac{(Kмат + Kам + Kзнл + Kс.о) \cdot 10\%}{100\%} \quad (1.7)$$

где *Кнр* принимаются в размере 10% от (*Кмат + Кам + Кз/нл + Кс.о.*).

$$Kнр = \frac{(1000 + 1095 + 119370 + 35811) \cdot 10}{100} = 15727 \text{ руб}$$

9.1.6. Накладные расходы

$$Kнакл = \frac{Kзп / нл \cdot 200\%}{100} \quad (1.8)$$

где *Кнакл*, принимаются в размере 200% от *Кз/нл*.

$$Kнакл = \frac{119370 \cdot 200}{100} = 238740 \text{ руб}$$

9.1.7. Определение общего бюджета затрат на научно-исследовательскую работу

При планировании бюджета научного исследования должно быть обеспечено полное и достоверное отражение всех видов планируемых расходов, необходимых для его выполнения. Процесс формирования бюджета, планируемых затрат представлен в формуле (1.1) и таблице 9.

$$K_{np} = 1000 + 1095 + 119370 + 35811 + 15727 + 238740 = 411743 \text{руб.}$$

Таблица 9 – Результаты полученных данных.

№	Элементы затрат	Стоимость, руб.
1	Материальные затраты	1000
2	Амортизация компьютерной техники	1095
3	Затраты на заработную плату	119370
4	Затраты на социальные нужды	35811
5	Прочие затраты	15727
6	Накладные расходы	238740
	Итого:	411743

9.3. Смета необходимых материальных ресурсов, потребляемых при выполнении научного исследования

Любой план действий должен сопровождаться сметой расходов – составлением бюджета, который является количественным воплощением плана, характеризуя доходы и расходы на конкретный период и определяя потребность в ресурсах для достижения заданных планом целей. В таблице – 10 приведена смета затрат на выполнение исследовательской работы.

Таблица 10 – Смета затрат на оборудование

Наименование	Единица измерения	Кол-во	Цена за ед., руб.
Компьютер	шт	1	25000
Принтер	шт	1	6000
Mathcad	шт	1	2500
Бумага А4	шт	1	250
Канцелярские товары	шт	-	1000
Итого			34750

Одним из основных факторов, напрямую влияющих на эффективность работы, а соответственно, экономическое благополучие российских горнодобывающих предприятий, является непрерывная работа оборудования.

С точки зрения экономической эффективности, практическая реализация позволит не только заменить морально устаревшее и физически изношенное оборудование, но и решить ряд задач технико-экономического характера, а именно: снизить эксплуатационные расходы по обслуживанию системы, повысить гибкость управления, обеспечить возможность интеграции в систему управления верхнего уровня.

10. Социальная ответственность

Введение

Безопасность жизнедеятельности представляет собой систему законодательных актов и соответствующих им социально - экономических, технических, гигиенических, организационных мероприятий, обеспечивающих безопасность, сохранение здоровья и работоспособности человека в процессе труда.

Целью данного раздела является оценка условий труда, анализ вредных и опасных факторов, воздействующих на работника, разработка мер защиты от них, также рассмотрение вопросов техники безопасности, пожарной профилактики и охраны окружающей среды.

10.1 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды

К числу вредных производственных факторов относятся: неблагоприятные метеорологические условия, высокие уровни шума и вибрации, электромагнитные и ионизирующие излучения, производственная пыль, механические факторы, которые могут привести к травмированию персонала. К опасным в данном помещении относятся следующие факторы[1]:

- повышенная или пониженная температура поверхностей оборудования;
- повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны;
- недостаточная освещенность рабочей зоны;
- повышенный уровень шума на рабочем месте;
- нервно-психические перегрузки.

Помещение, его размеры (площадь, объем) должны в первую очередь соответствовать количеству рабочих и размещенному в нем оборудованию. Согласно СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03 [9] площадь на одно рабочее место пользователей должна составлять не менее 6 м². Также для обеспечения нормальных условий труда санитарные нормы устанавливают, что на одного рабочего должно приходиться 20 м³ объема воздуха.

