

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет
машиностроения и транспорта

Кафедра
Компьютерное проектирование
технологического оборудования

Направление подготовки

15.04.05 Конструкторско-
технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Магистерская программа

Металлообрабатывающие станки

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему

Исследование характеристик системы автоматического
управления крутильным станком

ПГУ 15.04.05.07.00.00 ПЗ
(обозначение ВКР)

Студент гр. 17ММм2

Иван
(подпись, дата)

Натасов Р.Е.
(фио полностью)

Научный руководитель

Иван
(подпись, дата)

Истомина Ю.В.
(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

Иван
(подпись, дата)

Большаков Т.С.
(фамилия, инициалы)

Рецензент

К.И.Н., начальник конструкторского
отдела АО "ПО" Электроприбор"
(должность, место работы)

Иван
(подпись, дата)

Белашов М.В.
(фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от _____ № _____)

Заведующий кафедрой

Иван
(подпись)

Липов А.В.
(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой _____

(протокол заседания ГЭК от _____ № _____)

Секретарь ГЭК

(подпись)

Истомина Ю.В.
(фамилия, инициалы)

Пенза 2019

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой КПО А.В. Липов

« 10 » 06 2019 г.

ЗАДАНИЕ на магистерскую диссертацию

1. Студент гр. 17ММм2 Факультета машиностроения и транспорта
направления 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»

Надеев Денис Андреевич

2. Научный руководитель магистерской диссертации

Наташина Н.В.

3. Время проектирования с 10.06 2019 г. по 07.07 2019 г.

4. Место преддипломной практики АО «Радиозавод», г. Пенза

5. Тема магистерской диссертации

Проектирование характеристик системного
автоматизированного управления кривошипно-
шатунного механизма ПГУ № 1134/0 от 29.11 2018 г.

6. Техническое задание (цель проектирования, объект проектирования, его технические
характеристики и т.п.)

Разработать математические модели СКУ
привода конической передачи станка и
привести к минимизации в замкнутой ТСО
внешний радиус характеристики системы, а
также анализ полученных результатов

7. Объем и содержание основной части работы

7.1. Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчеты,
обоснования, описания)

данный документ обоснование актуаль-
ности темы, анализ СКУ привода, мини-
мизация системы привода, расчеты
технические характеристики и расчет при-
вода конической передачи, разработкой ма-
тематических моделей, полученных харак-
теристик системы, выводы по работе.

7.2. Графическая часть (перечень и содержание чертежей, плакатов)

1. Кинематические схемы станка по типу мод. ЗМБУРА.
2. Функциональные и структурные схемы привода подачи шпинделя
3. Математические модели станка
4. Функциональные и структурные схемы замкнутой ТАС
5. Математические модели ТАС
6. Характеристические системы
7. Выводы по работе.
8. Особые требования по выполнению разделов:
Представить эквивалентную структурную схему привода шпинделя станка с ЧПУ в виде одночасовой динамической модели

9. Календарный график выполнения магистерской диссертации

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Кинематическая схема станка	5	до 19.06.19г.	huf
2. Функциональные и структурные схемы	10	до 21.06.19г.	huf
3. Математические модели	30	до 23.06.19г.	huf
4. Проектирование	30	до 26.06.19г.	huf
5. Оформление по установленной форме	25	до 01.07.19г.	huf

Дата выдачи задания «10» 06 2019 г. Задание к исполнению принял OKan

Руководитель работы huf

«10» 06 2019г.

Магистерскую диссертацию к защите допустить

ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой аттестации допустить

Декан Факультета машиностроения и транспорта

OKan

С.Ю. Киреев

«__» __ 2019 г.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ФГБОУ ВО «ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Кафедра «Компьютерное проектирование технологического оборудования»

НАТЕСОВ ДЕНИС АНДРЕЕВИЧ

Автореферат

магистерской диссертации на тему «Исследование характеристик системы
автоматического управления круглошлифовального станка»

Направление: 15.04.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Магистерская программа: Металлообрабатывающие станки

Пенза 2019

Работа выполнена на кафедре «Компьютерное проектирование технологического оборудования» Пензенского государственного университета

Научный руководитель

кандидат технических наук, доцент

Истомина Юлия Валериевна

Защита магистерской диссертации состоится 3 июля 2019 года в 9.00 часов в аудитории 1-005 корпуса 1 на заседании ГЭК по адресу г.Пенза, ул. Красная 40.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Одним из главных требований, предъявляемых к деталям машиностроения, является высокая точность геометрических размеров, обеспечивающая долговечность работы и надежность разнообразных машин и механизмов. Высокая точность геометрических размеров деталей дает возможность их взаимозаменяемости, позволяющей существенно снизить затраты при сборке, эксплуатации и ремонте технологического оборудования.

Повышение точности обработки при сохранении или даже снижении трудоемкости достигают разными путями: за счет разработки новых техпроцессов, станков, приспособлений инструмента, и т. д. Одним из способов решения этой задачи является автоматизация технологического оборудования путем создания и внедрения простых, надежных, сравнительно дешевых систем автоматического управления (САУ), обеспечивающих автоматическое управление объектами и процессами.

Системы автоматического управления нашли широкое применение в промышленности, энергетике, на транспорте и в других отраслях. Опыт использования САУ технологическим оборудованием показал их эффективность. Так, например, применение системы стабилизации скорости шлифования более чем в 1,5 раза увеличивает удельную производительность круга, и на 15 – 20% повышает качество обработанной поверхности. Выбор системы управления технологическим оборудованием, как правило, производится для конкретных условий обработки, путем оценки ее экономической эффективности с учетом типа производства и других факторов.

Целью диссертационной работы является исследование динамических характеристик системы автоматического управления круглошлифовального станка по типу мод. 3М151Ф2.

Методы исследования. Теоретические исследования проводились с использованием основных положений теории автоматического управления с применением средств вычислительной техники. Моделирование САУ и ее элементов, а также процесса шлифования в замкнутой технологической обрабатывающей системе проводилось с помощью математического пакета Mathcad 15.

Объектом исследования являются показатели качества системы автоматического управления круглошлифовального станка по типу мод. 3М151Ф2.

Научная новизна:

1. Предложена математическая модель САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки, позволяющая на стадии проектирования определять диапазон изменения конструктивных параметров САУ, обеспечивающих заданный характер переходного процесса.

2. Составлена математическая модель процесса шлифования, происходящего в замкнутой ТОС, которая может быть использована для оценки изменения упругой деформации при изменении заданной глубины резания.

Практическая ценность:

Разработаны функциональная и структурная схемы системы автоматического управления приводом поперечной подачи круглошлифовального станка с ЧПУ по типу модели 3М151Ф2.

На защиту выносятся: кинематическая схема станка, функциональная схема САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки, структурная схема САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки, математическая модель САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки, математическая модель замкнутой ТОС.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на XXVIII научно-практической конференции «Актуальные проблемы науки в образовании» (Пенза, 2017), XXIX научно-практической конференции «Актуальные проблемы науки в образовании», посвященной 75-летию Пензенского государственного университета (Пенза, 2018), XXII Международной научно-технической конференции «Современные технологии в машиностроении» (Пенза, 2019).

Публикация. По теме диссертации опубликована 1 научная статья в сборнике, входящем в РИНЦ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 10 глав, основных результатов, выводов, списка литературы, содержит 62 страницы основного текста, 37 рисунков, 2 таблицы, 4 приложения.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность диссертационной работы, дается ее общая характеристика, приведены научная новизна и практическая ценность.

В первой главе рассматриваются вопросы устойчивости при обработке шлифованием.

Во второй главе приведены кинематическая схема круглошлифовального станка с ЧПУ по типу модели 3М151Ф2, описание его работы и технические характеристики.

В третьей главе выполнен кинематический расчет привода поперечной подачи шлифовальной бабки.

В четвертой главе рассматривается САУ приводом поперечной подачи круглошлифовального станка с ЧПУ по типу модели 3М151Ф2. Функциональная схема САУ приведена на рисунке 1.

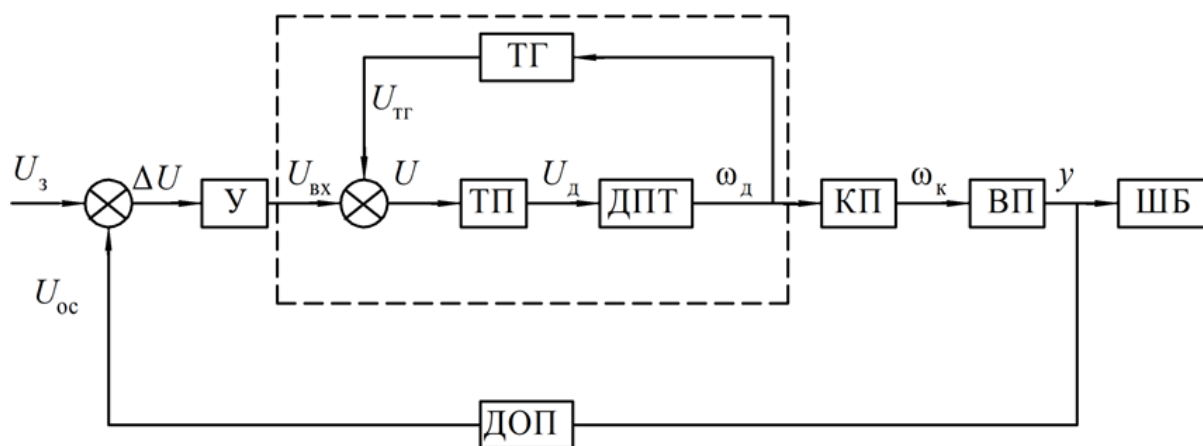


Рисунок 1 - Функциональная схема САУ привода поперечной подачи шлифовальной бабки

На рисунке 1 приняты следующие обозначения: У – усилитель; ТП – тиристорный преобразователь; ДПТ – электродвигатель постоянного тока; КП – коробка подач; ВП – передача винт-гайка качения; ШБ – шлифовальная бабка; ТГ – тахогенератор; ДОП датчик положения; U_3 – напряжение, соответствующее заданному перемещению (подаче) шлифовальной бабки; ΔU – напряжение, обеспечивающее в установившемся движении угловую скорость выходного вала двигателя; $U_{вх}$ – напряжение на входе сравнивающего устройства; U – напряжение на выходе сравнивающего устройства; $U_д$ – напряжение на входе двигателя постоянного тока; $\omega_д$ – угловая скорость выходного вала двигателя; $\omega_п$ – угловая скорость выходного вала коробки подач; y – фактическое перемещение (подача) шлифовальной бабки; $U_{тг}$ – напряжение, поступающее от тахогенератора; $U_{ос}$ – напряжение поступающее от датчика положения.

В круглошлифовальном станке с ЧПУ автоматическая рабочая подача шлифовальной бабки осуществляется от регулируемого электродвигателя постоянного тока МЗ через червячные пары 2/30 и 2/40 (при включении электромагнитной муфты М1), конические колеса 39/39, червячную пару 2/40 и передачу винт-гайка качения Х. Частота вращения выходного вала электродвигателя контролируется тахогенератором ТГ. Изменение величины поперечной подачи шлифовальной бабки происходит по команде датчика положения. Таким образом САУ имеет два замкнутых контура: один – по скорости через тахогенератор ТГ (на рисунке 1 выделен штриховой линией), другой по положению – через датчик обратной связи ДОП.

В пятой главе определяется передаточная функция САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки. Для определения передаточной функции САУ записаны передаточные функции всех входящих в нее элементов.

Передаточная функция замкнутого по положению контура:

$$W_{\text{зп}}(s) = \frac{k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_5 k_6}{T_{d1}^2 s^2 + T_{d2} s + 1 + k_2 k_d k_6 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_5 k_6}, \quad (1)$$

Составлена структурная схема САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки (рисунок 2).

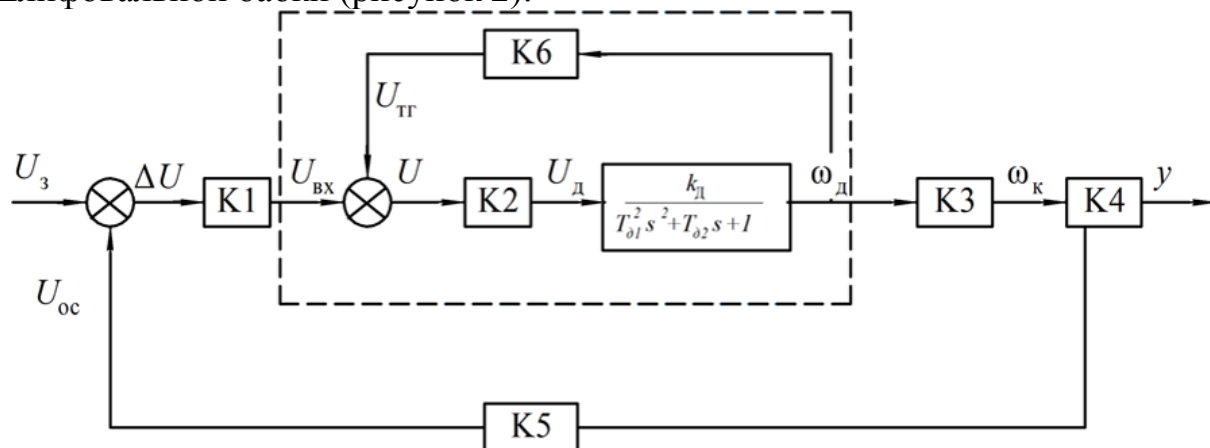


Рисунок 2 - Структурная схема САУ привода поперечной подачи шлифовальной бабки

Полученная математическая модель САУ позволяет определить такие показатели качества системы, как быстродействие, устойчивость и точность.

В шестой главе найдено выражение передаточной функции замкнутой САУ по погрешности, которое характеризует точность работы и имеет большое значение при оценке качества САУ:

$$W_0(s) = \frac{T_{d1}^2 s^2 + T_{d2} s + 1 + k_2 k_d k_6}{T_{d1}^2 s^2 + T_{d2} s + 1 + k_2 k_d k_6 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_5 k_6}, \quad (2)$$

В седьмой главе получена переходная функция САУ при ступенчатом входном воздействии:

$$y(t) = k U_3(t) \left[1 - \sqrt{1 + \frac{\omega^2}{\alpha^2}} e^{-\alpha t} \sin(\omega t + \arctg \frac{\omega}{\alpha}) \right], \quad (3)$$

Построение переходных характеристик САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки осуществлялось с использованием математического пакета Mathcad 15. По результатам анализа полученных переходных характеристик построены зависимости быстродействия САУ от значений постоянных времени электродвигателя (рисунки 3 и 4).

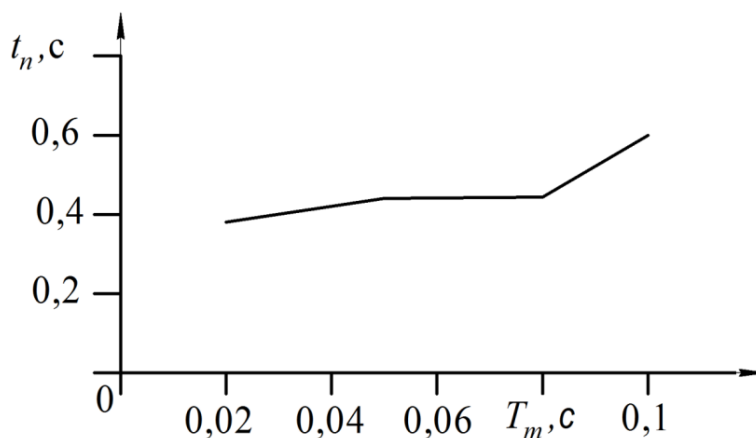


Рисунок 3 – Зависимость быстродействия САУ от электромеханической постоянной времени электродвигателя

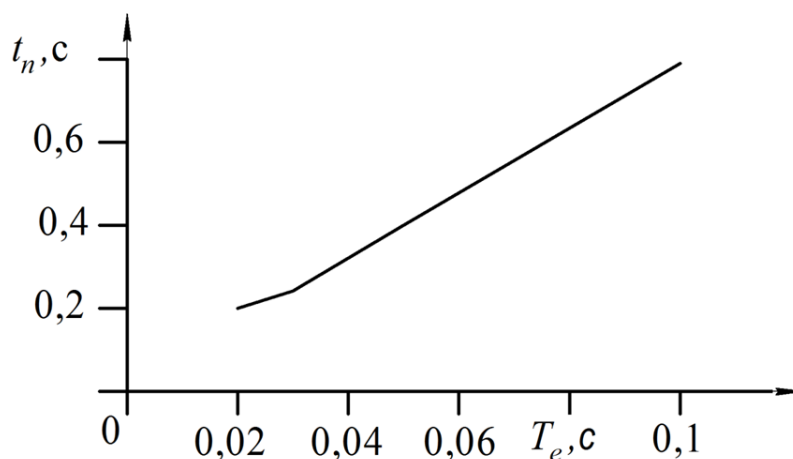


Рисунок 4 – Зависимость быстродействия САУ от электромагнитной постоянной времени электродвигателя

В восьмой главе определяются динамические показатели САУ, такие как перерегулирование, затухание за период, а также комплексный показатель качества.

В девятой главе приводится выбор параметров переходного процесса, происходящего в приводе поперечной подачи круглошлифовального станка с ЧПУ по типу модели 3М151Ф2 с использованием алгебраического критерия устойчивости Вышнеградского. Данный критерий позволяет, не решая дифференциального уравнения третьего порядка, судить о характере переходных режимов. Кроме того, диаграмма Вышнеградского позволяет наглядно видеть влияние параметров САУ на ее динамические свойства.

В десятой главе приведена разработанная математическая модель процесса резания при шлифовании происходящего в замкнутой технологической обрабатывающей системе (ТОС). Функциональная схема процесса шлифования приведена на рисунке 5.

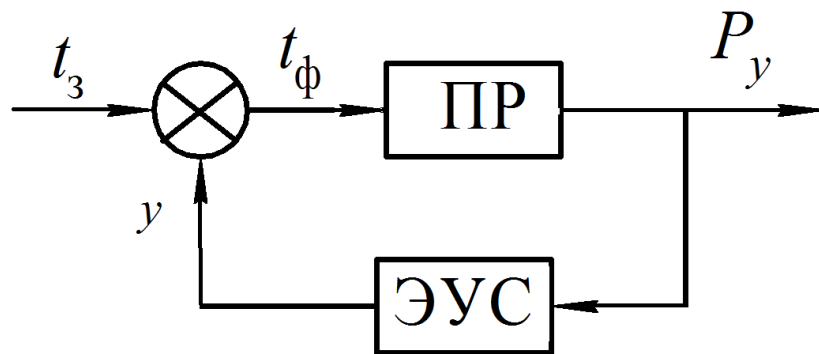


Рисунок 5 – Функциональная схема процесса шлифования в замкнутой ТОС

Эквивалентная упругая система (ЭУС) круглошлифовального станка с ЧПУ представлена одномассовой динамической моделью с одной степенью свободы (рисунок 6).

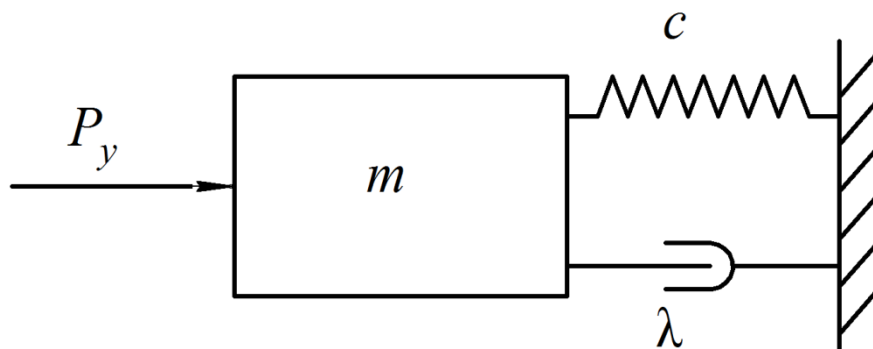


Рисунок 6 – Одномассовая динамическая система с одной степенью свободы

Передаточная функция процесса резания при шлифовании:

$$W_{\text{пр}}(s) = \frac{P_y(s)}{t_\phi(s)} = k_p \quad (4)$$

Передаточная функция ЭУС станка:

$$W_{\text{эус}}(s) = \frac{y(s)}{P_y(s)} = \frac{k_{\text{эус}}}{T_1^2 s^2 + T_2 s + 1} \quad (5)$$

Структурная схема процесса резания при шлифовании показана на рисунке 7.