Помещение имеет следующие параметры:

- длина помещения 5 м;
- ширина 4 м;
- высота 2,5 м.

Исходя из этих параметров, площадь данного помещения составляет:

$$S = 5 \text{ м} \cdot 4 \text{ м} = 20 \text{ м}^2;$$

Объем:

$$V = 5 \text{ м} \cdot 4 \text{ м} \cdot 2,5 \text{ м} = 50 \text{ м}^3.$$

Учитывая, что в офисном помещении работает 2 человека, то на каждого из них приходится по 10 м^2 площади помещения и по 25 м^3 объема воздуха, что соответствует нормам.

В соответствии с СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03 в помещениях, оборудованных ПК, проводится ежедневная влажная уборка и систематическое проветривание после на ПК.

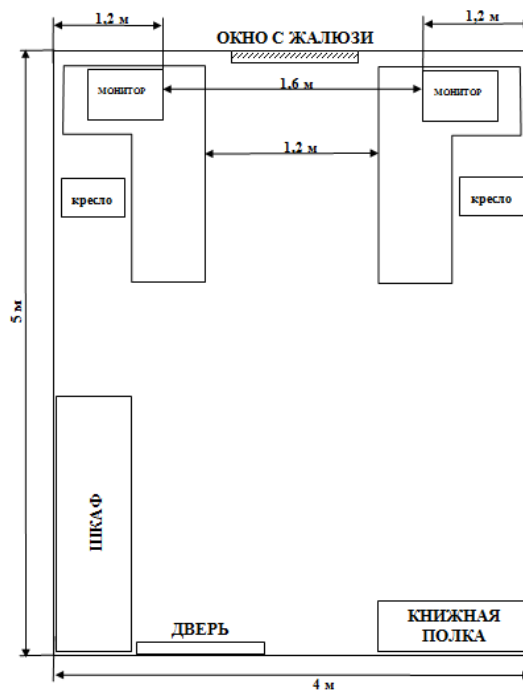


Рисунок 22 – Схема учебной аудитории

Высота рабочего стола с клавиатурой составлять 0,7 м над полом, а высота экрана над полом – 1 м. Монитор находится от оператора на расстоянии 60 – 70 см на 20° ниже уровня глаз. Пространство для ног 0,7 м высотой и шириной 1,3 м, глубиной не менее 0,5 м. В офисных столах предусмотрена подставка для ног сотрудника шириной 0,3 м с регулировкой угла наклона. Ноги при этом должны быть согнуты под прямым углом.

10.1.1 Воздух рабочей зоны

Большое значение для охраны здоровья и труда человека имеет качество воздуха в производственных помещениях.

По ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ [10] нормируются следующие параметры: температура, относительная влажность, скорость движения воздушного потока, ПДК вредных веществ.

Эти данные приведены в таблице 11.

Таблица 11 – Нормируемое качество воздуха

Сезон года	Категория работы	Температура, С°	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	I	20-30	60-40	0,2
	II а	18-20		0,2
	II б	17-19		0,3
	III	16-18		0,3
Теплый	I	22-25	60-40	0,2
	II а	21-23		0,3
	II б	20-22		0,4
	III	18-21		0,5

Работы делятся на три категории тяжести на основе общих энергозатрат организма. Работа, выполняемая сотрудниками офиса, относится к категории легких работ I.

Параметры микроклимата в зимнее время поддерживаются системой отопления, летом – общеобменной вентиляцией.

10.1.2 Освещение

Оценка освещенности рабочей зоны необходима для обеспечения нормированных условий работы в помещениях и проводится в соответствии с СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03 [11].

Правильно спроектированное и выполненное освещение, обеспечивает возможность нормальной производственной деятельности.

Наилучшим видом освещения является дневное, солнечное. Поэтому в соответствии с СанПиН помещение имеет естественное освещение. Но дневной свет не может обеспечить нужное освещение в течении всего рабочего дня, а так же зависит от погодных условий.

В данном помещении используют искусственное и естественное освещение, поскольку работа в основном зрительная.

Правильно спроектированное и выполненное освещение обеспечивает высокий уровень работоспособности, оказывает положительное психологическое действие на человека и способствует повышению производительности труда.

Помещение имеет размеры: длина $A = 5$ м, ширина $B = 4$ м, высота $H = 2,5$ м. Площадь помещения:

$$S = A \times B = 5 \times 4 = 20 \text{ м}^2$$

Рекомендуемая освещенность помещения, при работе с монитором, составляет $E_0 = 400$ Лк, учитывая коэффициент запаса (загрязнение светильника) $K = 1,3$ получаем освещенность в помещении:

$$E = E_0 \cdot K = 400 \cdot 1,3 = 520 \text{ Лк.}$$

Коэффициент отражения светового потока от потолка, стен и пола соответственно равны: $q_{\text{п}} = 70\%$, $q_{\text{с}} = 50\%$, $q_{\text{з}} = 30\%$. Уровень от рабочей поверхности до потолка составляет:

$$h = H - h_p = 2,5 - 0,8 = 1,7 \text{ м,}$$

где h_p – высота рабочей поверхности.

Для освещения используются светильники типа ЛБ - 40, для которых оптимальное отношение световых потоков составляет $g = 1,3$. Расчетная длина между двумя рядами светильников:

$$L = g \cdot h = 1,3 \cdot 1,7 = 2,21 \text{ м.}$$

Число рядов светильников:

$$n = \frac{B}{L} = \frac{4}{2,21} = 1,8,$$

где В – ширина помещения.

Выбираем $n = 2$ рядом светильников. Тогда индекс освещения:

$$i = \frac{S}{(A+B) \cdot n} = \frac{20}{(4+5) \cdot 2} = 1,11.$$

Зная коэффициенты отражения световых потоков от потолка, стен, пола в лаборатории, можно определить коэффициент использования светового потока:

$$\eta = \frac{q_i + q_c + q_3}{3} = \frac{70\% + 50\% + 30\%}{3} = 50\%.$$

Световой поток лампы ЛБ - 40 составляет $F_0 = 2480$ Лм. Тогда световой поток светильника, состоящего из двух ламп:

$$F = 2 \cdot F_0 = 2 \cdot 2480 = 4960 \text{ Лм.}$$

Определим необходимое число светильников в ряду:

$$N = \frac{E \cdot S \cdot Z}{n \cdot F \cdot \eta \cdot \gamma} = \frac{520 \cdot 20 \cdot 1,15}{2 \cdot 4960 \cdot 0,5 \cdot 1} = 2,4,$$

где $Z = 1,15$ – коэффициент непрерывности;

$\gamma = 1$ – коэффициент затемнения.

Таким образом, примем, что необходимо всего 5 светильников, со схемой их размещения на рисунке 10. При длине светильника $l_{св} = 1,27$ м [12].

Их общая длина составляет:

$$l_{общ} = N \cdot l_{св} = 5 \cdot 1,27 = 6,35 \text{ м.}$$

Расстояние между светильниками:

$$l = \frac{A - l_{общ}}{N + 1} = \frac{5 - 6,35}{5 + 1} = 0,22 \text{ м.}$$

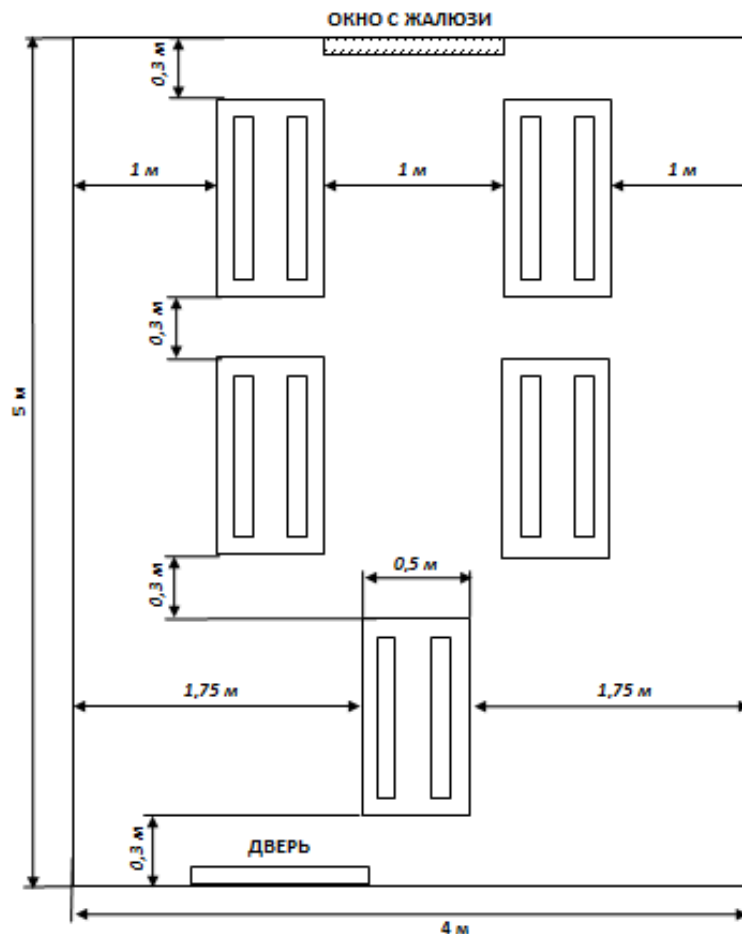


Рисунок 23 – Схема размещения светильников в помещении

10.1.3 Защита от шума и вибрации

Так же к вредным факторам относится шум. Повышение звукового давления негативно влияет на орган слуха. Для измерения громкости (в децибелах Дб) может быть использован двушкальный шумомер. Громкость выше 140 Дб может вызвать болевой эффект.

Допустимые уровни шума ГОСТ 12.1.003-83 [13] для некоторых рабочих мест приведены в таблице 11, а допустимые уровни виброскорости ГОСТ 12.1.012-90 [14] – в таблице 12.

Таблица 12 - Допустимые уровни звукового давления и эквивалентного
уровня звука

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука и эквивалентные уровни звука, дБА
	1,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Конструкторские бюро, программисты, лаборатории	86	71	61	54	49	45	42	40	38	50

Таблица 13 - Гигиенические нормы уровней виброскорости

Вид вибрации	Допустимый уровень виброскорости, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц											
	1	2	4	8	16	31,5	63	125	250	500	1000	
В служебных помещениях, конструкторских бюро, лабораториях	–	91	82	76	75	75	75	–	–	–	–	

10.1.4 Состояние воздушной среды

Определяется запыленностью или загазованностью воздуха рабочей зоны. В офисном помещении делается ежедневная влажная уборка, а также отсутствуют источники загрязнения воздушной среды. Концентрации вредных веществ, выделяемых ПК в воздух помещений, не должны превышать предельно допустимых концентраций (ПДК), установленных для атмосферного воздуха.

Содержание вредных химических веществ в воздухе помещений, предназначенных для использования ПК во всех типах образовательных учреждений, не должно превышать предельно допустимых среднесуточных концентраций для атмосферного воздуха в соответствии с действующими санитарно - эпидемиологическими нормативами. Нормирование содержания вредных веществ в воздухе рабочей зоны ГОСТ 12.1.005-88 [10] представлено в таблице 14.

Таблица 14 - Предельно допустимые концентрации вредных веществ

Наименование вещества	ПДК, мг/м ³	Агрегатное состояние	Класс опасности	Особенности действия на организм
Азота диоксид	2	п	3	0
Акролеин	0,2	п	II	
Алюминий и его сплавы	2	а	III	Ф
Аминопласты (пресс-порошки)	6	а	3	Ф, А
Аммиак	20	п	IV	
Ангидрид серный +	1	а	2	
Ангидрид сернистый +	10	п	3	
Ацетон	200	п	IV	
Бензол +	15/5	п	2	К
Бенз(а)пирен	0,00015	а	1	К
Бензин(растворитель топливный)	100	п	IV	
Водород фтористый (фтор- оводород) (в пересчете на F)	0,5/0,1	п	1	О
Кислота азотная+	2	а	III	
Кислота серная+	1	а	II	
Ксилол	50	п	III	
Марганец в сварочных аэрозолях при его содержании:				
до 20%	0,2	а	II	
от 20 до 30%	0,1	а	II	
Углерода оксид	20	п	4	0

Если в графе «ПДК» приведены две величины, то это означает, что в числителе дана максимальная, а в знаменателе – среднесменная ПДК.