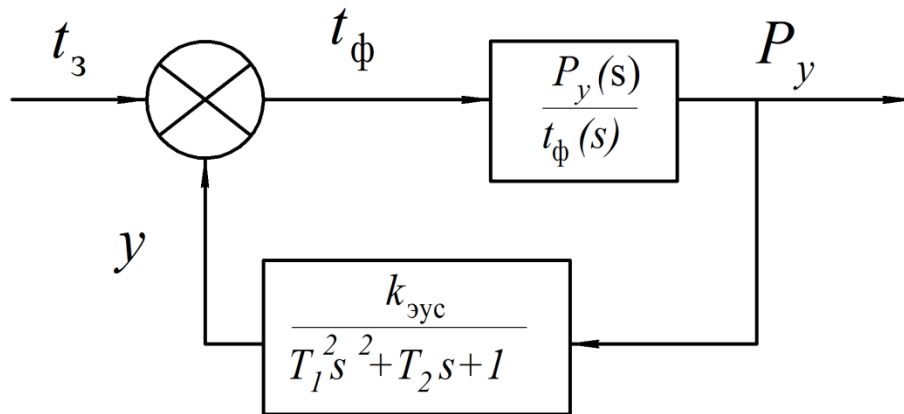


Рисунок 7 – Структурная схема процесса шлифования в замкнутой ТОС

Передаточная функция замкнутой ТОС:

$$W(s) = \frac{y(s)}{t_3(s)} = \frac{k_p k_{\text{эус}}}{T_1^2 s^2 + T_2 s + 1 + k_p k_{\text{эус}}} \quad (6)$$

Передаточная функция замкнутой ТОС при подаче на вход системы воздействия в виде ступенчатой функции:

$$y(t) = k t_3(t) \left[1 - \sqrt{1 + \frac{\omega^2}{\alpha^2}} e^{-\alpha t} \sin \left(\omega t + \arctg \frac{\omega}{\alpha} \right) \right], \quad (7)$$

где $k = k_p k_{\text{эус}}$ – коэффициент усиления системы.

Построение переходных характеристик замкнутой ТОС осуществлялось с использованием математического пакета Mathcad 15. По результатам анализа полученных переходных характеристик построены зависимости упругой деформации и быстродействия от параметра затухания колебаний (рисунки 8 и 9).

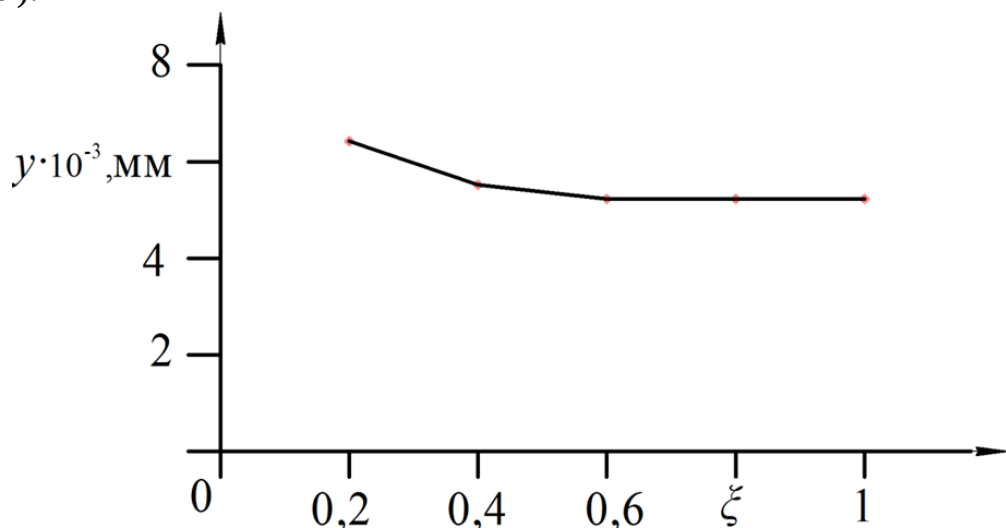


Рисунок 8 – Зависимость упругих деформаций от параметра затухания колебаний

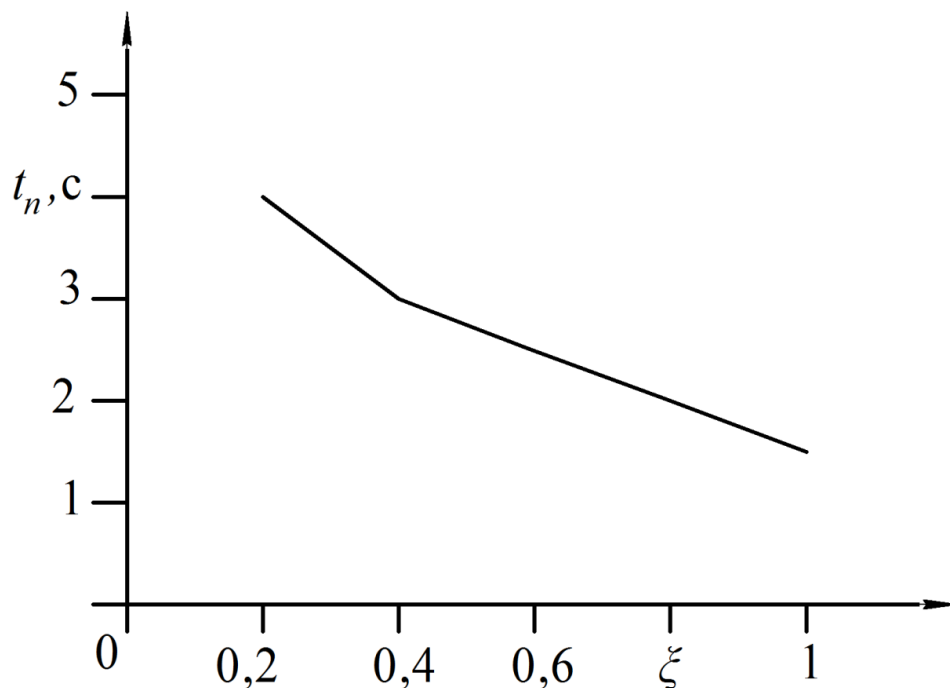


Рисунок 9 – Зависимость быстродействия САУ от параметра затухания колебаний

ОСНОВНЫЕ ВЫВООДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработаны функциональная и структурная схемы системы автоматического управления приводом поперечной подачи круглошлифовального станка с ЧПУ по типу модели 3М151Ф2. Такая САУ может быть использована как при проектировании нового станочного оборудования, так и при модернизации существующих моделей, поскольку не требует при реализации серьезных конструктивных изменений.

2. Предложена математическая модель САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки, а также методика расчета, позволяющая на стадии проектирования определять диапазон изменения конструктивных параметров САУ, обеспечивающих заданный характер переходного процесса.

3. Составлена математическая модель процесса шлифования, происходящего в замкнутой ТОС, которая может быть использована для оценки изменения упругой деформации при изменении заданной глубины резания.

4. При проведении теоретических исследований установлено, что наибольшее влияние на быстродействие и устойчивость САУ оказывают постоянные времени электродвигателя. Наибольшее быстродействие и запас устойчивости системы достигается при значениях постоянных времени $T_m=0.02$ и $T_e=0.02$.

5. Проведенные вычислительные эксперименты показали, что наименьшие значения относительного смещения инструмента и заготовки в зависимости от изменения глубины резания при шлифовании, а также наибольшие значения быстродействия и запаса устойчивости наблюдаются при изменении параметра ξ динамической системы станка в диапазоне от 0,6-1.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Натесов Д.А., Истомина Ю.В., Система автоматического управления приводом поперечной подачи круглошлифовального станка. Сборник статей XXII Международной научно-технической конференции, Приволжский дом знаний, Пенза, 2019, с 46-50.

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 УСТОЙЧИВОСТЬ ПРИ ОБРАБОТКЕ ШЛИФОВАНИЕМ.....	7
2 ШЛИФОВАЛЬНЫЙ СТАНОК С ЧПУ ПО ТИПУ МОДЕЛИ 3М151Ф2....	17
3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПРИВОДА ПОПЕРЕЧНОЙ ПОДАЧИ ШЛИ- ФОВАЛЬНОЙ БАБКИ.....	21
4 СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДОМ ПОПЕ- РЕЧНОЙ ПОДАЧИ ШЛИФОВАЛЬНОЙ БАБКИ.....	30
5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОЙ ФУНКЦИИ САУ.....	32
6 ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ САУ.....	36
7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕХОДНОЙ ФУНКЦИИ САУ.....	37
8 ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА САУ.....	43
9 ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА.....	48
10 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ ПРИ ШЛИФОВАНИИ.....	52
ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ.....	64
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ И ЛИТЕРАТУРЫ.....	65
ПРИЛОЖЕНИЕ А. НАУЧНАЯ СТАТЬЯ.....	66
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. ПРЕЗЕНТАЦИЯ.....	74
ПРИЛОЖЕНИЕ В. ПРОГРАММА РАСЧЕТА ПЕРЕХОДНОЙ ХАРАКТЕРИ- СТИКИ САУ ПРИВОДОМ ПОПЕРЕЧНОЙ ПОДАЧИ ШЛИФОВАЛЬНОЙ БАБКИ.....	89
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. ПРОГРАММА РАСЧЕТА ПЕРЕХОДНОЙ ХАРАКТЕРИ- СТИКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА С ЧПУ.....	91

ВВЕДЕНИЕ

Одним из главных требований, предъявляемых к деталям машиностроения, является высокая точность геометрических размеров, обеспечивающая долговечность работы и надежность разнообразных машин и механизмов. Высокая точность геометрических размеров деталей дает возможность их взаимозаменяемости, позволяющей существенно снизить затраты при сборке, эксплуатации и ремонте технологического оборудования.

Повышение точности обработки при сохранении или даже снижении трудоемкости достигают разными путями: за счет разработки новых техпроцессов, станков, приспособлений инструмента, и т. д. Одним из способов решения этой задачи является автоматизация технологического оборудования путем создания и внедрения простых, надежных, сравнительно дешевых систем автоматического управления (САУ), обеспечивающих автоматическое управление объектами и процессами.

Системы автоматического управления нашли широкое применение в промышленности, энергетике, на транспорте и в других отраслях. Опыт использования САУ технологическим оборудованием показал их эффективность. Так, например, применение системы стабилизации скорости шлифования более чем в 1,5 раза увеличивает удельную производительность круга, и на 15 – 20% повышает качество обработанной поверхности [1]. Выбор системы управления технологическим оборудованием, как правило, производится для конкретных условий обработки, путем оценки ее экономической эффективности с учетом типа производства и других факторов.

Требование высокопроизводительной обработки с высокими качествами изделий привело к увеличению доли шлифовальных операций в общем объеме обработки различных материалов, а это, в свою очередь, вызвало заметное увеличение парка шлифовальных станков.

Основной тенденцией развития технологии шлифования как у нас в стране, так и за рубежом, является повышение скоростей рабочих движений,

и одновременное увеличение объема снимаемого материала в единицу времени. Отсюда вытекает ряд важнейших частных тенденций развития шлифовального оборудования: повышение скоростей рабочих движений с целью сокращения основного технологического (машинного) времени; возрастание мощности привода, как результат увеличения скорости резания и одновременного увеличения объема снимаемого материала в единицу времени; повышение виброустойчивости, а также статической и динамической жесткости станков, как условие увеличения скоростей рабочих движений и мощности привода при одновременно высоких требованиях к точности формы, размеров и качеству обработанных поверхностей; оснащение станков системами бесступенчатого регулирования скорости резания, позволяющими производить выбор оптимальных режимов обработки; применение систем управления; стремление к более полному использованию станков, к повышению их эксплуатационной приспособляемости (универсальности); максимальное использование стандартных и нормализованных деталей и узлов с целью сокращения сроков проектирования и освоения производства новых моделей станков, их удешевления и повышения ремонтпригодности.

В комплексе мероприятий по интенсификации процесса шлифования важное место занимает оснащение шлифовальных станков системами автоматического управления режимами обработки, которые позволяют существенно повысить производительность при одновременном обеспечении высокого качества обрабатываемых изделий [2].

Целью диссертационной работы: является исследование динамических характеристик системы автоматического управления круглошлифовального станка по типу мод. 3М151Ф2.

Методы исследования. Теоретические исследования проводились с использованием основных положений теории автоматического управления с применением средств вычислительной техники. Моделирование САУ и ее элементов, а также процесса шлифования в замкнутой технологической об-

рабатывающей системе проводилось с помощью математического пакета Mathcad 15.

Объектом исследования являются показатели качества системы автоматического управления круглошлифовального станка по типу мод. 3М151Ф2.

Научная новизна.

1. Предложена математическая модель САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки, позволяющая на стадии проектирования определять диапазон изменения конструктивных параметров САУ, обеспечивающих заданный характер переходного процесса.

2. Составлена математическая модель процесса шлифования, происходящего в замкнутой ТОС, которая может быть использована для оценки изменения упругой деформации при изменении заданной глубины резания.

Практическая ценность.

Разработаны функциональная и структурная схемы системы автоматического управления приводом поперечной подачи круглошлифовального станка с ЧПУ по типу модели 3М151Ф2.

На защиту выносятся: кинематическая схема станка, функциональная схема САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки, структурная схема САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки, математическая модель САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки, математическая модель замкнутой ТОС.

Публикация. По теме диссертации опубликована 1 научная статья в сборнике, входящем в РИНЦ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 10 глав, основных результатов, выводов, списка литературы, содержит 62 страницы основного текста, 37 рисунков.

1 УСТОЙЧИВОСТЬ ПРИ ОБРАБОТКЕ ШЛИФОВАНИЕМ

Динамическую систему шлифовального станка при анализе точности и устойчивости процесса обработки детали можно представить нами системой упрощенного типа (рисунок 1).

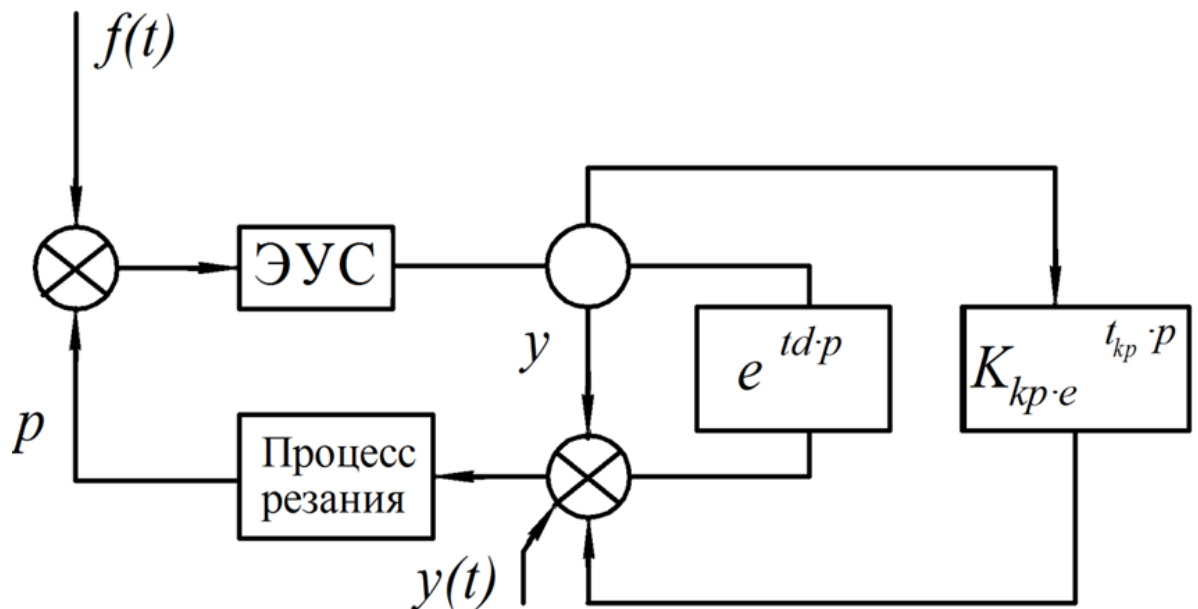


Рисунок 1 - Схема динамической системы станка при шлифовании

В различных видах шлифования, таких как круглое шлифование, продольное, врезное и других, где обработка происходит по так называемому «следу» от прохода инструментом по детали, возникает обратная связь с запаздыванием, которое равно времени одного поворота заготовки t_d . Так же для процесса шлифования огромное влияние имеет и другой вид обратной связи. Связь с запаздыванием $\chi_{кр}$, возникающей из-за затупления и изнашивания шлифовального круга. Она проявляется в неравномерном износе шлифовального инструмента. Такая обратная связь может также возникать и в других видах обработки, но чаще всего ее не берут во внимание.

Условия обработки детали «по чистому» в практике встречаются при резбошлифовании, плоском шлифовании и т. п. При работе шлифовальным кругом такие условия появляются очень редко и могут быть созданы искус-

ственно при шлифовании узкой детали широким кругом с подачей вдоль оси последнего, равной ширине детали на один оборот круга.

Шлифование можно представить как процесс пластической деформации и разрушения материалов заготовки и круга. В таком случае оно будет чем-то средним между резанием резцом и сухим трением. Изменение ширины резца вызывает пропорциональное изменение сил резания. Изменение ширины (номинальной) поверхности трения само по себе не дает изменения силы трения. Но если оставить глубину без изменений деформирования (нормальная контактная деформация), то сила трения изменится. В первом приближении соответствие резания и трения сохраняется, если сравнивается не ширина резца и поверхности трения, а изменение нормальных составляющих P_y . Применительно к шлифованию это означает, что изменение условий обработки (подачи, ширины круга, зернистости и т. п.) должно влиять на силы резания через изменение фактического, а не номинального сечения срезаемого слоя.

Как и при других видах обработки, связь ЭУС и резания выражается смещением в направлении изменения толщины срезаемого слоя. Толщина срезаемого слоя при шлифовании торцом номинально равна подаче на один оборот круга. При шлифовании периферией круга берется среднее значение толщины срезаемого слоя по дуге охвата. Почти всегда можно принять нормальным к обработанной поверхности направление изменения толщины срезаемого слоя. Вопрос о собственной устойчивости (т. е. условиях засаливания круга) и динамической характеристике резания при шлифовании в общем плане наших теоретических представлений принципиально ясен. Однако требуется его конкретное изучение применительно к специфике абразивов и их взаимодействия с металлами.

В динамической характеристике резания значениями постоянных времени можно пренебречь. Тогда при шлифовании получаем:

$$P=K_{ш}y,$$

Где $K_{\text{ш}}=Kb$ – статический коэффициент резания; K – удельная сила шлифования, определяемая при заданных условиях обработки.

Значение $K_{\text{ш}}$ должно определяться для каждой ширины шлифования при строго фиксируемой фактической толщине срезаемого слоя.

Увеличение ширины круга приводит к увеличению силы и одновременно к увеличению деформации УС. Действительную толщину срезаемого слоя a_d можно найти по формуле:

$$a_d = \Delta - \delta = a_3 \frac{1}{1 + K_{\text{ш}} K_{\text{ЭУС}}},$$

Где δ -погрешность обработки; Δ -заданный припуск; $K_{\text{ЭУС}}$ -статическая характеристика ЭУС станка.

При увеличении ширины круга действительное значение толщины срезаемого слоя уменьшается. Следовательно, уменьшается и фактическая ширина срезаемого слоя на единицу ширины круга. Таким образом, параметр b с увеличением ширины круга при постоянной заданной толщине срезаемого слоя растет слабо.

Увеличение заданной толщины срезаемого слоя при шлифовании приводит к увеличению действительной толщины a_d и ширины b срезаемого слоя, это приводит к снижению устойчивости.

При дальнейшем уточнении теории необходимо проанализировать зависимость от толщины срезаемого слоя не только величины силы шлифования, но и ее направления. В статических условиях эта зависимость существует. При колебаниях она может быть учтена введением фазового сдвига между изменениями P_z и P_y . В первом приближении мы этой зависимостью пренебрежем.

Устойчивость системы при шлифовании «по чистому» (для детали и для круга) по критерию Найквиста определяется отсутствием охвата точки с координатой - 1 вещественной оси АФЧХ разомкнутой системы. Для сложной ЭУС такой охват может произойти по одной из резонансных петель АФЧХ, соответствующих различным собственным формам колебаний систе-

мы. Такую резонансную форму и соответствующую ей собственную частоту называем потенциально неустойчивой.

Влияние дополнительной обратной связи с запаздыванием τ при работе «по следу» можно найти следующим способом:

1. Если АФЧХ разомкнутой системы охватывает точку $(-0, 5; i0)$, то система практически неустойчива независимо от времени запаздывания. Возможная устойчивость в небольшом интервале изменения τ или частот ЭУС (при изменении скорости вращения детали или круга, при изменении жесткости или массы шлифуемой детали и т. п.) имеет малое практическое значение, хотя и может иногда проявляться.

2. Если АФЧХ разомкнутой системы лежит справа от прямой Jm_5 , проведенной параллельно мнимой оси через точку вещественной оси с координатой $-0,5$, то система устойчива при любом времени запаздывания.

3. Если АФЧХ разомкнутой системы пересекает прямую Jm_5 , не охватывая точку $(-0, 5; i0)$, то существуют чередующиеся области τ и ω , в которых система является устойчивой и неустойчивой. Если принимать, значение времени запаздывания без учета износа круга, то для современных круглошлифовальных и плоскошлифовальных станков, имеющих — по кругу $\tau_{кр} \approx 0,04$ сек, а по детали $\tau_d \approx 0,2$ сек (круглое шлифование), указанные области устойчивости и неустойчивости очень узки. Например, при самых неблагоприятных условиях ширина области «устойчивых» частот составляет для связи по износу круга примерно 5 гц. А по детали примерно 0,5-1,5 гц.

Через некоторое время из-за вынужденных колебаний на поверхности детали и круга появляются волны. На рисунке 2 показаны для примера «круглограммы» — профилограммы круга и шлифуемой детали. Наличие волн приводит к изменению времен запаздывания. Круг для обрабатываемой детали становится своеобразной «фрезой», число «зубьев» которой равно числу волн. Запаздывание в обратной связи по следам обработки на детали:

$$\tau_d = \frac{60}{n_{кр} z_{кр}},$$

где $n_{кр}$ -число оборотов круга в минуту; $z_{кр}$ -число волн на периферии круга.

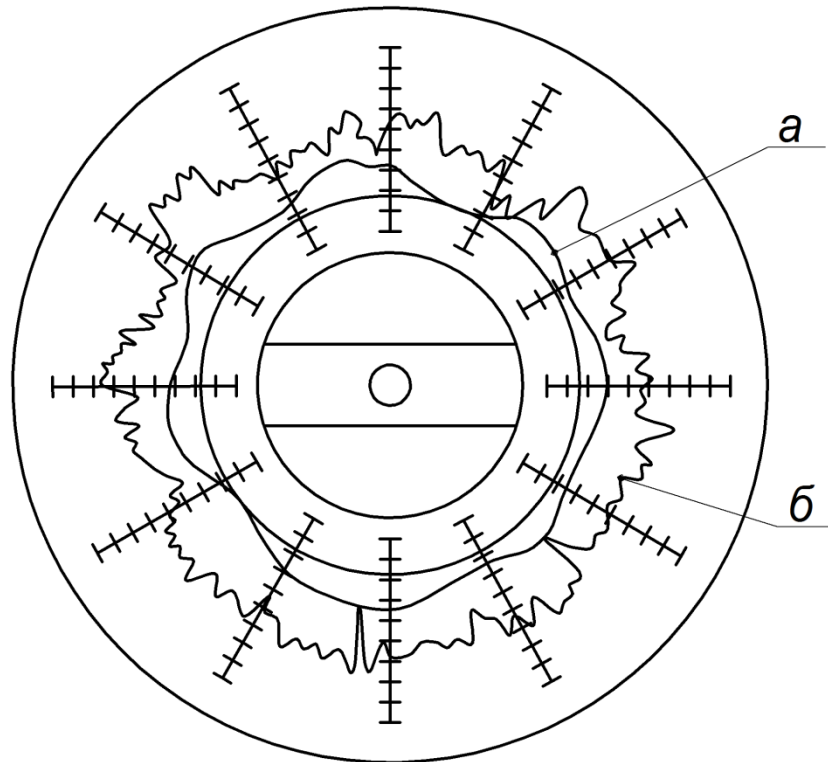


Рисунок 2 – Профилограмма шлифовального круга с крупной волнистостью на периферии: а - после правки; б - после шлифования

Обрабатываемая волнистая деталь, «обрабатывающая» — изнашивающая круг, становится для круга «протяжкой» по отношению к которой изделие — круг движется с заданной скоростью. Запаздывание в обратной связи по следам износа на круге:

а) при круглом шлифовании

$$t_{кр} = \frac{D_d}{D_{кр}} \frac{60}{n_{кр} z_d}$$

б) при плоском шлифовании

$$t_{кр} = \frac{60 t_v}{\pi D_{кр} n_{кр}} = \frac{v_{прод}}{f \pi D_{кр} n_{кр}},$$

где D_d ; $D_{кр}$ — диаметры детали и круга; z_d — число волн на периферии детали; t_v - шаг волны на шлифуемой поверхности; $v_{прод}$ - скорость продольной подачи; f — частота колебаний

Так как обычно $z_{кр}$ и z_d значительно больше единицы (5—10 и более), то времена запаздывания существенно уменьшаются. Так как при наружном круглом шлифовании $D_{кр} > D_d$, то $\tau_{кр}$ уменьшается еще примерно на десятичный порядок. При внутреннем шлифовании $D_{кр} < D_d$ и $\tau_{кр}$ несколько увеличивается.

Эти особенности изменения времен запаздывания следует иметь в виду при анализе системы шлифовального станка в разные периоды шлифования между правками круга. Уменьшение времен запаздывания приводит к расширению областей неустойчивости в случае 3 и к уменьшению степени устойчивости в случае 1.

Граничное τ_{qk} время запаздывания для случая 3 определяется выражением:

$$t_{qk} = \frac{\varphi_k^\tau + 2\pi q}{\omega_k},$$

где ω_k — частота, определяемая точкой пересечения характеристики разомкнутой САУ с единичной окружностью; φ_k^τ угол поворота вектора разомкнутой системы с запаздывающей связью, соответствующего ω_k , до пересечения характеристики с запаздывающей связью, соответствующего ω_k , до пересечения характеристики с отрицательной ветвью вещественной оси.

Полагая в среднем для резонансной частоты $\varphi_{ср}^\tau \approx \frac{\pi}{2}$, можно определить собственные частоты системы, при которых она наименее устойчива:

$$\omega_k \approx \frac{\pi}{2\tau_{qk}} + \frac{2\pi q}{\tau_{qk}}$$

Низшая частота

$$\omega_{kmin} = \frac{\pi}{2\tau_{qk}}$$

Интервал между частотами при различных q :

$$\omega_{k_{i+1}} - \omega_{k_i} = \frac{2\pi q}{\tau_{qk}}$$

Ширина области неустойчивости

$$\Delta\omega = \omega_{k_{i+1}} - \omega_{k_i} = \frac{\varphi_{k_{i+1}}^\tau - \varphi_{k_i}^\tau}{\tau_{qk}}$$

В среднем можно принять

$$\varphi_{k_{i+1}}^\tau - \varphi_{k_i}^\tau = \frac{\pi}{4}$$

Тогда

$$\Delta\omega \approx \frac{\pi}{4\tau_{qk}}$$

Указанное выше уменьшение времен запаздывания приводит к резкому расширению области неустойчивости, к расширению величины интервала и к повышению величины низшей частоты наименее устойчивой формы системы. Это же в равной степени относится к временам τ , которые могут изменяться (при неизменных или различных ω системы) с изменением чисел оборотов, скоростей подач, числа волн, диаметров и других параметров, определяющих их величину.

Таким образом, особенность влияния двух параллельных обратных связей при работе «по следу» для шлифования, как и для многолезвийного инструмента различных видов, выражается в расширении областей неустойчивости (или областей с заданной степенью устойчивости), делает роль постоянных времени существенной в общем анализе устойчивости и колебаний системы.

Отмеченная особенность может приводить в определенных условиях к тому, что при изменении τ или ω неустойчивыми (или формами с малой степенью устойчивости) могут становиться формы с различной собственной частотой. Например, неустойчивость контура связи по износу круга может уступать место неустойчивости контура связи по резанию детали и т. п.

Изложенный выше анализ устойчивости системы выполнен в предположении независимости контуров связей с запаздыванием в каждый данный

момент времени и представляет интерес анализ такой системы с учетом непрерывного взаимодействия этих контуров.

Быстродействие системы оценивается временем переходного процесса. Это время определяется по моменту, когда кривая переходной характеристики входит в коридор $\pm 5\%$ от установившегося значения и больше не выходит из него (рисунок 3).

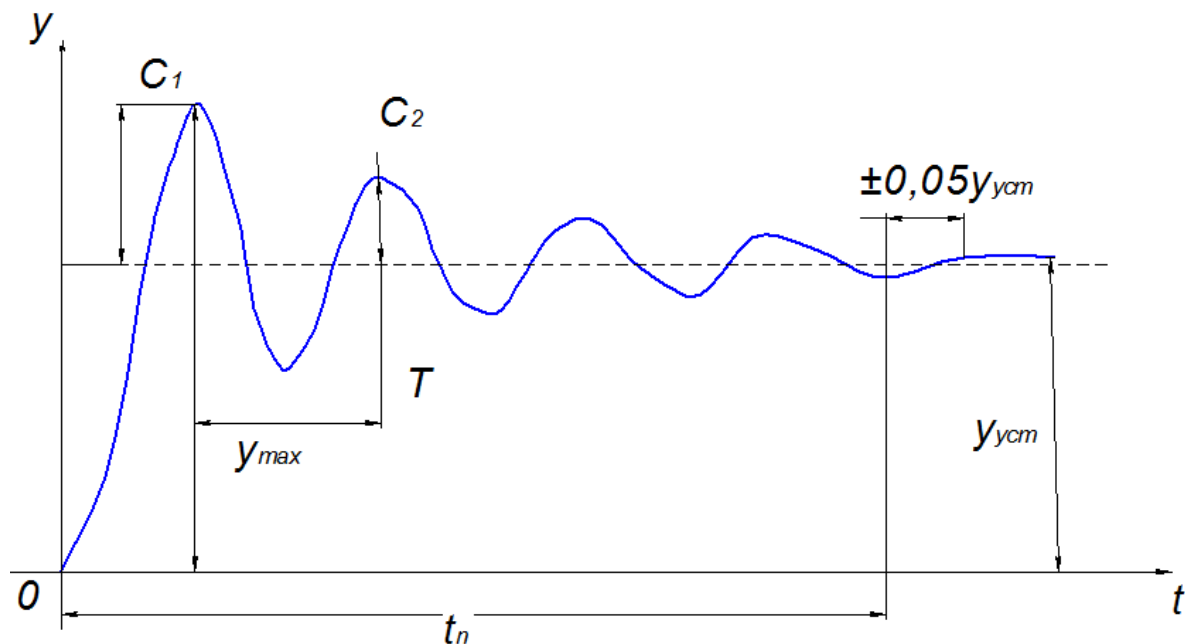


Рисунок 3 – Оценка качества САУ по переходной характеристике

Склонность системы к колебаниям, а, значит, и запас устойчивости могут быть оценены по максимальному значению («бросок») выходной величины $y_{\max}$ переходной характеристики. Для обеспечения сравнения систем между собою по этому показателю используют относительную величину, которая называется перерегулированием:

$$\sigma = \frac{y_{\max} - y_{\text{уст}}}{y_{\text{уст}}} 100\%$$

Допустимое значение перерегулирования для конкретной системы определяется ее служебным назначением. Так, для систем формообразующих движений металлорежущих станков перерегулирование вообще не допускается, т.е. $\sigma = 0\%$. Объяснение таких жестких требований вытекает из рисунка

4, на котором показана траектория формообразующего движения центра шлифовального круга при использовании приводов подач с некоторым перерегулированием.

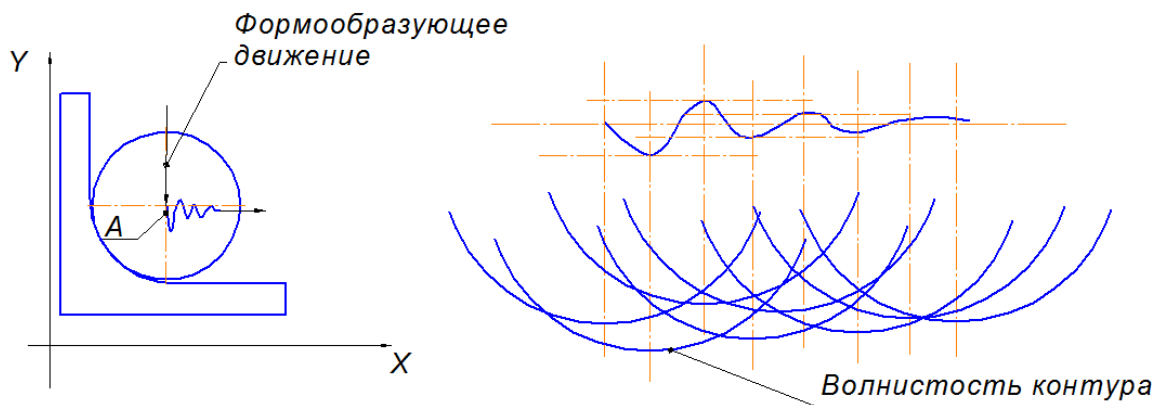


Рисунок 4 – Образование волнистости контура детали

Ясно, что момент изменения направления движения по координатам станка (точка А траектории) провоцирует переходные процессы в приводах подач, которые при $\sigma \neq 0$ приводят к браку на поверхности детали в виде волнистости или огранки. Кроме того, анализ данного явления показывает, что процесс резания осуществляется в замкнутой упругой технологической системе, которая при определенных динамических параметрах также может провоцировать возникновение волнистости обработанной поверхности. Волнистость возникает в тех местах контура, обработка которых характеризуются переходными процессами в упругой системе при резком изменении направления вектора силы резания и его величины (силовое возбуждение), а также направления движения (кинематическое возбуждение).

Распознать причины возникновения такой волнистости можно по частоте волн или граней и скорости подачи. Как правило, волнистость, вызванная динамическими явлениями в упругой системе станка, имеет более высокую частоту колебаний.

Таким образом, к упругим системам станков, которые принимают участие в формообразующем движении, также предъявляют требование отсутствия перерегулирования. Кроме того, удовлетворить требование $\sigma = 0$ для уп-

ругих систем металлорежущих станков значительно сложнее, чем для приводов формообразующих движений.

Важное значение для оценки запаса устойчивости по кривой переходной характеристики имеет такой показатель, как затухание за период, который является относительной величиной:

$$\zeta = \frac{C_1 - C_2}{C_1} 100\%$$

Для систем металлорежущих станков обычно рекомендуется $\zeta \geq 90 \%$.

Точность обработки при шлифовании определяется упругими деформациями технологической системы, которые, зависят от силы резания.

2 ШЛИФОВАЛЬНЫЙ СТАНОК С ЧПУ ПО ТИПУ МОДЕЛИ 3М151Ф2

Круглошлифовальный полуавтомат 3М151Ф2 с ЧПУ предназначен для наружного шлифования гладких и прерывистых цилиндрических поверхностей валов с несколькими ступенями. Данный станок чаще всего используют в условиях мелкого и среднесерийного производства.

Задняя бабка снабжена механизмом, позволяющим устранять конусность на изделии. Пиноль бабки выполнена на направляющих качения. Станок обеспечивает 2-й класс точности размеров по диаметру и чистоте $Ra = 0,32$ мкм, на торцовых поверхностях — $Ra = 1,25$ мкм.

Ввод программы производится декадными переключателями. В процессе обработки осуществляется активный контроль размеров гладких шеек изделия и путевого контроль гладких и прерывистых поверхностей шеек (шлицы, шпоночные пазы)

Правка шлифовального круга в цикле производится алмазом с помощью гидрофицированного правильного прибора. Станок оснащен регулируемым приводом постоянного тока для подачи шлифовального круга, отдельно стоящей гидростанцией и баком для охлаждающей жидкости.

Таблица 1 – Технические характеристики станка 3М151Ф2

Основные параметры	
Класс точности	П
Наибольший диаметр обрабатываемого изделия, мм	200
Наибольшая длина обрабатываемого изделия, мм	700
Диаметр шлифования с прибором активного контроля, мм	20-85
Диаметр шлифования по датчику, мм	20-180
Наибольшая длина шлифования (наибольшее продольное перемещение стола), мм	700

Расстояние от оси шпинделя передней бабки до зеркала стола (высота центров), мм	125
Наибольшее количество шлифуемых по программе ступеней на заготовке за одну установку	8
Рабочий стол станка	
Наибольшая длина перемещения стола, мм	700
Ручное ускоренное перемещения стола за один оборот маховика, мм	20,4
Ручное замедленное перемещения стола за один оборот маховика, мм	5,3
Скорость перемещения стола от гидросистемы, м/мин	0,05-5,0
Шлифовальная бабка	
Шлифовальный круг	600x80x305
Частота вращения шпинделя шлифовальной бабки, об/мин	1590
Скорость резания шлифовального круга, м/с	50
Наибольшее перемещение шлифовальной бабки по винту, мм	235
Скорость быстрого подвода шлифовальной бабки, мм/мин	930-1700
Рабочие подачи шлифовальной бабки для предварительной обработки, мм/мин	0,02-0,12
Рабочие подачи шлифовальной бабки для окончательной обработки, мм/мин	0,1-0,6
Рабочие подачи шлифовальной бабки доводочные, мм/мин	0,02-0,12
Передняя бабка	
Частота вращения изделия (бесступенчатое регулирование), об/мин	50-500
Задняя бабка	
Величина отвода пиноли задней бабки от руки, мм	35
Величина отвода пиноли задней бабки от гидросистемы, мм	35

Наибольшее перемещение центра задней бабки в горизонтальной плоскости от механизма поворота пиноли, мм	0,1
Система ЧПУ	
Система программного управления	Ф2, позиционная, аналоговая, абсолютная
Программоноситель	Декадные переключатели
Число программируемых осей координат (включая прибор активного контроля размеров)	3
Число одновременно управляемых осей координат	3
Дискретность задания перемещений по оси X (шлифовальная бабка), мм	0,001
Дискретность задания перемещений по оси Z (перемещение стола), мм	0,1
Число программируемых ступеней шлифуемого вала, мм	8
Габаритные размеры и масса станка	
Габаритные размеры станка (длина x ширина x высота), мм	5400x2400x2170
Масса станка с электрооборудованием и охлаждением, кг	6500

3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПРИВОДА ПОПЕРЕЧНОЙ ПОДАЧИ ШЛИФОВАЛЬНОЙ БАБКИ

Кинематический расчет привода поперечной подачи заключается в выборе электродвигателя и в определении геометрических параметров зубчатых передач.

Мощность электродвигателя определяется с учетом всех передач в приводе по формуле [7]:

$$N_{\text{эд}} \geq \frac{N}{\eta_{\text{ч.п.}}^2 \cdot \eta_{\text{з.п.}}^2 \cdot \eta_{\text{п}}^2},$$

где $\eta_{\text{ч.п.}}$ – КПД червячной передачи; $\eta_{\text{ч.п.}} = 0,8$; $\eta_{\text{з.п.}}$ – КПД зубчатой передачи; $\eta_{\text{з.п.}} = 0,97$; $\eta_{\text{п}}$ – КПД одной пары подшипников качения; $\eta_{\text{п}} = 0,99$.

Мощность на ведущем звене винтовой передачи, необходимую для создания осевой силы Q_A , определим по следующему выражению [7]:

$$N = \frac{Q_A \cdot S}{6 \cdot 10^7 \cdot \eta}, \quad (1)$$

где S – подача, мм/мин; $S = 600$ мм/мин; η – КПД винтовой передачи.

КПД винтовой передачи определим по формуле [4]:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \varphi)}, \quad (2)$$

где β – угол наклона резьбы; $\beta = 6^\circ$; φ – угол трения резьбы; $\varphi = 6^\circ$.

Тогда по формуле (2) получим:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 6^\circ}{\operatorname{tg}(6^\circ + 6^\circ)} = 0,5.$$

где q_H – погонная нагрузка на единицу длины ролика от сил натяга, кг/см (определяется по графику на рисунке [5] в зависимости от величины перемещения δ_H по нормали к плоскости направляющей); $q_H = 50$ Н/см при $\delta_H = 5$ мкм; b – длина ролика, см; $b = 0,98$ см; z – число тел качения (роликов); $z = 16$ (принимается предварительно).

После подстановки численных значений в формулу (5) получим:

$$P_H = 1,41 \cdot 50 \cdot 0,98 \cdot 16 = 1105 \text{ Н.}$$

Вычисляем тяговое усилие на вертикальных направляющих по формуле (4):

$$Q = 4 \cdot 5 + \frac{2,8}{0,15} \cdot 0,001 \cdot 1105 = 40,6 \text{ Н.}$$

Найдем осевую силу, действующую на винт по формуле (3):

$$Q_a = 1350 + 40,6 = 1390,6$$

Вычислим мощность на ведущем звене винтовой передачи, необходимую для создания осевой силы по формуле (1):

$$N = \frac{1390,6 \cdot 600}{6 \cdot 10^7 \cdot 0,5} = 0,028$$

Следовательно, мощность электродвигателя с учетом всех передач в приводе, согласно формуле (0):

$$N_{эд} \geq \frac{0,01}{0,97^2 \cdot 0,99^2} \geq 0,012 \text{ кВт.}$$

$$N_{э.д.} \geq \frac{0,01}{0,8^2 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^2} \geq 0,1 \text{ кВт}$$

По каталогу выбираем электродвигатель СЛ-569 ОСТ 16.0.514.010 – 75 со следующими основными параметрами:

1. Номинальная мощность электродвигателя:

$$P_{\text{эд}} = 0,175 \text{ кВт.}$$

2. Максимальная частота вращения выходного вала электродвигателя: $n_{\text{эд}} = 4000 \text{ мин}^{-1}$.

Конструктивно принимаем зубчатые передачи со следующими геометрическими параметрами:

$$m = 1 \text{ мм;}$$

$$\beta = 0^\circ;$$

$$z_1 = 2; z_2 = 30;$$

$$z_3 = 2; z_4 = 40;$$

$$z_5 = 39; z_6 = 39;$$

$$z_7 = 2; z_8 = 40;$$

Определим минимальные частоты вращения каждого вала, при которых развиваются максимальные вращающие моменты по следующим выражениям:

$$n_{\text{эд}} = 4000 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_1 = 4000 \cdot \frac{2}{30} = 266,6 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_2 = 266,6 \cdot \frac{2}{40} = 13,33 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_3 = 13,33 \cdot \frac{39}{39} = 13,33 \text{ мин}^{-1}$$

Определим мощности на каждом валу с учетом потерь в каждой кинематической паре по следующим выражениям:

$$P_{\text{эд}} = 0,175 \text{ кВт.}$$

$$P_1 = P_{\text{эд}} \eta_{\text{з.п.}} \eta_{\text{п}}, \quad (6)$$

где $\eta_{з.п.}$ – КПД червячной передачи; $\eta_{з.п.} = 0,75$; $\eta_{п}$ – КПД пары подшипников качения; $\eta_{п} = 0,99$.