Условные обозначения: п – пары и (или) газы; а – аэрозоль; п + а – смесь паров и аэрозоля; О – вещество с остронаправленным механизмом действия, требующее автоматического контроля за его содержанием в воздухе; + – требуется специальная защита кожи и глаз; А – вещества, способные вызывать аллергические заболевания; К – канцерогены; Ф – аэрозоли преимущественно фиброгенного действия.

Содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны не должно превышать предельно допустимых концентраций (ПДК): максимально

разовых рабочей зоны (ПДКМР.РЗ) и среднесменных рабочей зоны (ПДКСС.РЗ).

При одновременном содержании в воздухе рабочей зоны нескольких вредных веществ разнонаправленного действия ПДК остаются такими же, как и при изолированном воздействии.

При одновременном содержании в воздухе рабочей зоны нескольких вредных веществ однонаправленного действия (по заключению органов государственного санитарного надзора) сумма отношений фактических концентраций каждого из них ($K_1, K_2 \dots K_n$) в воздухе к их ПДК ($ПДК_1, ПДК_2 \dots ПДК_n$) не должна превышать единицы:

$$\frac{K_1}{ПДК_1} + \frac{K_2}{ПДК_2} + \dots + \frac{K_n}{ПДК_n} \leq 1.$$

10.1.5 Оценка уровней электромагнитных полей

Проводится при выполнении ряда работ с компьютерами и прочим электрическим оборудованием.

При работе с компьютером допустимые уровни электромагнитных полей (ЭМП) указаны в таблице 15. Они нормируются СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03 [9].

Таблица 15 - Допустимые уровни ЭМП

Наименование параметров		ВДУ ЭМП
Напряженность электрического поля	в диапазоне частот 5 Гц – 2 кГц	25 В/м
	в диапазоне частот 2 кГц – 400 кГц	2,5 В/м
Плотность магнитного потока	в диапазоне частот 5 Гц - 2 кГц	250 нТл
	в диапазоне частот 2 кГц – 400 кГц	25 нТл
Напряженность электростатического поля		15 кВ/м
Электростатический потенциал экрана видеомонитора		500 В

10.1.6 Статическое электричество

Суть электризации заключается в том, что нейтральные тела, не проявляющие в нормальном состоянии электрических свойств, в условиях отрицательного контакта или взаимодействия становятся

электростатическими. Опасность возникновения статического электричества проявляется в возможности образования электрической искры и вредном воздействии его на организм человека, причем не только при непосредственном контакте с зарядом, но и за счет действия электрического поля, возникающем при заряженном поле.

Прохождение электрического тока через тело человека вызывает поражение различных органов, оказывает воздействие на нервную систему, кровеносно-сосудистую систему человека, на кровь, сердце, мозг и т.д.

Виды воздействий электрического тока на организм человека:

- термическое воздействие тока проявляется в ожогах, нагрев кровеносных сосудов, сердца, мозга и других органов, находящихся на пути протекания тока до критической температуры;
- электролитическое действие тока выражается в разложении крови, что нарушает ее состав и функции;
- механическое действие тока проявляется в значительном давлении в кровеносных сосудах и мышечных тканях;
- биологическое действие тока проявляется в раздражении живых тканей, что вызывает реакцию организма – возбуждение, что и обуславливает непроизвольное сокращение мышц.

При наиболее неблагоприятном исходе воздействие электрического тока может привести к смерти человека.

Основным документом, регламентирующим воздействие электрического тока в производственных условиях, является ГОСТ 12.1.009-76. ССБТ [15].

Для защиты от статического электричества компьютерная и орг. техника в помещении заземлена, а также ежедневно в помещении проводится влажная уборка.