Тогда по формуле (6):

$$P_1 = 0,175 \cdot 0,75 \cdot 0,99 = 0,129 \text{ кВт}$$

$$P_{х.в.} = P_1 \eta_{з.п.} \eta_{п} \eta, \quad (7)$$

где η – КПД червячной передачи; $\eta = 0,75$.

Следовательно, по формуле (7):

$$P_{х.в.} = 0,14 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,5 = 0,07 \text{ кВт}.$$

$$P_{хв} = 0,129 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,5 = 0,061 \text{ кВт}$$

Определим максимальные вращающие моменты на валах:

$$T_{эд} = 9740 \cdot \frac{P_{эд}}{n_{эд}}, \quad (8)$$

где $P_{эд}$ – мощность, передаваемая выходным валом электродвигателя, кВт; $P_{эд} = 0,175$ кВт; $n_{эд}$ – частота вращения выходного вала электродвигателя, мин^{-1} ; $n_{эд} = 4000 \text{ мин}^{-1}$.

После подстановки численных значений в формулу (8) получим:

$$T_{эд} = 9740 \cdot \frac{0,15}{5000} = 0,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_{эд} = 9740 \cdot \frac{0,15}{4000} = 0,365 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_1 = 9740 \cdot \frac{P_1}{n_1}, \quad (9)$$

где P_1 – мощность, передаваемая валом I, кВт; $P_1 = 0,14$ кВт; n_1 – частота вращения вала I, мин⁻¹; $n_1 = 1000$ мин⁻¹.

Тогда по формуле (9):

$$T_1 = 9740 \cdot \frac{0,14}{1000} = 1,36 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_1 = 9740 \cdot \frac{0.129}{266.6} = 4,71 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = 9740 \cdot \frac{0.129}{200} = 6,28 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = 9740 \cdot \frac{0.129}{4000} = 0,31 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{\text{х.в.}} = 9740 \cdot \frac{P_{\text{х.в.}}}{n_{\text{х.в.}}}, \quad (10)$$

где $P_{\text{х.в.}}$ – мощность, передаваемая ходовым винтом, кВт; $P_{\text{х.в.}} = 0,07$ кВт; $n_{\text{х.в.}}$ – частота вращения ходового винта, мин⁻¹; $n_{\text{х.в.}} = 200$ мин⁻¹.

Подставив численные значения в формулу (10), получим:

$$T_{\text{х.в.}} = 9740 \cdot \frac{0,07}{200} = 3,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Конструктивно принимаем наружный диаметр резьбы ходового винта:
 $d = 24$ мм.

Выполним расчет ходового винта на износостойкость. Условие износостойкости выражается формулой [4]:

$$p = \frac{P}{\pi d z_{\text{в}}} \leq [p], \quad (11)$$

где P – осевая сила, действующая на винт, Н; $P = 711$ Н; d – наружный диаметр резьбы ходового винта, мм; $d = 24$ мм; $z_{\text{в}}$ – число витков резьбы ролика;

$z_v = 5,67$; $[p]$ - допускаемое давление, МПа; $[p] = 5 \dots 6$ МПа; p – давление между резьбами винта и ролика.

Тогда, согласно выражению (11), получим:

$$p = \frac{711}{3,14 \cdot 24 \cdot 5,67} = 1,7 \text{ МПа}.$$

Так как $p = 1,7$ МПа $< [p] = 5 \dots 6$ МПа, следовательно условие износостойкости выполняется.

Винт, работающий на растяжение и кручение, рассчитывают на прочность по формуле [4], основанной на гипотезе наибольших касательных напряжений:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\left(\frac{4P}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{M_{\text{кр}}}{0,2 d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma_p] \quad (12)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ – эквивалентное (приведенное) напряжение для винта, МПа; $[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение на растяжение для винта, МПа; P – осевая сила, действующая на винт, Н; $P = 711$ Н; $M_{\text{кр}}$ – момент на ходовом винте, Н*м; d_1 – внутренний диаметр резьбы ходового винта, мм; $d_1 = 21,5$ мм.

Момент на ходовом винте вычислим по формуле [4]:

$$M_{\text{кр}} = \frac{Pt}{2\pi\eta}, \quad (13)$$

где P – осевая сила, действующая на винт, Н; $P = 711$ Н; t – шаг резьбы ходового винта, м; $t = 0,002$ м; η - КПД винтовой передачи; $\eta = 0,5$.

Тогда по формуле (13):

$$M_{\text{кр}} = \frac{711 \cdot 0,002}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,5} = 0,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Допускаемое напряжение на растяжение для винта определим по формуле [4]:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{3}, \quad (14)$$

где σ_T – предел текучести материала винта, МПа; $\sigma_T = 1280$ МПа.

Тогда по формуле (14):

$$[\sigma_p] = \frac{1280}{3} = 427 \text{ МПа}.$$

После подстановки численных значений в формулу (12) получим:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 711}{3,14 \cdot 21,5^2}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{0,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 21,5^3}\right)^2} = 2 \text{ МПа}.$$

Так как $\sigma_{\text{эКВ}} = 2 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 427 \text{ МПа}$, следовательно условие прочности выполняется.

Выполним расчет ходового винта на устойчивость (продольный изгиб) по формуле [4]:

$$P \leq \frac{\pi^2 EJ}{[n_y] \cdot (\mu l)^2}, \quad (15)$$

где P – осевая сила, действующая на винт, Н; $P = 711$ Н; E – модуль продольной упругости материала винта, МПа; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; J – приведенный (или условный) момент инерции сечения винта, мм^4 ; $[n_y]$ – допускаемый коэффициент запаса устойчивости; $[n_y] = 4$ для вертикального винта; μ – коэффициент приведения длины винта, зависящий от типа его опорных закреплений; $\mu = 2$ при одной жесткой опоре (заделке); l – свободная длина винта, мм; $l = 130$ мм; μl – приведенная длина винта.

Приведенный момент инерции сечения винта вычислим по эмпирической формуле [4]:

$$J = \frac{\pi d_1^4}{64} \cdot \left(0,4 + 0,6 \cdot \frac{d}{d_1} \right), \quad (16)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы ходового винта, мм; $d_1 = 21,5$ мм; d – наружный диаметр резьбы ходового винта, мм; $d = 24$ мм.

Следовательно, по формуле (16):

$$J = \frac{3,14 \cdot 21,5^4}{64} \cdot \left(0,4 + 0,6 \cdot \frac{24}{21,5} \right) = 11214,83 \text{ мм}^4.$$

Подставив численные значения в формулу (15), получим:

$$P \leq \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 11214,83}{4 \cdot (2 \cdot 130)^2} = 859 \cdot 10^2 \text{ Н}.$$

Так как $P = 711 \text{ Н} < 859 \cdot 10^2 \text{ Н}$, следовательно условие устойчивости выполняется.

4 СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДОМ ПОПЕРЕЧНОЙ ПОДАЧИ ШЛИФОВАЛЬНОЙ БАБКИ

В круглошлифовальном станке с ЧПУ, кинематическая схема которого приведена на рисунке 5, автоматическая рабочая подача шлифовальной бабки осуществляется от регулируемого электродвигателя постоянного тока МЗ через червячные пары 2/30 и 2/40 (при включении электромагнитной муфты М1), конические колеса 39/39, червячную пару 2/40 и передачу винт-гайка качения Х. Частота вращения выходного вала электродвигателя контролируется тахогенератором ТГ. Изменение величины поперечной подачи шлифовальной бабки происходит по команде датчика положения.

Функциональная схема САУ приводом поперечной подачи приведена на рисунке 7, на котором приняты следующие обозначения: У – усилитель; ТП – тиристорный преобразователь; ДПТ – электродвигатель постоянного тока; КП – коробка подач; ВП – передача винт-гайка качения; ШБ – шлифовальная бабка; ТГ – тахогенератор; ДОП датчик положения; U_z – напряжение, соответствующее заданному перемещению (подаче) шлифовальной бабки; ΔU – напряжение, обеспечивающее в установившемся движении угловую скорость выходного вала двигателя; $U_{вх}$ – напряжение на входе сравнивающего устройства; U – напряжение на выходе сравнивающего устройства; U_d – напряжение на входе двигателя постоянного тока; ω_d – угловая скорость выходного вала двигателя; ω_n – угловая скорость выходного вала коробки подач; y – фактическое перемещение (подача) шлифовальной бабки; $U_{тг}$ – напряжение, поступающее от тахогенератора; U_{oc} – напряжение поступающее от датчика положения.

Таким образом САУ имеет два замкнутых контура; один – по скорости через тахогенератор ТГ (на рисунке 7 выделен штриховой линией), другой по положению – через датчик обратной связи ДОП [6].

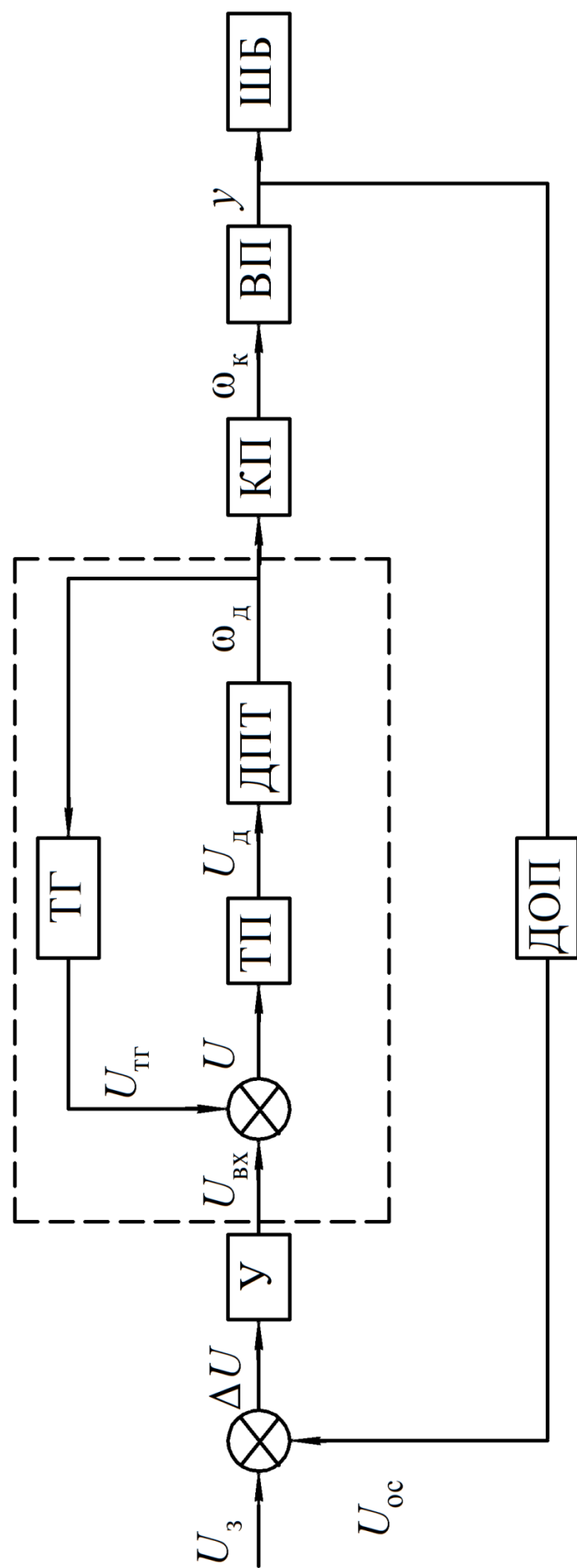


Рисунок 7–Функциональная схема САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки

5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОЙ ФУНКЦИИ САУ

Для определения передаточной функции САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки необходимо найти передаточные функции всех входящих в нее элементов.

Передаточная функция усилителя У, представленного безоперационным звеном, имеет вид:

$$W_1(S) = \frac{U_{\text{вх}}(S)}{\Delta U(S)} = k_1, \quad (1)$$

где k_1 – коэффициент усиления.

Передаточная функция тиристорного преобразователя ТП:

$$W_2(S) = \frac{U_d(S)}{U(S)} = k_2, \quad (2)$$

где k_2 – коэффициент усиления тиристорного преобразователя.

Электродвигатель постоянного тока ДПТ с учетом электромагнитных процессов описывается дифференциальным уравнением [5]:

$$T_e T_m \frac{d^2 \omega_d}{dt^2} + T_m \frac{d\omega_d}{dt} + \omega_d = k_d U_d, \quad (3)$$

где T_e, T_m – электромагнитная и электромеханическая постоянная времени соответственно; k_d – коэффициент передачи двигателя.

Введем обозначение:

$$\left. \begin{aligned} T_e T_m &= T_{d1}^2; \\ T_m &= T_{d2}; \\ d/dt &= S; \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где, T_{d1} и T_{d2} – постоянные времени двигателя; S – оператор дифференцирования.

Тогда с учетом (4) уравнение (3) примет вид:

$$T_{d1}^2 S^2 \omega_d + T_{d2} S \omega_d + \omega_d = k_d U_d, \quad (5)$$

Из уравнения (5) передаточную функцию электродвигателя постоянного тока:

$$W_d(s) = \frac{\omega_d(s)}{U_d(s)} = \frac{k_d}{T_{d1}^2 S^2 + T_{d2} S + 1} \quad (6)$$

Передаточная функция коробки подач КП:

$$W_3(s) = \frac{\omega_k(s)}{\omega_d(s)} = k_3, \quad (7)$$

где k_3 – коэффициент передачи (передаточное отношение коробки подач).

Передаточная функция ходового винта [5]:

$$W_4(s) = \frac{y(s)}{\omega_k(s)} = k_4, \quad (8)$$

где k_4 – коэффициент передачи.

$$k_4 = \frac{t_{xb}}{2\pi}, \quad (9)$$

где t_{xb} – шаг ходового винта.

Передаточная функция датчика положения ДОП:

$$W_5 = \frac{U_{oc}(s)}{y(s)} = k_5, \quad (10)$$

где, k_5 – коэффициент передачи.

Передаточная функция тахогенератора ТГ:

$$W_6(s) = \frac{U_{тг}(s)}{\omega_d(s)} = k_6, \quad (11)$$

где, k_6 – коэффициент передачи тахогенератора.

Уравнение обратной связи:

$$\left. \begin{aligned} U(t) &= U_{bx}(t) - U_{тг}(t) - \text{по скорости} \\ \Delta U(t) &= U_3(t) - U_{oc}(t) - \text{по положению} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Составляем структурную САУ (рисунок 8).



В общем случае передаточная функция САУ с обратной связью имеет вид [5]:

$$W(s) = \frac{W_p(s)}{1 + W_p(s)}, \quad (13)$$

где $W_p(s)$ – передаточная функция разомкнутой САУ.

Найдем передаточную функцию по скорости разомкнутого контура, используя правило преобразования структурных схем [6]:

$$W_{pc}(s) = W_2(s)W_d(s)W_6(s) = \frac{k_2 k_d k_6}{T_{d1}^2 s^2 + T_{d2} s + 1}, \quad (14)$$

Передаточная функция замкнутого по скорости контура:

$$W_{zc}(s) = \frac{k_2 k_d k_6}{T_{d1}^2 s^2 + T_{d2} s + 1 + k_2 k_d k_6} \quad (15)$$

Найдем передаточную функцию контура, разомкнутого по положению:

$$W_{pn}(s) = W_1(s)W_{zc}(s)W_3(s)W_4(s)W_5(s) \quad (16)$$

Или

$$W_{pn}(s) = \frac{k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_5 k_6}{T_{d1}^2 s^2 + T_{d2} s + 1 + k_2 k_d k_6} \quad (17)$$

Найдем передаточную функцию замкнутого по положению контура:

$$W_{zp}(s) = \frac{k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_5 k_6}{T_{d1}^2 s^2 + T_{d2} s + 1 + k_2 k_d k_6 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_5 k_6} \quad (18)$$

Таким образом, выражение (18) представляет собой передаточную функцию САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки.

Полученная математическая модель САУ позволяет определить такие показатели качества системы, как быстродействие и устойчивость и точность.

6 ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ САУ

Уравнение замкнутого контура обратной связи по положению для привода поперечной подачи шлифовальной бабки имеет вид:

$$\Delta U_t = U_3(t) - U_{oc}(t),$$

где ΔU_t выражает ошибку работы привода.

В общем случае передаточная функция САУ по ошибке (погрешности) имеет вид [5,6]:

$$W_0(s) = \frac{1}{W_p(s)} \quad (19)$$

В нашем случае имеем

$$W_0(s) = \frac{\Delta U(s)}{U_3(s)} = \frac{1}{W_{pn}(s)} \quad (20)$$

Подставив выражение (17) в уравнение (20) и приведя преобразование, получим:

$$W_0(s) = \frac{T_{d1}^2 s^2 + T_{d2} s + 1 + k_2 k_d k_6}{T_{d1}^2 s^2 + T_{d2} s + 1 + k_2 k_d k_6 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_5 k_6} \quad (21)$$

Передаточная функция замкнутой САУ по погрешности (выражение(21)) характеризует точность работы и имеет большое значение при оценке качества САУ.

7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕХОДНОЙ ФУНКЦИИ САУ

Передаточная функция САУ приводом поперечной подачи согласно (18) имеет вид:

$$W_{\text{зп}}(s) = \frac{k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_5 k_6}{T_{\text{д1}}^2 s^2 + T_{\text{д2}} s + 1 + k_2 k_d k_6 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_5 k_6}$$

Характеристическое уравнение замкнутой САУ:

$$T_{\text{д1}}^2 s^2 + T_{\text{д2}} s + 1 + k_2 k_d k_6 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_5 k_6 = 0 \quad (22)$$

Введем обозначения:

$$\left. \begin{aligned} C_0 &= T_{\text{д1}}^2 \\ C_1 &= T_{\text{д2}} \\ C_2 &= 1 + k_2 k_d k_6 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_5 k_6 \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Подставив (23) в уравнение (22), получим:

$$C_0 s^2 + C_1 s + C_2 = 0 \quad (24)$$

где $C_0 C_1 C_2$ – коэффициенты характеристического уравнения замкнутой САУ.

Уравнение (24) имеет два комплексно сопряженных корня с отрицательной вещественной частью, которые могут быть записаны в следующем виде:

$$s_{1,2} = -\alpha \pm i\omega$$

где,

$$\left. \begin{aligned} -\alpha &= -\frac{T_{\text{д2}}}{2T_{\text{д1}}^2} \\ \omega &= \frac{1}{T_{\text{д1}}} \sqrt{1 - \frac{T_{\text{д2}}^2}{4T_{\text{д1}}^2}} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Переходный процесс в колебательном звене в общем виде может быть выражен следующим образом [6]:

$$x_{\text{вых}}(t) = A e^{-\alpha t} \sin(\omega t + \varphi) + x_{\text{уст}} \quad (26)$$

Так как $x_{\text{уст}} = kU_z$, то при нулевых начальных условиях получим:

$$\left. \begin{aligned} A &= -kU_3 \sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{\alpha}\right)^2} \\ \varphi &= \arctg \frac{\omega}{\alpha} \end{aligned} \right\}, \quad (27)$$

где $k=k_1k_2k_3k_4k_5k_6$.

Подставив (27) в уравнение (26), получим:

$$x_{\text{вых}}(t) = kU_3 \left[1 - \sqrt{1 + \frac{\omega^2}{\alpha^2}} e^{-\alpha t} \sin(\omega t + \arctg \frac{\omega}{\alpha}) \right] \quad (28).$$

Выражение (28) характеризует колебательный процесс с затуханием, определяемым α и частотой ω , и стремящейся к установившемуся значению $kU_3 \rightarrow \infty$.

Внешнее возмущающее воздействие (входная величина U_3) может описываться уравнением вида:

$$U_3(t) = U_3 \cdot 1(t) = \text{const}, \quad (29)$$

где U_3 – напряжение, соответствующее заданному перемещению (подаче) шлифовальной бабки; $1(t)$ – единичная функция.

Выражение (29) представляет собой ступенчатую функцию. Такой характер внешнего воздействия наиболее часто возникает при обработке деталей резанием, например, в момент разного изменения глубины резания.

После подстановки (29) в (28) окончательно получим:

$$y(t) = kU_3(t) \left[1 - \sqrt{1 + \frac{\omega^2}{\alpha^2}} e^{-\alpha t} \sin(\omega t + \arctg \frac{\omega}{\alpha}) \right] \quad (30)$$

Уравнение (30) представляет собой переходную функцию САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки при ступенчатом входном воздействии.

Полученные переходные характеристики при различных значениях постоянных времени электродвигателя приведены на рисунках 9-15.

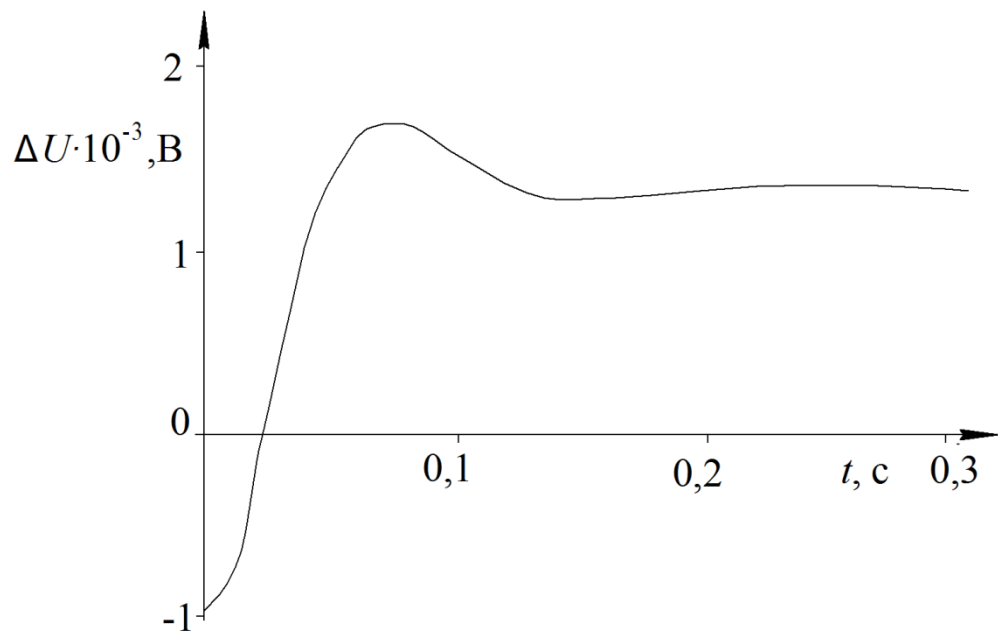


Рисунок 9 – Переходный процесс при $T_e=0,02$, $T_m=0,1$

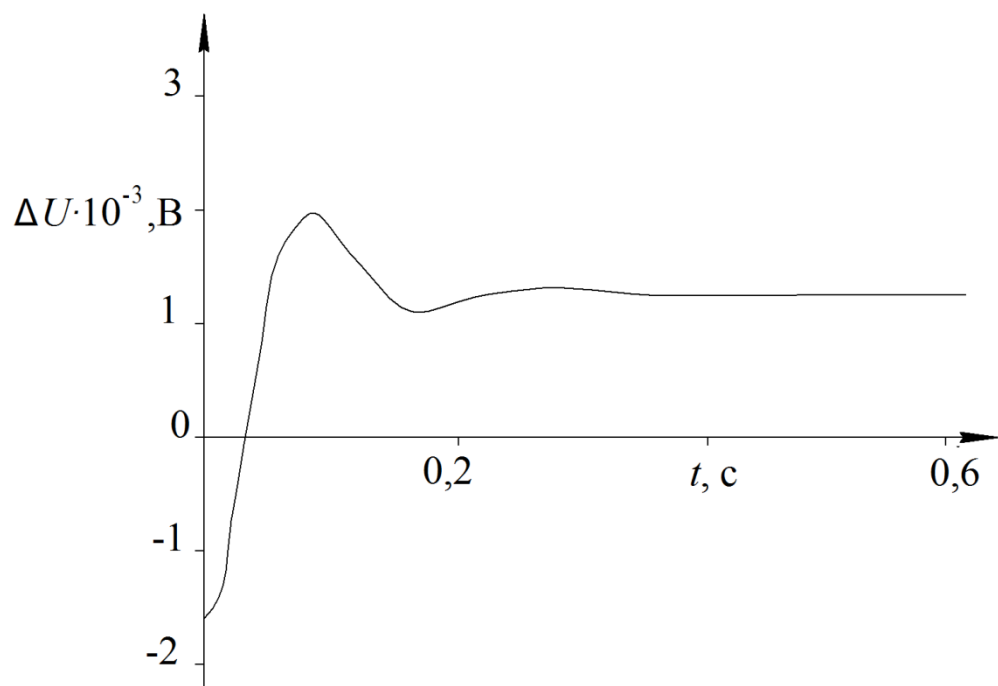


Рисунок 10 – При $T_e=0,03$, $T_m=0,1$

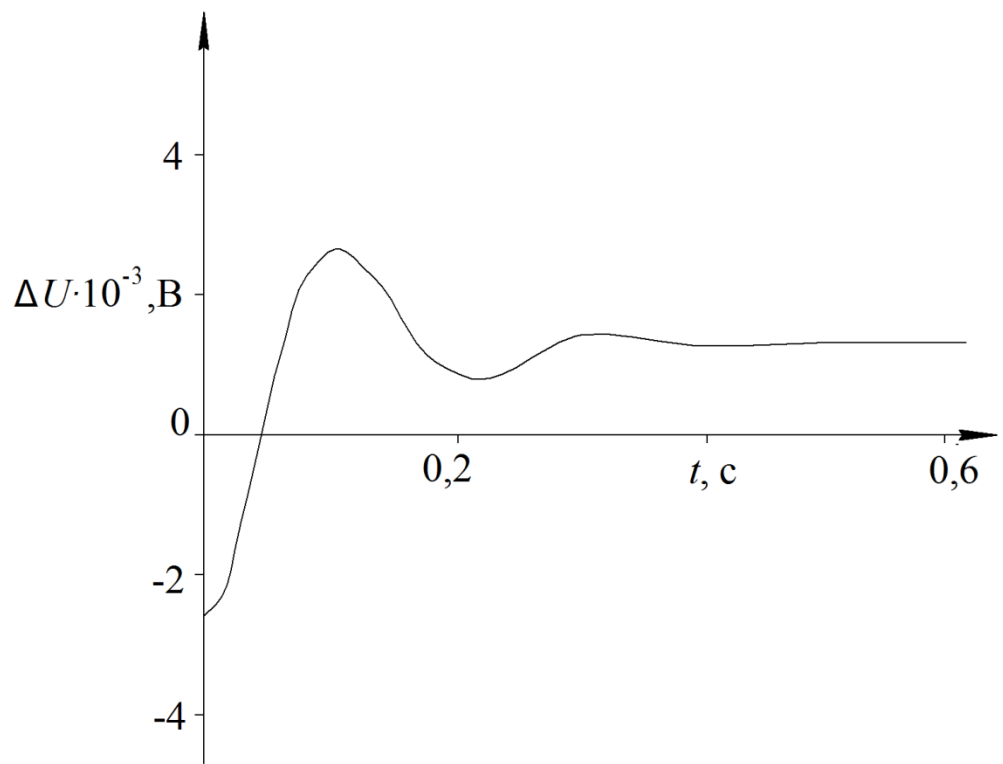


Рисунок 11 – При $T_e=0,05$, $T_m=0,1$

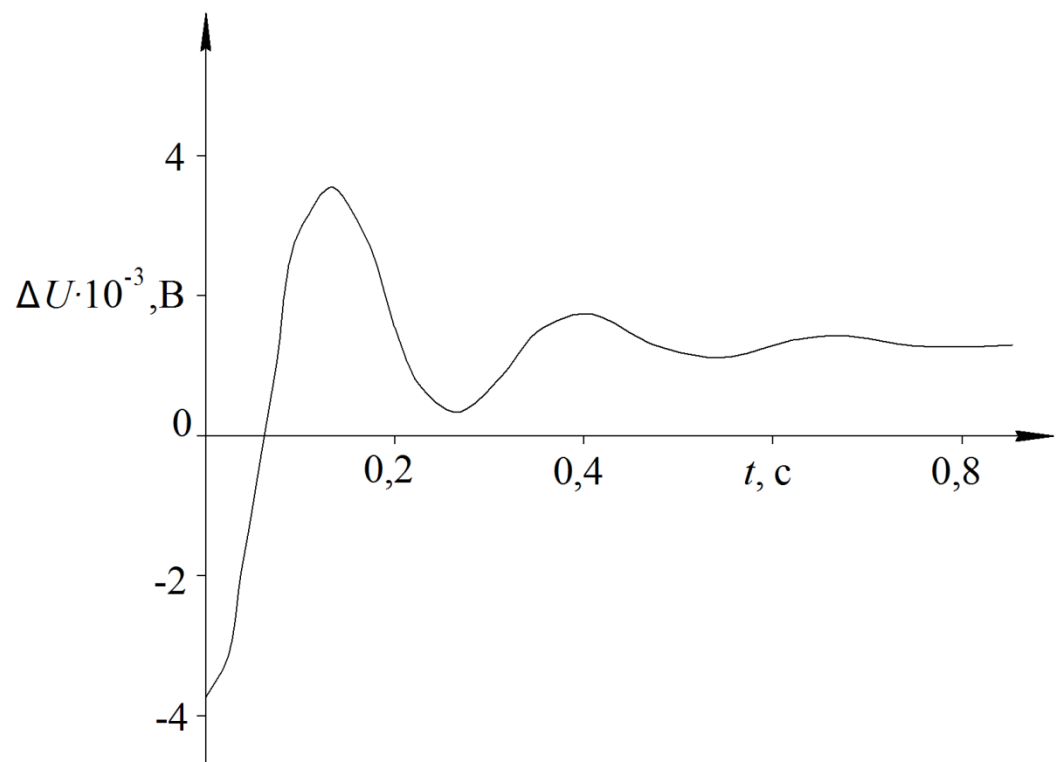


Рисунок 12 – При $T_e=0,08$, $T_m=0,1$

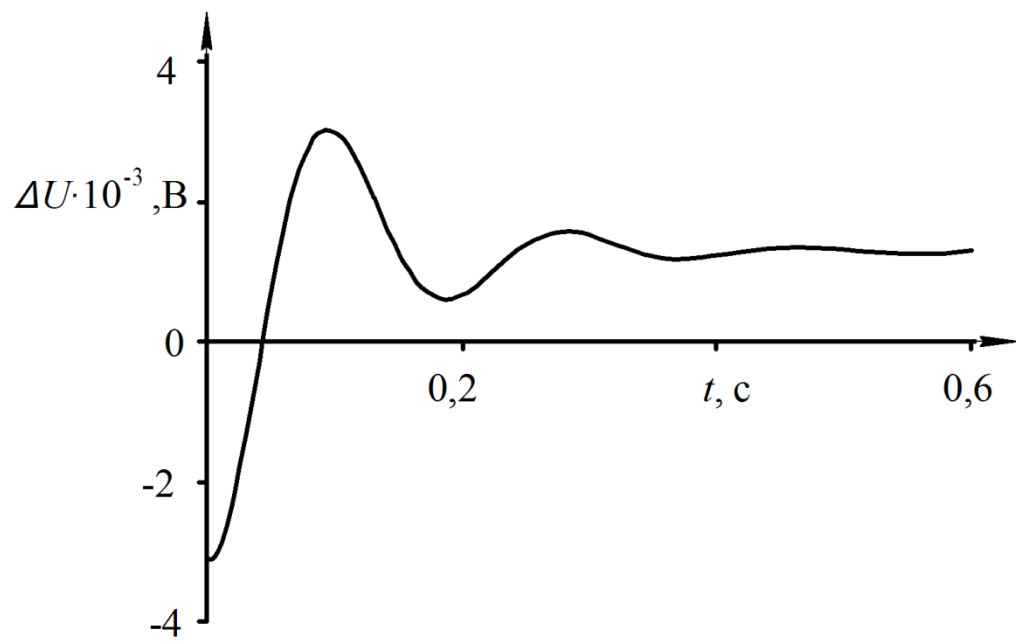


Рисунок 13 – При $T_e=0,05$, $T_m=0,08$

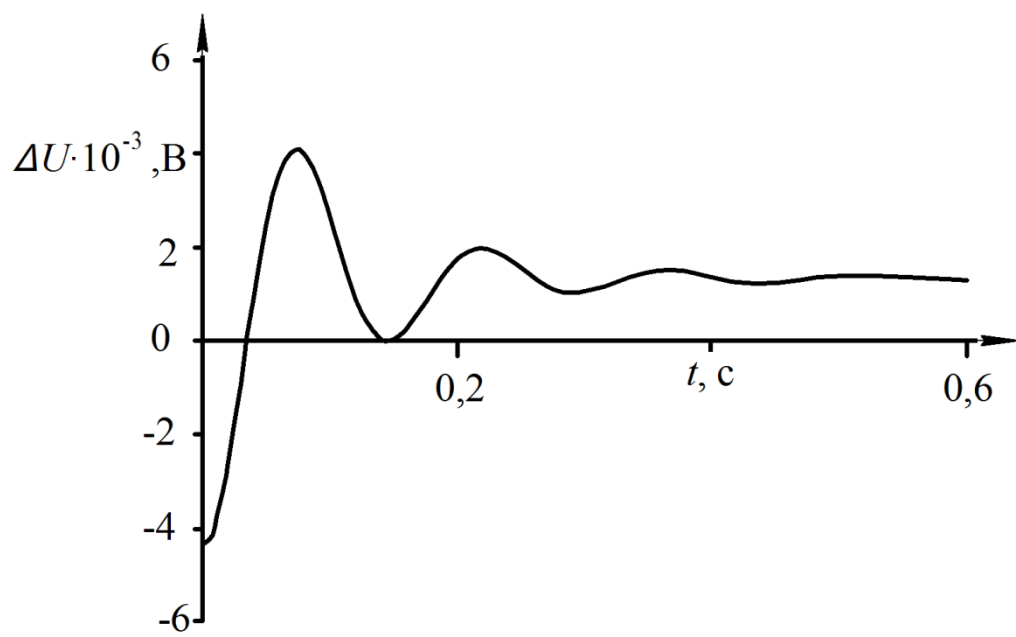


Рисунок 14 – При $T_e=0,05$, $T_m=0,05$

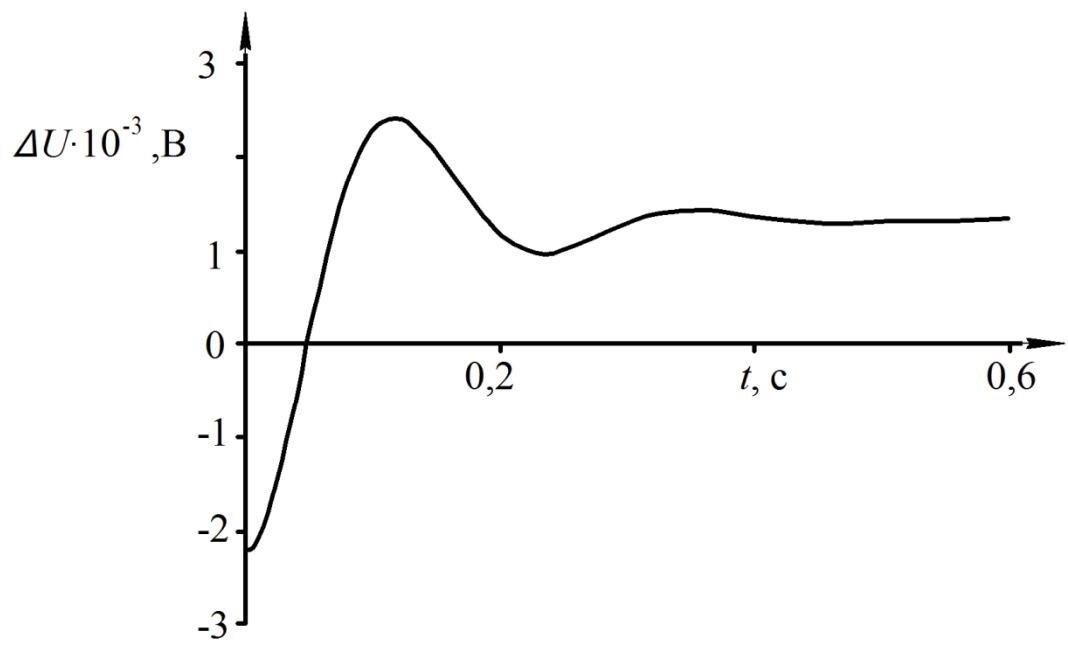


Рисунок 15 – При $T_e=0,05$, $T_m=0,12$

8 ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА САУ

К динамическим показателям качества САУ относятся следующие:

1. Относительное перерегулирование.
2. Затухание за период.
3. Комплексный показатель качества.

Относительное перерегулирование можно определить по формуле:

$$\delta = \frac{y_{max} - y_{уст}}{y_{уст}} \cdot 100\%$$

Затухание за период:

$$\zeta = \frac{C_1 - C_2}{C_1} \cdot 100\%$$

где C_1 и C_2 амплитуды переходной характеристики САУ; δ и ζ – динамические показатели качества переходной характеристики САУ (динамические показатели САУ).

Комплексный показатель качества САУ определяется из выражения:

$$A = \frac{y_{max}}{y_{уст}} t_{п},$$

где y_{max} – максимальное значение выходной величины; $y_{уст}$ – установившееся значение выходной величины; $t_{п}$ – время переходного процесса.

Зависимости быстродействия САУ от значений постоянных времени электродвигателя приведены на рисунках 16-17, а полученные значения показателей качества – на рисунках 18-23.

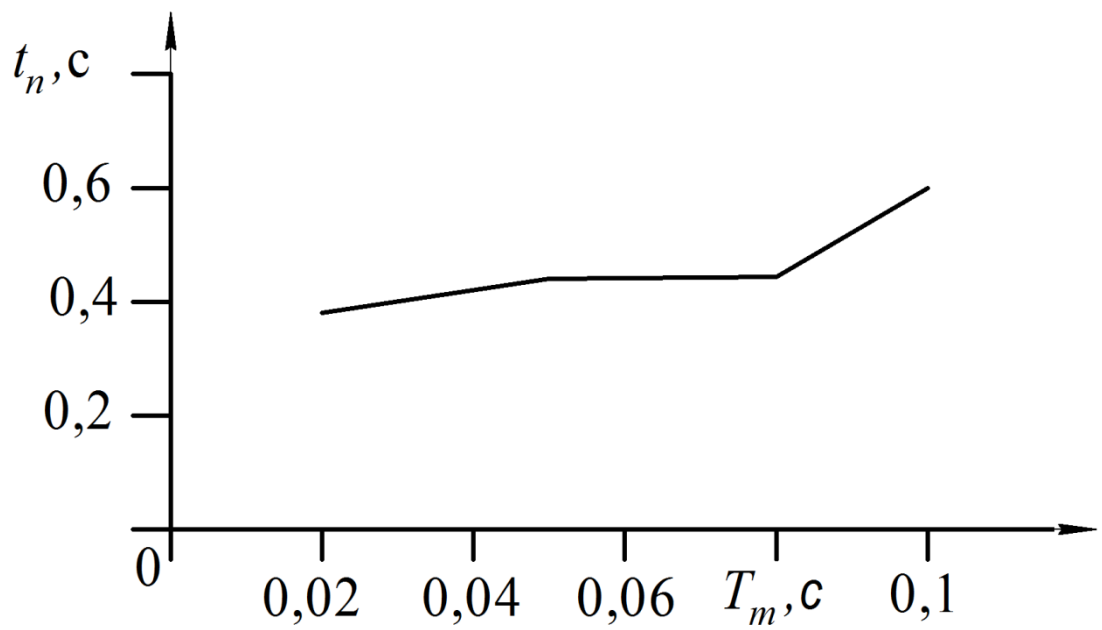


Рисунок 16 – Зависимость быстродействия САУ от электромеханической постоянной времени электродвигателя

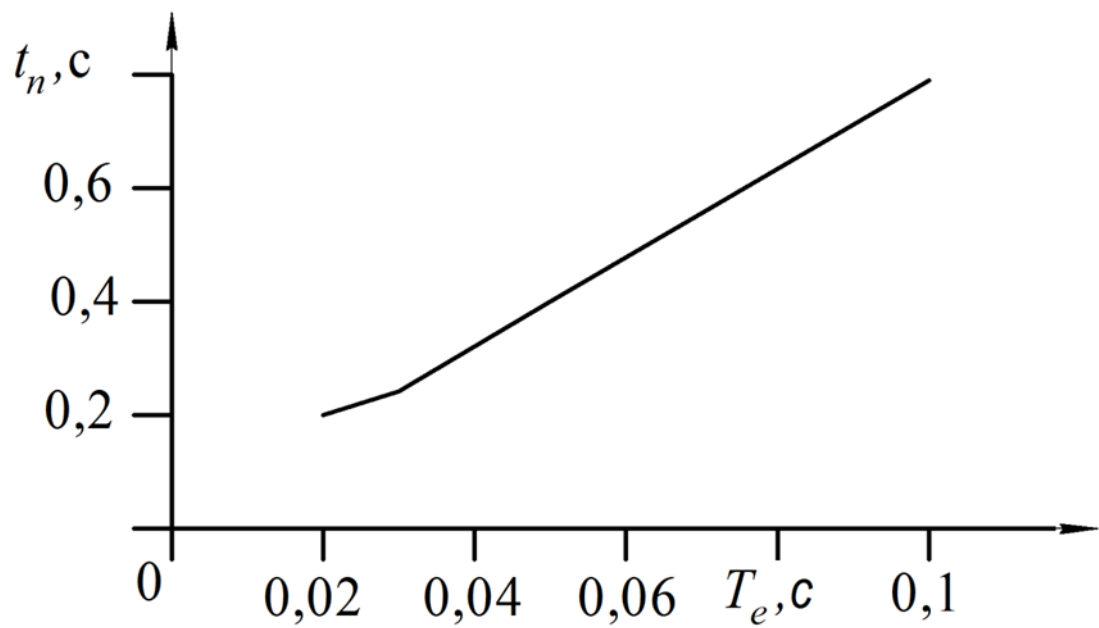


Рисунок 17 – Зависимость быстродействия САУ от электромагнитной постоянной времени электродвигателя