10.2 Безопасность в ЧС

Наиболее вероятная ЧС в здании – пожар. Пожаром называется неконтролируемое горение вне специального очага, наносящего материальный ущерб. Согласно ГОСТ 12.1.033-81ССБТ [16] понятие пожарная безопасность означает состояние объекта, при котором с установленной вероятностью исключается возможность возникновения и развития пожара и воздействия на людей опасных факторов пожара, а также обеспечивается защита материальных ценностей.

Офисное помещение по степени пожароопасности относится к классу П-2а [17], так как в нем отсутствует выделение пыли и волокон во взвешенном состоянии.

Возникновение пожара при работе с электронной аппаратурой может быть по причинам как электрического, так и неэлектрического характера.

Причины возникновения пожара неэлектрического характера:

- халатное неосторожное обращение с огнем (курение, оставленные без присмотра нагревательные приборы, использование открытого огня);
- самовоспламенение и самовозгорание веществ.

Причины возникновения пожара электрического характера: короткое замыкание, перегрузки по току, искрение и электрические дуги, статическое электричество и т. п.

Для устранения причин возникновения пожаров в офисном помещении проводятся следующие мероприятия:

- сотрудники проходят противопожарный инструктаж;
- сотрудники знают расположение средств пожаротушения и умеют ими пользоваться;
- обеспечивается правильный тепловой и электрический режим работы компьютерной и орг. техники;

- пожарный инвентарь и первичные средства пожаротушения содержатся в исправном состоянии и находятся на видном и легко доступном месте.

10.3 Охрана окружающей среды

В компьютерах огромное количество компонентов, которые содержат токсичные вещества и представляют угрозу, как для человека, так и для окружающей среды.

К таким веществам относятся:

- свинец (накапливается в организме, поражая почки, нервную систему);
- ртуть (поражает мозг и нервную систему);
- никель и цинк (могут вызывать дерматит);
- щелочи (прожигают слизистые оболочки и кожу);

Поэтому компьютер требует специальных комплексных методов утилизации. В этот комплекс мероприятий входят:

- отделение металлических частей от неметаллических;
- металлические части переплавляются для последующего производства;
- неметаллические части компьютера подвергаются специально переработке [18].

Исходя из сказанного выше перед планированием покупки компьютера необходимо:

- Побеспокоится заранее о том, каким образом будет утилизирована имеющаяся техника, перед покупкой новой.
- Узнать насколько новая техника соответствует современным эко-стандартам и примут ее на утилизацию после окончания срока службы.

Утилизировать оргтехнику, а не просто выбрасывать на «свалку» необходимо по следующим причинам:

Во-первых, в любой компьютерной и организационной технике содержится некоторое количество драгоценных металлов. Российским законодательством предусмотрен пункт, согласно которому все организации обязаны вести учет и движение драгоценных металлов, в том числе тех, которые входят в состав основных средств. За несоблюдение правил учета, организация может быть оштрафована на сумму от 20000 до 30000 руб. (согласно ст. 19.14. КоАП РФ);

Во-вторых, предприятие также может быть оштрафовано за несанкционированный вывоз техники или оборудования на «свалку»;

В-третьих, утилизируя технику мы заботимся об экологии: количество не перерабатываемых отходов минимизируется, а такие отходы, как пластик, пластмассы, лом черных и цветных металлов, используются во вторичном производстве. Электронные платы, в которых содержатся драгметаллы, после переработки отправляются на аффинажный завод, после чего чистые металлы сдаются в Госфонд, а не оседают на свалках.

Таким образом, утилизацию компьютера можно провести следующим образом:

1. Мониторы с электронно-лучевыми трубками необходимо сдать для переработки в ближайший специализированный центр переработки или передать его изготовителю для дальнейшего рециклинга.

2. Использовать услуги профессиональной компании по рециклингу, которая может приехать и забрать все приборы, которые планируется сдать в переработку.

3. Можно обратиться в местный муниципалитет по вопросу переработки электроники [19].