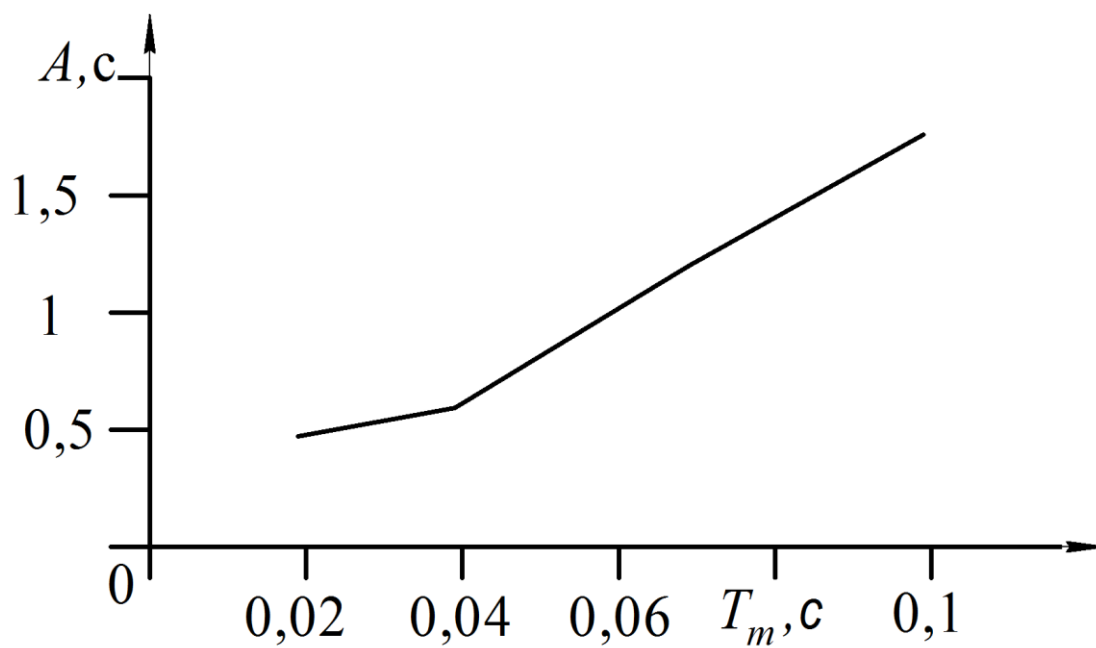


Рисунок 18 – Зависимость комплексного показателя качества САУ от электрохимической постоянной времени электродвигателя

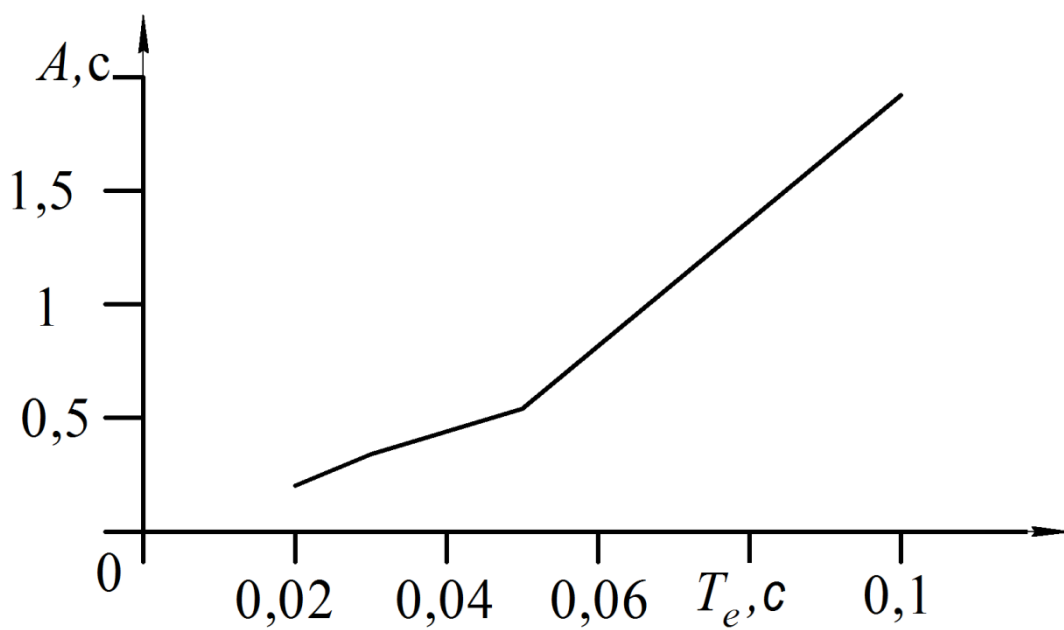


Рисунок 19 – Зависимость комплексного показателя качества САУ от электромагнитной постоянной времени электродвигателя

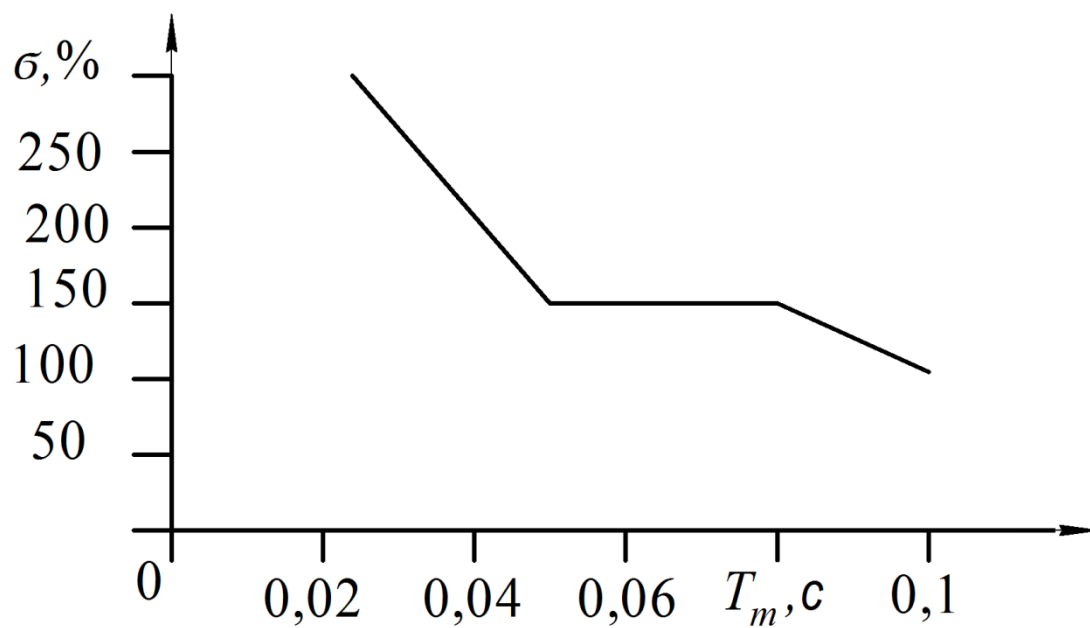


Рисунок 20 – Зависимость перерегулирования от электромеханической постоянной времени электродвигателя

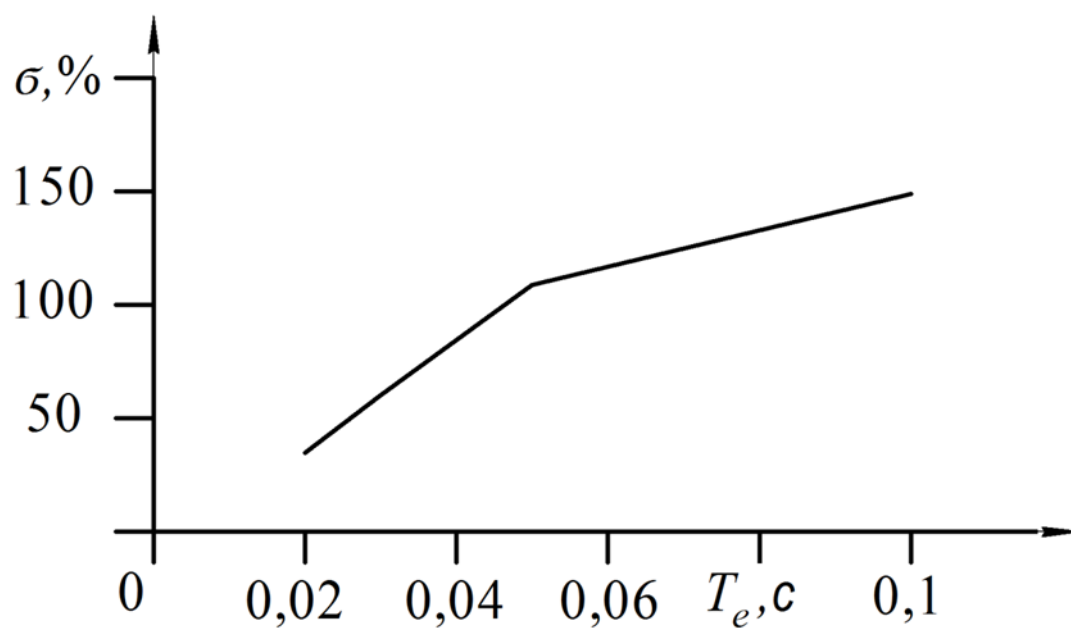


Рисунок 21 – Зависимость перерегулирования от электромагнитной постоянной времени электродвигателя

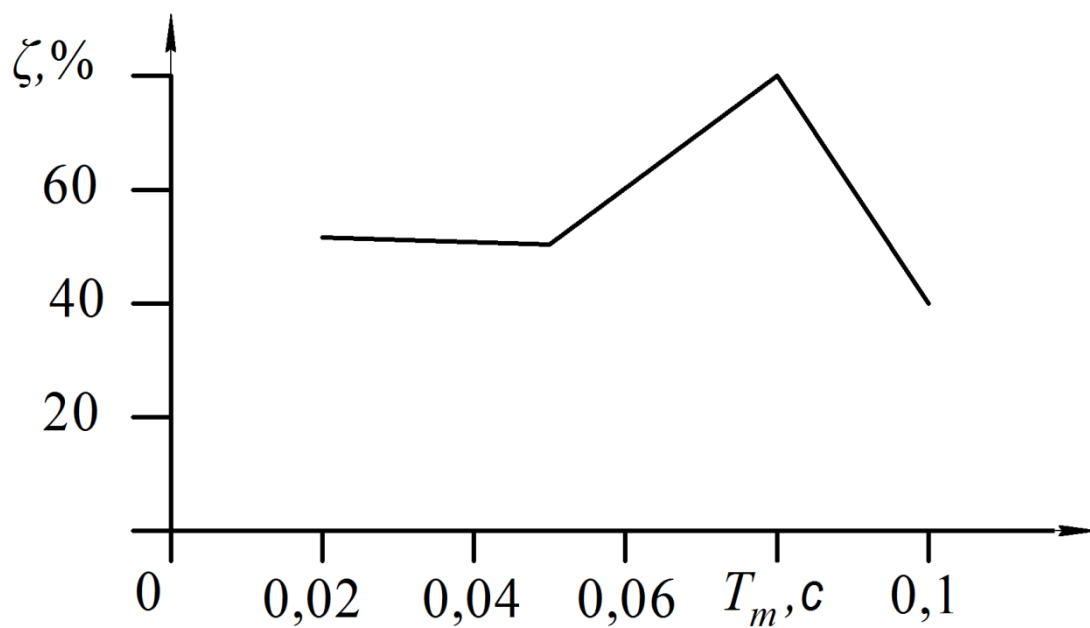


Рисунок 22 – Зависимость затухания за период от электромеханической постоянной времени электродвигателя

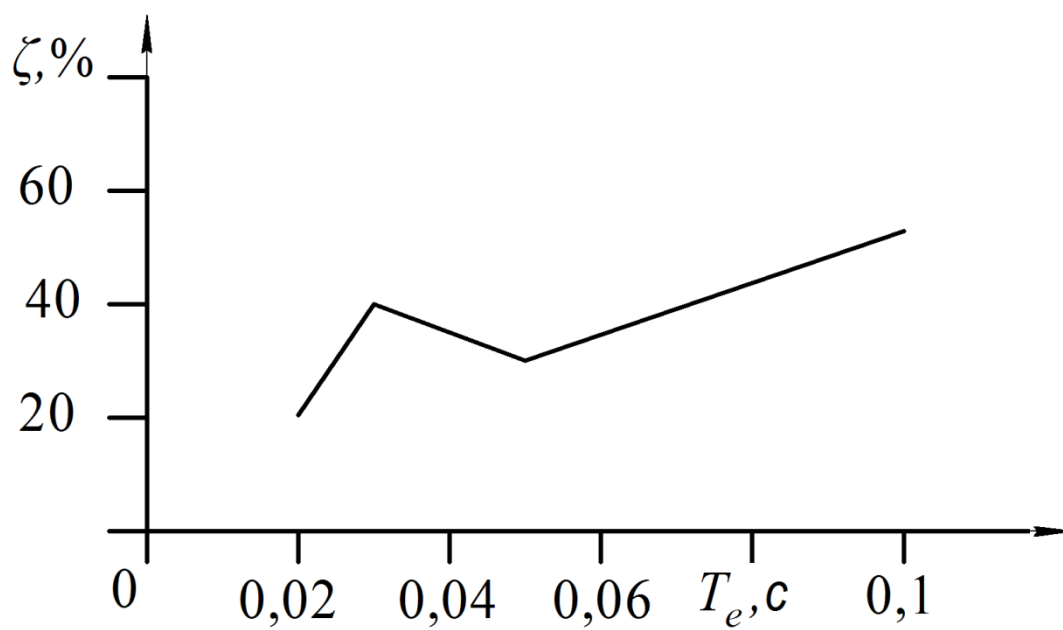


Рисунок 23 – Зависимость затухания за период от электромагнитной постоянной времени электродвигателя

9 ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА

На структурной схеме САУ (рисунок 8) тиристорный преобразователь ТП может быть представлен апериодическим звеном 1-го порядка, а электродвигатель постоянного тока ДПТ – реальным интегрирующим звеном. Следовательно, передаточная функция элементов системы (выражения (2) и (6)) будут определяться следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} W_2(s) &= \frac{U_d(s)}{U(s)} = \frac{k_{\pi}}{T_{\pi}s + 1} \\ W_d(s) &= \frac{\alpha_d(s)}{U_d(s)} = \frac{k_d}{(T_d s + 1)s} \end{aligned} \right\}, \quad (48)$$

где T_{π} и T_d – постоянные времени тиристорного преобразователя и двигателя соответственно; k_{π} – коэффициент усиления преобразователя; k_d – коэффициент передачи двигателя; α_d – угол поворота выходного вала двигателя.

С учетом (48) передаточная функция разомкнутого по скорости контура (выражение (14)) примет вид:

$$W_{3c}(s) = \frac{k_d k_{\pi} k_6}{(T_{\pi}s + 1)(T_d s + 1)s + k_d k_{\pi} k_6} \quad (50)$$

Передаточная функция контура, разомкнутого по положению (выражение (16)), с учетом (48) и (50) запишется следующим образом:

$$W_{\text{рп}}(s) = W_1(s)W_{3c}(s)W_3(s)W_4(s)W_5(s) = \frac{k_1 k_{\pi} k_d k_3 k_4 k_5 k_6}{(T_{\pi}s + 1)(T_d s + 1)s + k_d k_{\pi} k_6} \quad (51)$$

Передаточная функция замкнутой САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки:

$$W_{3\text{п}}(s) = \frac{k_1 k_{\pi} k_d k_3 k_4 k_5 k_6}{(T_{\pi}s + 1)(T_d s + 1)s + k_d k_{\pi} k_6 + k_1 k_{\pi} k_d k_3 k_4 k_5 k_6} \quad (52)$$

Характеристическое выражение (52) имеет вид:

$$T_{\pi} T_d s^3 + (T_{\pi} + T_d)s^2 + s + k_d k_{\pi} k_6 + k_1 k_{\pi} k_d k_3 k_4 k_5 k_6 = 0 \quad (53)$$

Введем обозначения:

$$\left. \begin{aligned} C_3 &= T_{\pi} T_d \\ C_2 &= T_{\pi} + T_d \\ C_1 s &= 1 \\ C_0 &= k_d k_{\pi} k_6 + k_1 k_{\pi} k_d k_3 k_4 k_5 k_6 \end{aligned} \right\} \quad (54)$$

Тогда с учетом (54) уравнение (53) примет вид:

$$C_3 s^3 + C_2 s^2 + C_1 s + C_0 s = 0 \quad (55)$$

Далее определим характер переходного процесса САУ. Так как система описывается линейным дифференциальным уравнением третьего порядка, то выбираем критерий устойчивости Вышнеградского. Данный критерий позволяет, не решая дифференциального уравнения третьего порядка, судить о характере переходных режимов. Кроме того, диаграмма Вышнеградского позволяет наглядно видеть влияние параметров САУ на ее динамические свойства.

Предварительно преобразуем уравнение (55) так, чтобы привести его к нормированной форме, предложенной И.А. Вышнеградским. Для этого введем новую переменную, связанную с s соотношением:

$$z = s \sqrt[3]{\frac{C_3}{C_0}} \quad (56)$$

В результате получим:

$$z^3 + Az^2 + Bz + 1 = 0 \quad (57)$$

$$A = \frac{C_2}{\sqrt[3]{C_0 C_3^2}} \quad (58)$$

$$B = \frac{C_2}{\sqrt[3]{C_0^2 C_3^2}} \quad (59)$$

С учетом (54) выражения (58) и (59) примут вид:

$$A = \frac{T_{\pi} + T_d}{\sqrt[3]{(k_d k_{\pi} k_6 + k_1 k_{\pi} k_d k_3 k_4 k_5 k_6) T_{\pi}^2 T_d^2}} \quad (60)$$

$$B = \frac{1}{\sqrt[3]{(k_d k_{\pi} k_6 + k_1 k_{\pi} k_d k_3 k_4 k_5 k_6)^2 T_{\pi} T_d}} \quad (61)$$

Уравнение граничной кривой на диаграмме Вышнеградского имеет вид:

$$A \cdot B = 1 \quad (62)$$

САУ устойчива, когда $A \cdot B > 1$.

По соотношению (60) и (61) можно, выбрав параметры A и B на диаграмме Вышнеградского с учетом требуемого характера переходного процесса, а также задавшись постоянными времени T_{Π} и $T_{\text{д}}$, коэффициентами k_{Π} и $k_{\text{д}}$ тиристорного преобразователя и электродвигателя постоянного тока, найти передаточное отношение k_3 коробки передач привода и/или шаг $t_{\text{хв}}$ ходового винта.

Коэффициенты k_5 и k_6 обратной связи обычно используют заранее, так как от них зависит переменная выходного звена привода, которое вызывает заданное значение входного сигнала.

В данном случае целесообразно определить передаточное отношение коробки передач, так как оно существенно влияет на динамические характеристики привода.

Пусть заданно: коэффициент усиления электронного усилителя $k_1=10$; коэффициент усиления тиристорного преобразователя $k_{\Pi}=7$; постоянная времени тиристорного преобразователя $T_{\Pi}=0,03$ с, коэффициент передачи электродвигателя постоянного тока $k_{\text{д}}=0,8$ рад/(В·с), постоянная времени двигателя $T_{\text{д}}=0,15$ с; шаг ходового винта $t_{\text{хв}}=10$ мм; коэффициент передачи тахогенератора $k_6=0.7$ рад/В; коэффициент передачи датчика положения $k_5=0.6$ мм/В.

Коэффициент передачи ходового винта вычислим по формуле (9):

$$k_4 = \frac{10}{2 \cdot 3,14} = 1.6 \frac{\text{мм}}{\text{рад}}$$

Например, если необходимо обеспечить наибольшее быстроедействие в системе, то переходный процесс должен быть затухающим колебательным с небольшим перерегулированием. Выбираем на диаграмме Вышнеградского $A=3,5$, а $B=2$.

Из соотношения (60) определим передаточное отношение коробки передач привода шлифовальной бабки:

$$k_3 = \frac{(T_{\text{п}} + T_{\text{д}})^3 - A^3 T_{\text{п}}^2 T_{\text{д}}^2 k_{\text{п}} k_{\text{д}} k_6}{A^3 T_{\text{п}}^2 T_{\text{д}}^2 k_1 k_{\text{п}} k_{\text{д}} k_4 k_5 k_6} \quad (62)$$

После подстановки численных значений в выражение (62) получим:

$$k_3 = \frac{(0,03 + 0,15)^3 - 3,5^3 \cdot 0,03^2 \cdot 0,15^2 \cdot 7 \cdot 0,8 \cdot 0,7}{3,5^3 \cdot 0,03^2 \cdot 0,15^2 \cdot 10 \cdot 7 \cdot 0,8 \cdot 1,6 \cdot 0,6 \cdot 0,7} = 0,07 = 1:14,3$$

По формулам (61) уточняем значение параметра В:

$$B = \frac{1}{\sqrt[3]{(7 \cdot 0,8 \cdot 0,7 + 10 \cdot 7 \cdot 0,8 \cdot 0,07 \cdot 1,6 \cdot 0,6 \cdot 0,7)^2 \cdot 0,03 \cdot 0,15}} = 1,72$$

Проверяем условие устойчивости:

$AB = 3,5 \cdot 1,72 = 6,02 > 1$, следовательно САУ является устойчивой.

Возможно, также определить характер переходного процесса, используя соотношения (60) и (61) и задавшись конструктивными параметрами привода.

Таким образом, полученная математическая модель, описывающая работу привода поперечной подачи шлифовальной бабки в автоматическом режиме, позволяет на стадии проектирования определить диапазон конструктивных параметров САУ, обеспечивающих заданный характер переходного процесса.

10 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ ПРИ ШЛИФОВАНИИ

В процессе шлифования возникает сила резания, радиальная составляющая P_y которой вызывает смещение инструмента и заготовки (рисунок 24).