10.4 Защита в чрезвычайных ситуациях

В помещении, где производилась выпускная квалификационная работа, имеется электропроводка напряжением 220 вольт, предназначенная для питания вычислительной техники и освещения. При неправильной эксплуатации оборудования и коротком замыкании электрической цепи может произойти возгорание, которое грозит уничтожением техники, документов и другого имеющегося оборудования.

Данное помещение относится к категории Д (наличие твердых сгораемых вещей)[20].

Необходимо проводить следующие пожарно-профилактические мероприятия [20]:

- организационные мероприятия, касающиеся технического процесса с учетом пожарной безопасности объекта;
- эксплуатационные мероприятия, рассматривающие эксплуатацию имеющегося оборудования;
- технические и конструктивные, связанные с правильным размещением и монтажом электрооборудования и отопительных приборов.

Организационные мероприятия:

1. Противопожарный инструктаж обслуживающего персонала;
2. Обучение персонала правилам техники безопасности;
3. Издание инструкций, плакатов, планов эвакуации.

Эксплуатационные мероприятия:

1. Соблюдение эксплуатационных норм оборудования;
2. Обеспечение свободного подхода к оборудованию;
3. Содержание в исправном состоянии изоляции токоведущих проводников.

К техническим мероприятиям относится соблюдение противопожарных требований при устройстве электропроводок, оборудования, систем отопления, вентиляции и освещения. В коридоре имеется порошковый огнетушитель типа ОП-5, рубильник, на двери приведен план эвакуации в случае пожара, и, на достигаемом расстоянии, находится пожарный щит.

Наиболее дешевым и простым средством пожаротушения является вода, поступающая из обычного водопровода. Для осуществления эффективного тушения огня используют пожарные рукава и стволы, находящиеся в специальных шкафах, расположенных в коридоре. В пунктах первичных средств огнетушения должны располагаться ящик с песком, пожарные ведра и топор.

Если возгорание произошло в электроустановке, для его устранения должны использоваться огнетушители углекислотные типа ОУ-2, или порошковые типа ОП-5. Кроме устранения самого очага пожара нужно, своевременно, организовать эвакуацию людей.



Рисунок 24 - План эвакуации второго этажа



Рисунок 25 - План эвакуации первого этажа

10.5 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Согласно [9] при размещении рабочих мест с ЭВМ расстояние между рабочими столами с видеомониторами (в направлении тыла поверхности одного видеомонитора и экрана другого видеомонитора) должно быть не менее 2,0 м, а расстояние между боковыми поверхностями видеомониторов - не менее 1,2 м.

Рабочие места с ЭВМ в помещениях с источниками вредных производственных факторов должны размещаться в изолированных кабинах с организованным воздухообменом.

Рабочие места с ЭВМ при выполнении работы, требующей значительного умственного напряжения или высокой концентрации

внимания, рекомендуется изолировать друг от друга перегородками высотой 1,5 - 2,0 м.

Экран видеомонитора должен находиться от глаз пользователя на расстоянии 600 - 700 мм, но не ближе 500 мм с учетом размеров алфавитно-цифровых знаков и символов.

Конструкция рабочего стола должна обеспечивать оптимальное размещение на рабочей поверхности используемого оборудования с учетом его количества и конструктивных особенностей, характера выполняемой работы. При этом допускается использование рабочих столов различных конструкций, отвечающих современным требованиям эргономики. Поверхность рабочего стола должна иметь коэффициент отражения 0,5 - 0,7.

Конструкция рабочего стула (кресла) должна обеспечивать поддержание рациональной рабочей позы при работе на ЭВМ, позволять изменять позу с целью снижения статического напряжения мышц шейно-плечевой области и спины для предупреждения развития утомления. Тип рабочего стула (кресла) следует выбирать с учетом роста пользователя, характера и продолжительности работы с ЭВМ.

Рабочий стул (кресло) должен быть подъемно-поворотным, регулируемым по высоте и углам наклона сиденья и спинки, а также расстоянию спинки от переднего края сиденья, при этом регулировка каждого параметра должна быть независимой, легко осуществляемой и иметь надежную фиксацию.

Поверхность сиденья, спинки и других элементов стула (кресла) должна быть полумягкой, с нескользящим, слабо электризующимся и воздухопроницаемым покрытием, обеспечивающим легкую очистку от загрязнений.

Снижению психофизических и нервно-эмоциональных нагрузок способствует правильная организация рабочего места [21].

Заключение

В данной выпускной квалификационной работе были рассмотрены основные характеристики автоматизированных транспортных систем непрерывного действия, что используются в разных отраслях промышленности. В данной работе была разработана микропроцессорная система управления для «Тиристорный регулятор напряжения - асинхронный двигатель» и с возможностью защиты электропривода от перегрузки. Данная система представлена на рисунке 20. В результате были получены переходные процессы асинхронного двигателя по скорости вращения, моменту и токам на статоре. Работа двигателя при больших перегрузках крайне не желательна и этот режим работы пытаются избежать всеми силами. При повышении нагрузки выше номинального значения через короткий промежуток времени произошла полная остановка двигателя. Отсюда можно сделать вывод, что система управления спроектирована, верно.

В экономической части выпускной квалификационной работе рассмотрены вопросы планирования и проведения пуско-наладочных работ электропривода ленточного конвейера. Составлена смета на проведение ПНР и построен график занятости исполнителей при выполнении пуско-наладочных работ.

В разделе безопасности и экологичности проекта освещены вопросы: промышленной безопасности, техники безопасности, анализ опасных и вредных производственных факторов, пожарная безопасность, рассмотрены мероприятия по охране окружающей среды.

Список использованных источников

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П.. Конструирование узлов и деталей машин. М. Высшая школа. 2001г
2. Системы управления электроприводов.: учебное пособие / О.П. Мальцева, Л.С. Удут, Н.В. Кояин. – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2007. – 53с.
3. Проектирование и исследование автоматизированных электроприводов. Ч.3. Электрические машины постоянного тока в системах автоматизированного электропривода: учебное пособие / О.П. Мальцева, Л.С. Удут, Н.В. Кояин. – Издание 2-е переработанное и дополненное. – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2007. – 152с.
4. Системы управления электроприводов. – Учебник. / Терехов В.М., Осипов О.И. – М.: Академия, 2005. – 304с.
5. Проектирование и исследование автоматизированных электроприводов. Ч.4. Тиристорные преобразователи для электроприводов постоянного тока: Учебное пособие / Удут Л.С., Кояин Н.В., Мальцева О.П. - Томск: Изд-во ТПУ, 2001.– 152 с.
6. Чиликин М.Г., Ключев В.И., Сандлер А.С. «Теория автоматизированного электропривода» – М.: Энергия, 1979. – 616 с.
7. Конвейеры: Справочник/Р.А. Волков, А.Н. Гнутов, и др. Под общей редакцией Ю.А. Пертена Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1984. 367 с., с ил.
8. Крепша Н.В., Свиридов Ю.В. Безопасность жизнедеятельности: Учеб. – метод. пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2003. – 145 с.
9. СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03. Гигиенические требования к персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы.
10. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны

11. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03. Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий.
12. Федосова В.Д. расчет искусственного освещения: Методич. указания. – Томск: Изд – во ТПУ, 1991. – 23 с.
13. ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.
14. ГОСТ 12.1.012-90. Вибрационная безопасность.
15. ГОСТ 12.1.009-76. ССБТ. Электробезопасность. Термины и определения.
16. ГОСТ 12.1.033-81. ССБТ. Пожарная безопасность. Термины и определения.
17. Правила электроустановок ПУЭ.
18. Охрана окружающей среды. Под ред. С.В. Белова. / М.: Высшая школа, 1991. – 128с.
19. Как утилизировать бытовую технику и электронику – [Электронный ресурс] – режим доступа: <http://www.ecorb.ru/70>
20. ГОСТ 12.1.010 – 76. Основы противопожарной защиты предприятий.
21. Эргономика рабочего места пользователя ПЭВМ – [Электронный ресурс]-режим доступа: http://bgd.alpud.ru/private/glava4/V4A_gigienan.htm