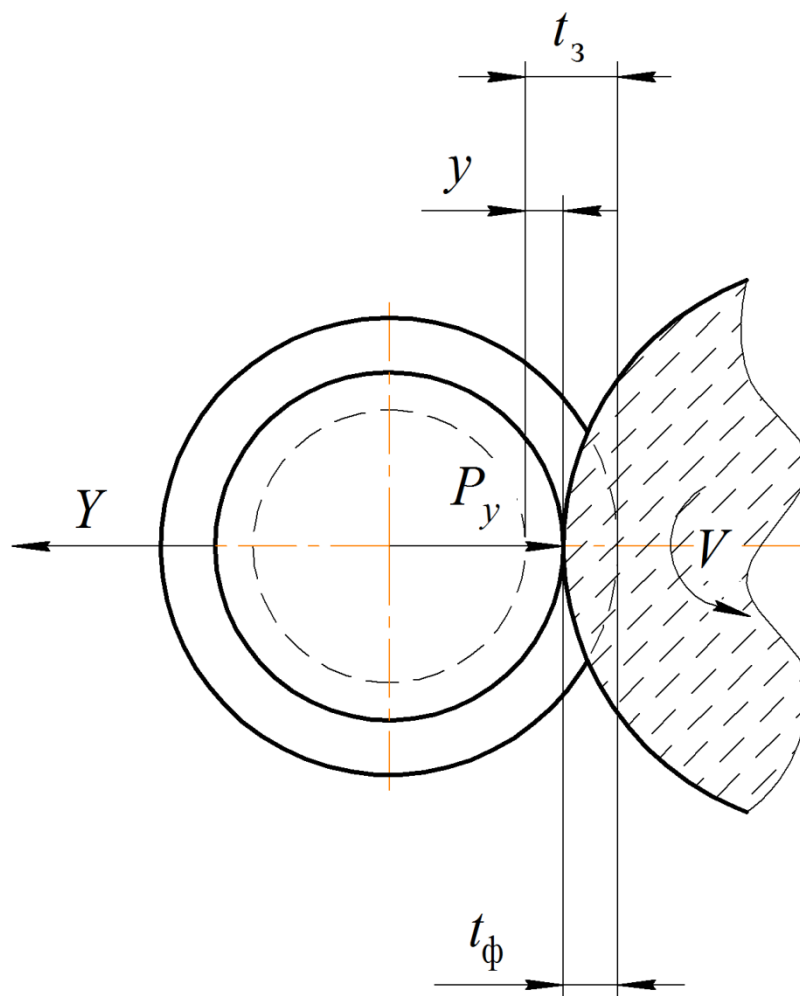


Рисунок 24 – Погрешность при круглом наружном шлифовании

Таким образом, фактическая глубина t_ϕ резания отличается от заданной t_3 на величину упругих деформация y :

$$t_\phi = t_3 - y \quad (31)$$

Изменение фактическое глубины резания вызывает, в свою очередь, изменение радиальной составляющей силы резания, которое приводит к изменению фактической глубины и т.д. Это свидетельствует о том, что техно-

логическая обрабатывающая система (ТОС) является замкнутой, а обратная связь выходной величины процесса резания (ПР) со входом осуществляется через эквивалентную упругую систему (ЭУС) (рисунок 25).

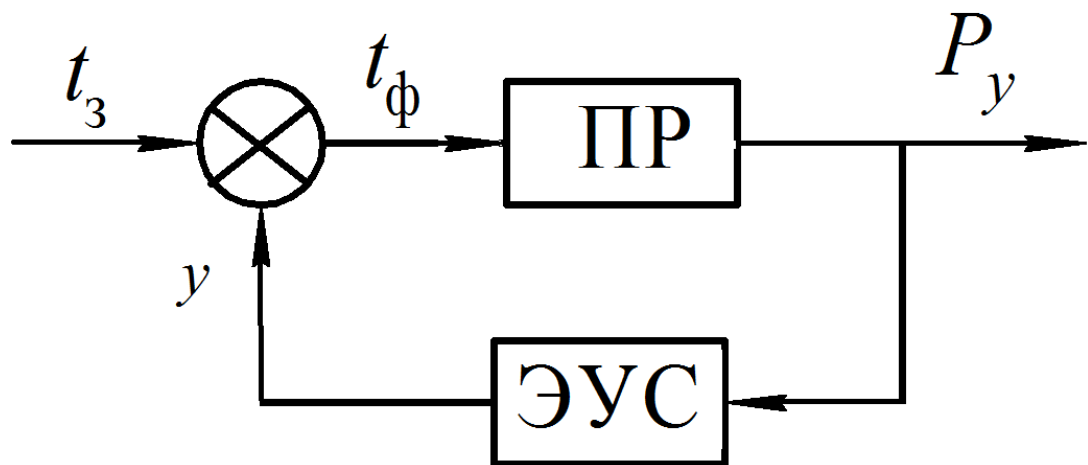


Рисунок 25 – Функциональная схема процесса шлифования в замкнутой ТОС

ЭУС может быть представлена одномассовой динамической моделью с одной степенью свободы (рисунок 26).

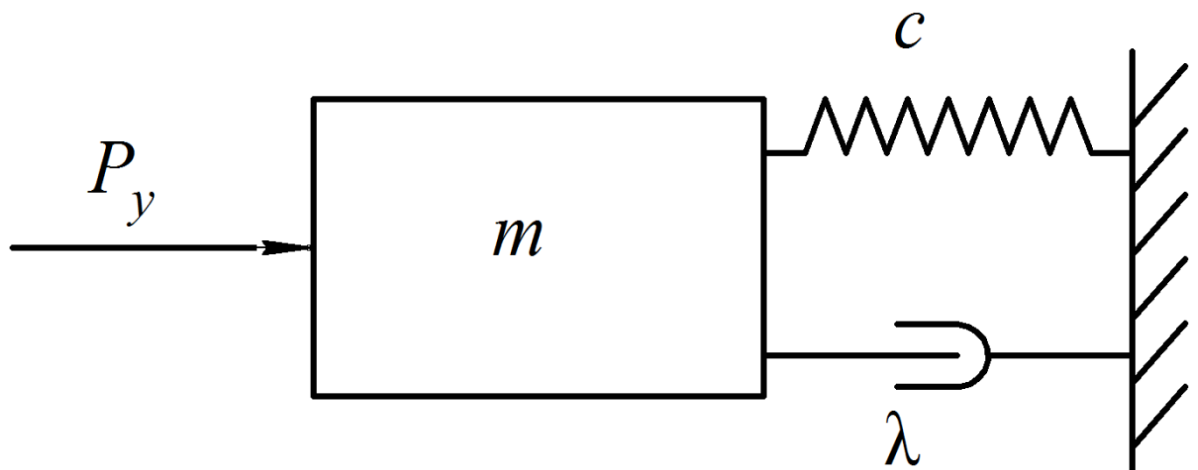


Рисунок 26 – Одномассовая динамическая система с одной степенью свободы

На рисунке 26: m – масса шлифовальной бабки и круга; c – жесткость упругой связи; λ – коэффициент вязкого трения.

Составляющая силы резания при шлифовании найдем по формулам:

$$\left. \begin{aligned} P_z &= C_p \vartheta_d^x t_\phi^y S^z \\ P_y &= 2,5 P_z \end{aligned} \right\}, \quad (32)$$

где P_z и P_y – тангенциальная и радиальная составляющие силы резания соответственно; C_p – удельные силы резания; v_d – скорость вращения заготовки; t_ϕ – глубина резания; S – подача; x, y, z – показатели степени.

Радиальная составляющая силы резания при шлифовании связана с параметрами, которые определяют элементы срезаемого слоя, следующим дифференциальным уравнением:

$$T_p \frac{dP_y}{dt} + P_y = k_p t_\phi, \quad (33)$$

где T_p – постоянная времени стружкообразования; k_p – коэффициент зависимости составляющей силы резания от глубины резания.

Считая $T_p=0$ ввиду ее малости, получим:

$$P_y = k_p t_\phi \quad (34)$$

Найдем коэффициент зависимости, используя выражение (32) для определения P_z :

$$k_p = \frac{\partial P_y}{\partial t_\phi} = 2,5 C_p \vartheta_d^x t_\phi^y S^z \quad (35)$$

Из уравнения (34) можно найти передаточную функцию процесса резания при шлифовании:

$$W_{\text{пр}}(s) = \frac{P_y(s)}{t_\phi(s)} = k_p \quad (36)$$

Дифференциальное уравнение движения шлифовальной бабки имеет вид:

$$m \frac{dy^2}{dt^2} + \lambda \frac{dy}{dt} + cy = P_y \quad (37)$$

Запишем уравнение (37) в стандартной форме:

$$\frac{m}{c} s^2 y + \frac{\lambda}{c} s y + y = \frac{1}{c} P_y, \quad (38)$$

где $s=d/dt$ – оператор дифференцирования.

Введем обозначения:

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \sqrt{\frac{m}{c}} \\ T_2 &= \frac{\lambda}{c} \\ k_{\text{эус}} &= \frac{1}{c} \end{aligned} \right\}, \quad (39)$$

где T_1 и T_2 – постоянные времени; $k_{\text{эус}}$ – коэффициент передачи ЭУС.

Тогда с учетом (39) выражение (38) примет вид:

$$T_1^2 s^2 y + T_2 s y + y = k_{\text{эус}} P_y \quad (40)$$

Из выражения (40) получим передаточную функцию ЭУС:

$$W_{\text{эус}}(s) = \frac{y(s)}{P_y(s)} = \frac{k_{\text{эус}}}{T_1^2 s^2 + T_2 s + 1} \quad (41)$$

Составляем структурную схему процесса резания при шлифовании (рисунок 27).

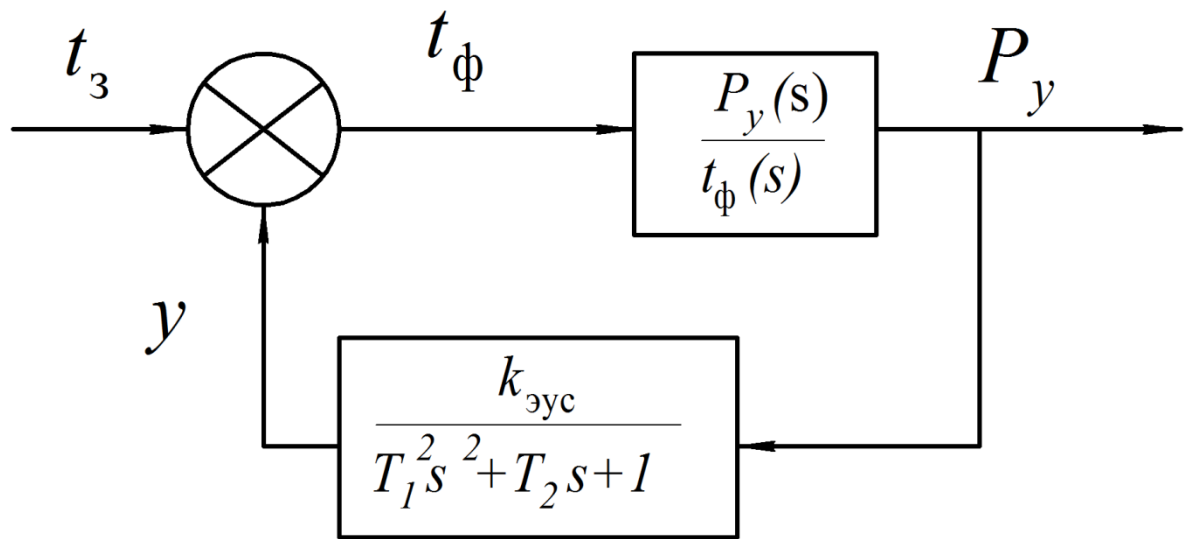


Рисунок 27 – Структурная схема процесса шлифования в замкнутой ТОС

Передаточную функцию замкнутой ТОС найдем, используя выражение (13):

$$W(s) = \frac{y(s)}{t_3(s)} = \frac{k_p k_{\text{эус}}}{T_1^2 s^2 + T_2 s + 1 + k_p k_{\text{эус}}} \quad (42)$$

Тогда характеристическое уравнение замкнутой ТОС будет иметь вид:

$$T_1^2 s^2 + T_2 s + 1 + k_p k_{\text{эус}} = 0 \quad (43)$$

Введем обозначения:

$$\left. \begin{aligned} C_0 &= T_1^2 \\ C_1 &= T_2 \\ C_2 &= 1 + k_p k_{\text{эус}} \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

С учетом (44) уравнение (43) примет вид:

$$C_0 s^2 + C_1 s + C_2 = 0, \quad (45)$$

где C_0, C_1, C_2 – коэффициенты характеристического уравнения.

Передаточная функция замкнутой ТОС может быть найдена из выражения (30) при подаче на вход системы воздействия в виде ступенчатой функции:

$$t_3(t) = t_3 \cdot 1(t) = \text{const}, \quad (46)$$

где t_3 – заданное значение глубины резания.

Тогда с учетом (46) уравнение (30) примет вид:

$$y(t) = k t_3(t) \left[1 - \sqrt{1 + \frac{\omega^2}{\alpha^2}} e^{-\alpha t} \sin \left(\omega t + \arctg \frac{\omega}{\alpha} \right) \right], \quad (47)$$

где $k = k_p k_{\text{эус}}$ – коэффициент усиления замкнутой ТОС.

Данная математическая модель позволяет получить представление о динамических процессах, происходящих при шлифовании в замкнутой ТОС. Кроме того, она позволяет получить реакцию системы во времени на изменение приведенной массы, жесткость трения в шлифовальном диапазоне, что практически невозможно на реальном оборудовании.

Математическую модель процесса шлифования в замкнутой ТОС может быть также использована и для оценки изменения упругой деформации системы при изменении заданной глубины резания.

Результаты моделирования на примере шлицевого вала приведены далее.

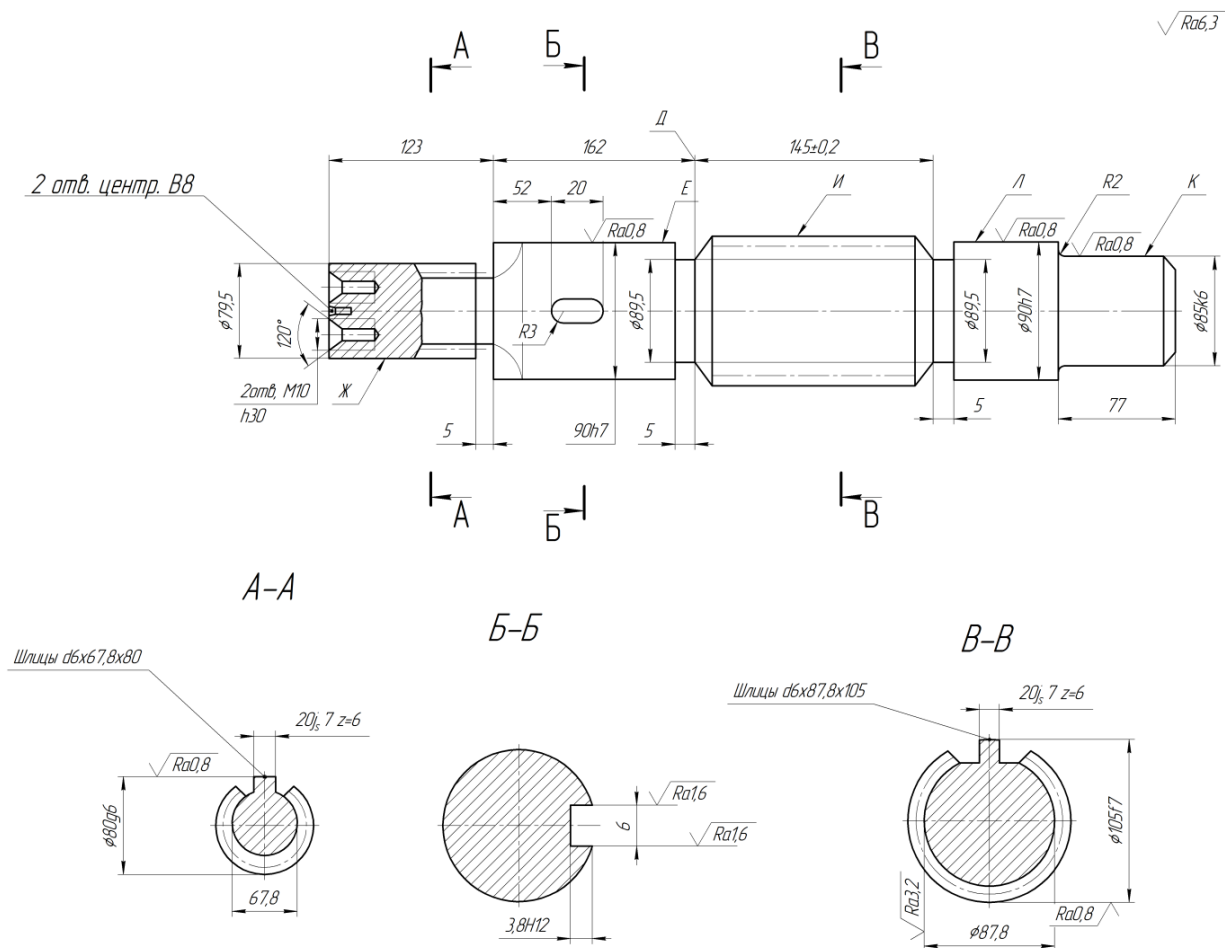


Рисунок 28 – Чертеж детали «Вал шлицевый»

Таблица 2– Технологический процесс изготовления шлицевого вала

Операция	Содержание или наименование операции	Станок, оборудование	Оснастка
005	Отрезать заготовку	Фрезерно-отрезной	Призматические тиски
010	Термическая обработка		
015	Фрезеровать торцы в размер 519±0,2 и центровать с двух сторон одновременно	Фрезерно-центровальный 2Г942	Приспособление при станке

020	Точить: шейки Ø80g6 до Ø85: Ø90h7 до Ø95 и фаски	Токарный 16K20Ф3	Вращающийся центр, поводковый патрон
025	Точить: шейки Ø80k6 до Ø90; Ø90h7 до Ø95 и фаски Точить: шейки Ø80g6 до Ø80: Ø105f7 до Ø105.5h4; прото- чить две канавки B=5	Токарный 16K20Ф3	То же
030	Точить: шейки Ø80g6 до Ø80.5h4, Ø90h6 до Ø90.5h14, фаски, канавки B=5	Токарный 16K20Ф3	То же
035	Фрезеровать шпоночный паз 6	Шпоночно-фрезерный 6930	Самоцентрирующие тиски
040	Обработать два резьбовых отвер- стия М10 на глу- бину 10	Радиально- сверлильный 2А554	Приспособление для сверления на торцах валов
045	Фрезеровать шесть шлицев в размер 20j до 87,8	Шлицефрезерный го- ризонтальный полу- автомат 5А352ПФ2	Центры, поводок
050	Фрезеровать шесть шлицев в размер 20j до Ø67,8	То же	То же
055	Зачистить за- усенцы	Механизированный верстак	
060	Шлифовать шей- ки Ø80g6, Ø90h7, Ø105f7; торец Д	Круглошлифовальный 3М151Ф2	Центры, поводок
065	Шлифовать шей- ки Ø85k6 и Ø90h7	То же	То же
070	Промыть деталь	Моечная машина	

075	Технический контроль		
080	Нанесение анти-коррозионного покрытия		

Расчет упругих деформаций при различных значениях параметра затухания колебаний ζ выполнялся с использованием математического пакета MathCad 15. Результаты расчета приведены на рисунках 29-33.

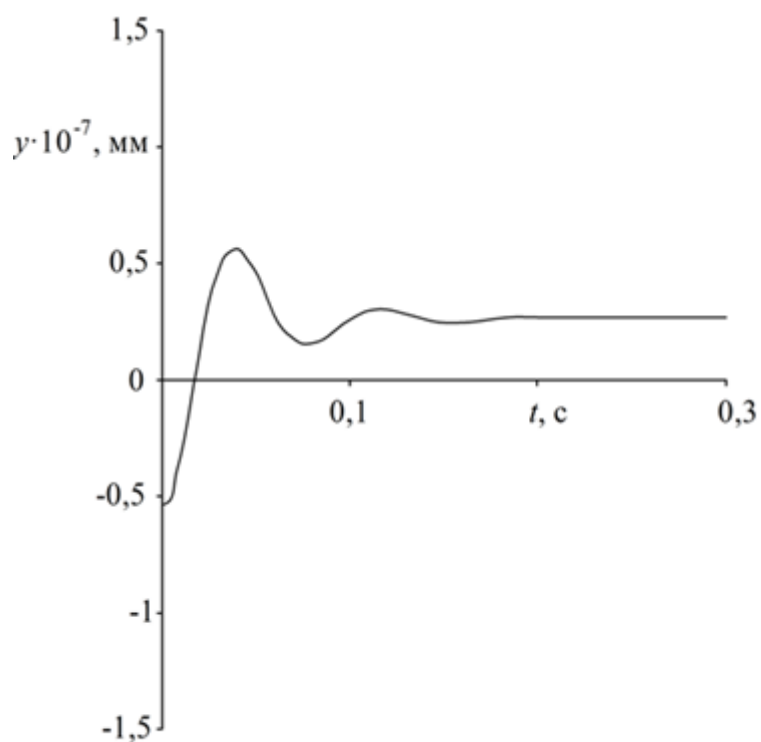


Рисунок 29 – при $\xi=0,3$

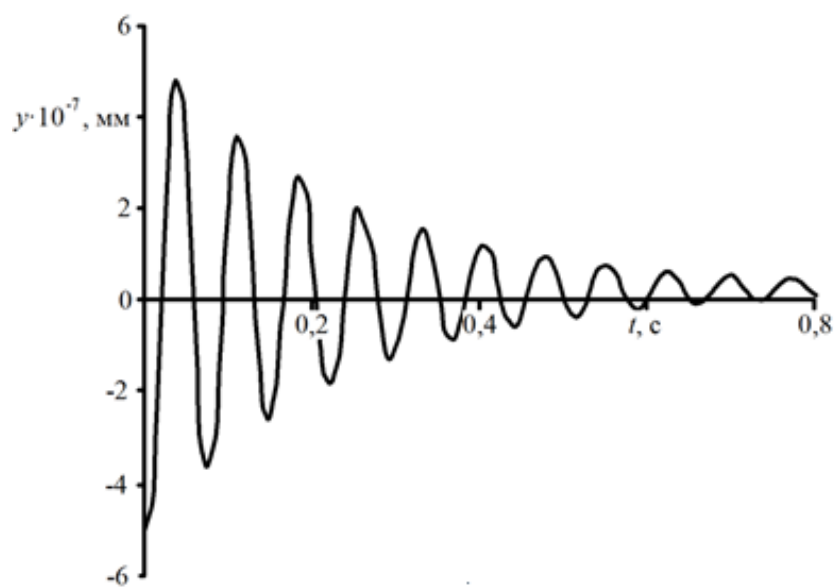


Рисунок 30 – при $\xi=0,5$

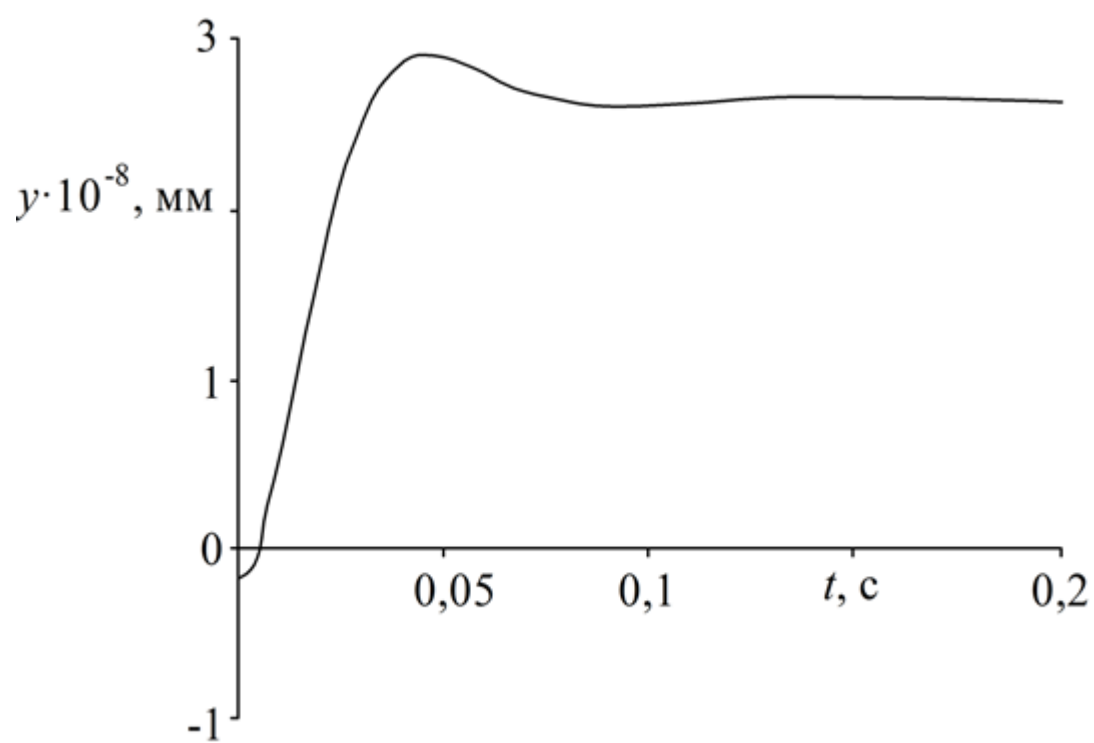


Рисунок 31 - при $\xi=0,6$

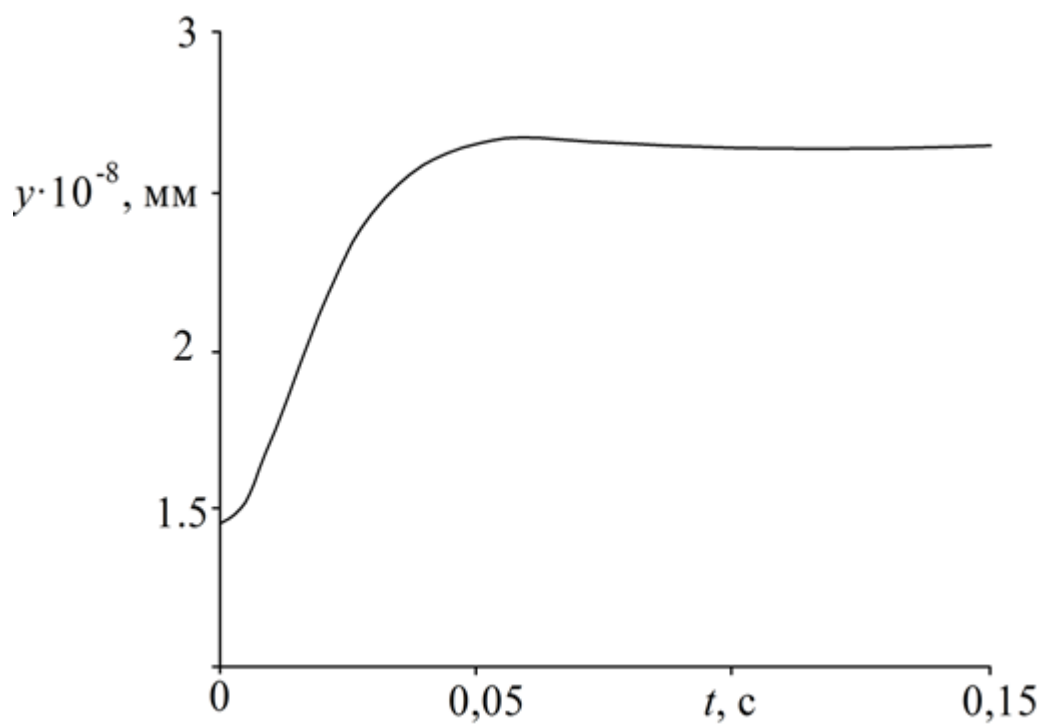


Рисунок 32 - при $\xi=0,8$

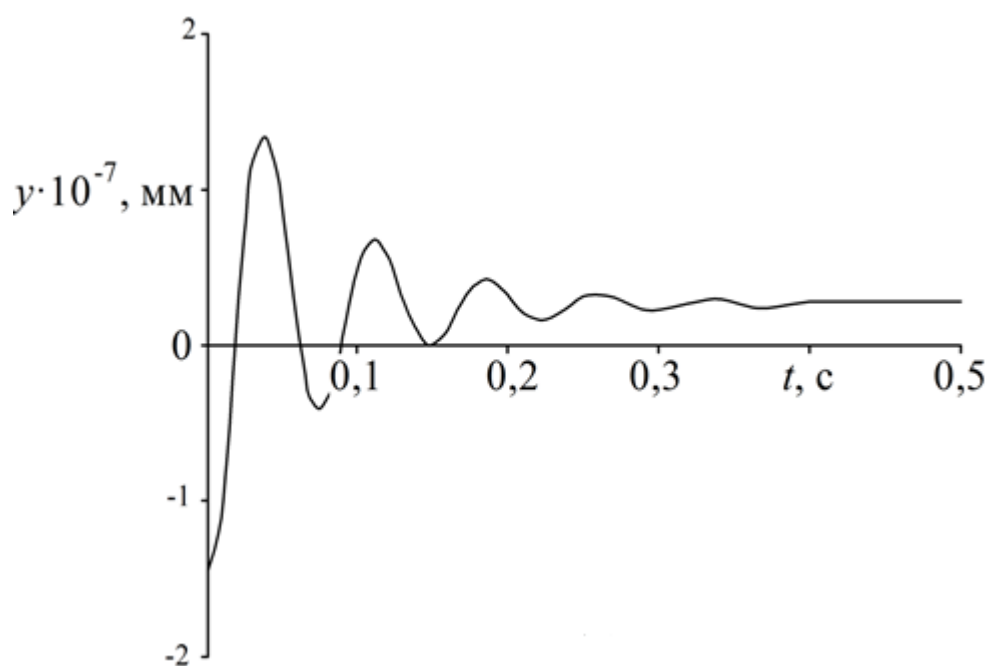


Рисунок 33 - при $\xi=0,15$

По результатам анализа переходных процессов, происходящих в замкнутой ТОС при шлифовании, построены зависимости упругой деформации и быстродействия от параметра затухания колебаний (рисунки 34 и 35).

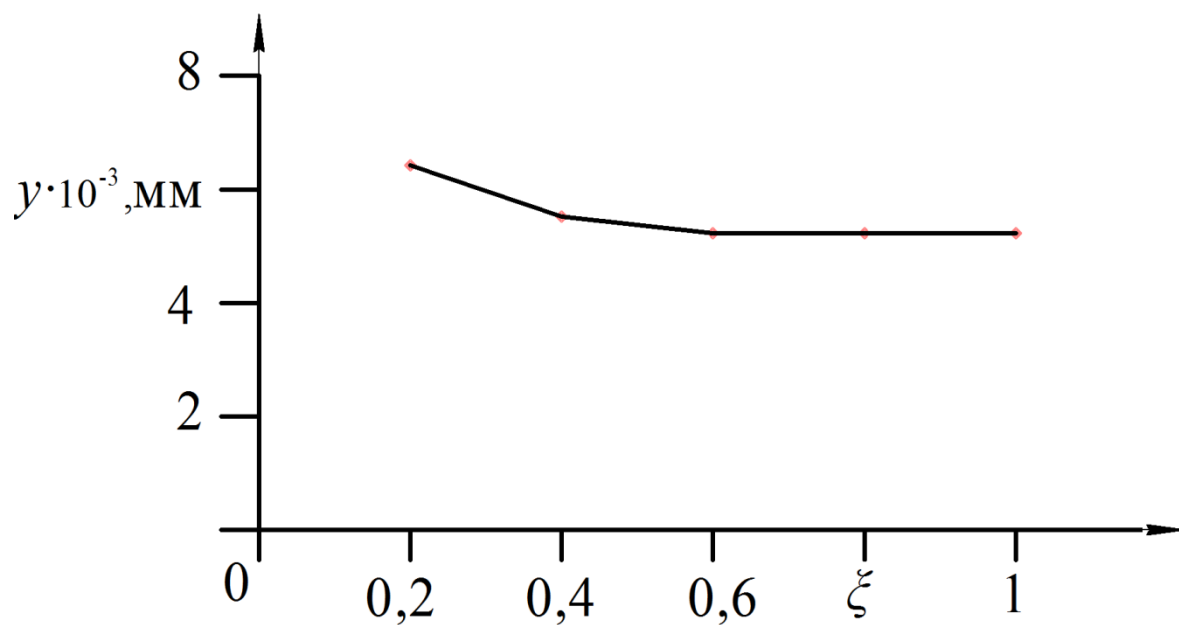


Рисунок 34 – Зависимость упругих деформаций от параметра затухания колебаний

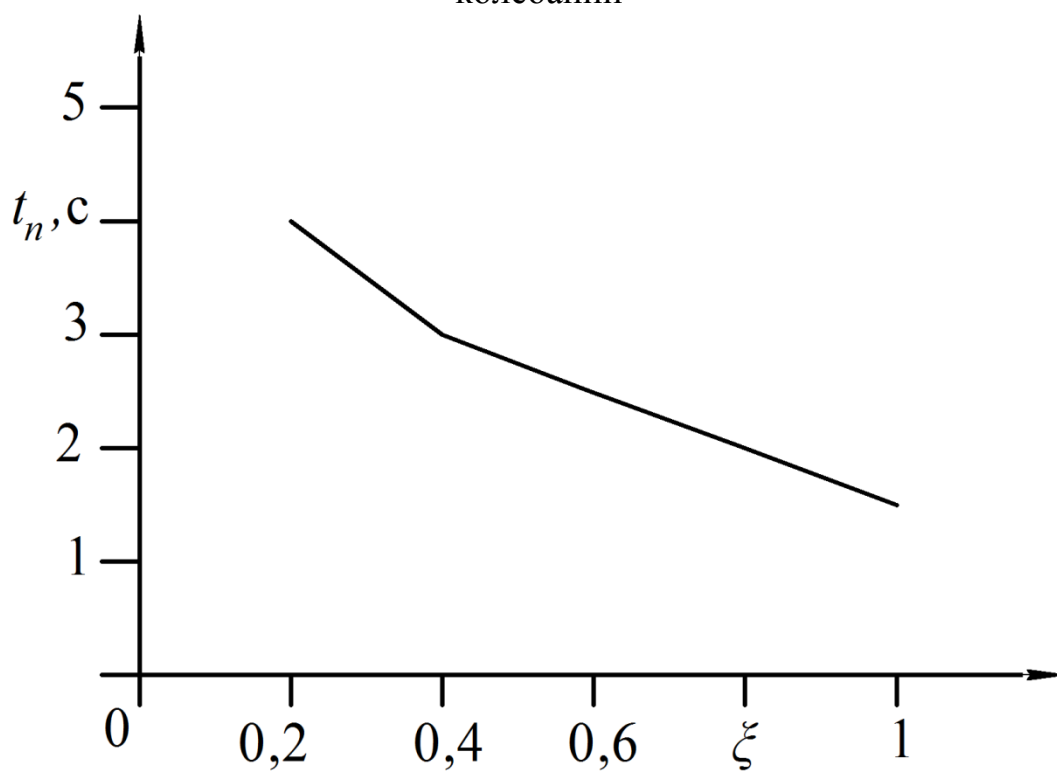


Рисунок 35 – Зависимость быстродействия САУ от параметра затухания колебаний

На рисунках 36 и 37 показаны результаты расчета показателей качества динамической системы круглошлифовального станка с ЧПУ.

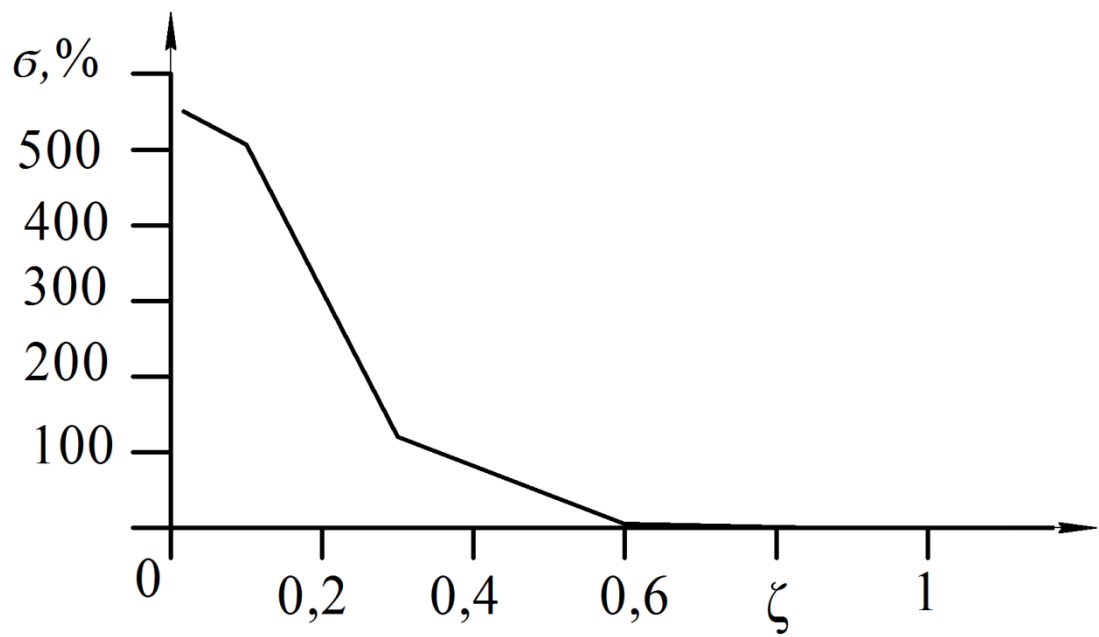


Рисунок 36 – Зависимость перерегулирования от параметра затухания колебаний

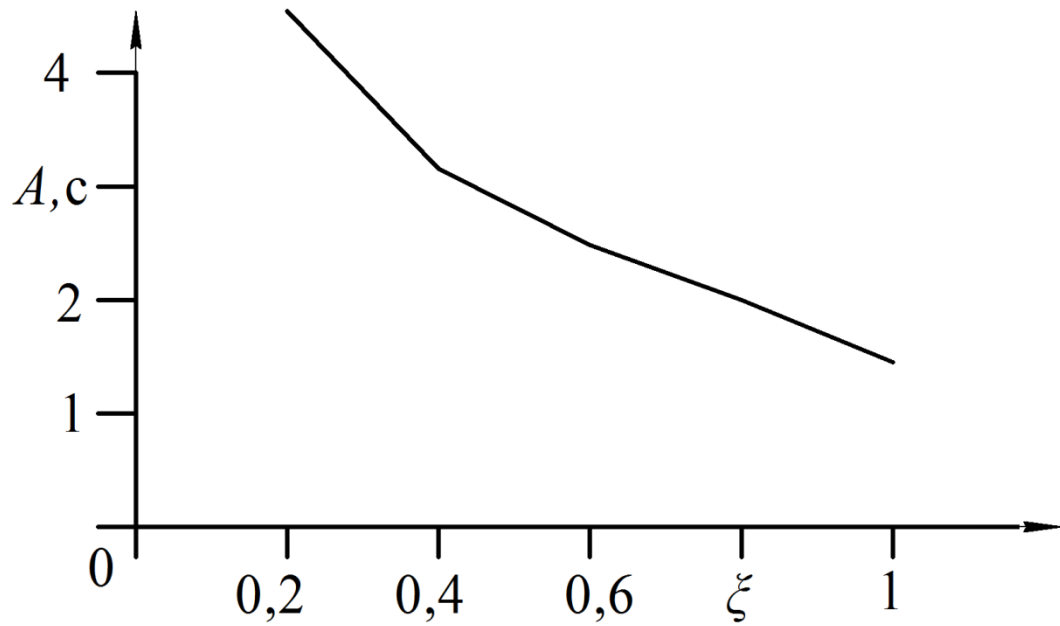


Рисунок 37 – Зависимость комплексного показателя качества САУ от параметра затухания колебаний

ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработаны функциональная и структурная схемы системы автоматического управления приводом поперечной подачи круглошлифовального станка с ЧПУ по типу модели 3М151Ф2. Такая САУ может быть использована как при проектировании нового станочного оборудования, так и при модернизации существующих моделей, поскольку не требует при реализации серьезных конструктивных изменений.

2. Предложена математическая модель САУ приводом поперечной подачи шлифовальной бабки, а также методика расчета, позволяющая на стадии проектирования определять диапазон изменения конструктивных параметров САУ, обеспечивающих заданный характер переходного процесса.

3. Составлена математическая модель процесса шлифования, происходящего в замкнутой ТОС, которая может быть использована для оценки изменения упругой деформации при изменении заданной глубины резания.

4. При проведении теоретических исследований установлено, что наибольшее влияние на быстродействие и устойчивость САУ оказывают постоянные времени электродвигателя. Наибольшее быстродействие и запас устойчивости системы достигается при значениях постоянных времени $T_m=0.02$ и $T_e=0.02$.

5. Проведенные вычислительные эксперименты показали, что наименьшие значения относительного смещения инструмента и заготовки в зависимости от изменения глубины резания при шлифовании, а также наибольшие значения быстродействия и запаса устойчивости наблюдаются при изменении параметра ξ динамической системы станка в диапазоне от 0,6-1.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ И ЛИТЕРАТУРЫ

1. Корытин А. М., Шапарев Н. К. Оптимизация управления металлорежущими станками. – М.: Машиностроение, 1974. – 200 с.
2. Трилисский В. О., Голубовский В. В., Истомина Ю. В. Повышение качества изделий за счет использования систем автоматического управления станками // Сборник докладов IV Межрегиональной научно-технической конференции с международным участием «Механики XXI века». - Братск: ГОУ ВПО «БрГУ». - 2005. – С. 181-184.
3. Петраков, Ю.В. Теория автоматического управления технологическими системами: учебное пособие для студентов вузов. [Электронный ресурс] / Ю.В. Петраков, О.И. Драчев. — Электрон.дан. — М. : Машиностроение, 2009. — 336 с.
4. Адаптивное управление технологическими процессами / Ю. М. Соломенцев, В. Г. Митрофанов, С. П. Протопопов и др. – М. : Машиностроение, 1980. – 536 с.
5. Кудинов В. А. Динамика станков – М. Машиностроение, 1967. – 359 с.
6. . Натесов Д.А., Истомина Ю.В., Система автоматического управления приводом поперечной подачи круглошлифовального станка. Сборник статей XXII Международной научно-технической конференции, Приволжский дом знаний, Пенза, 2019, с 46-50.