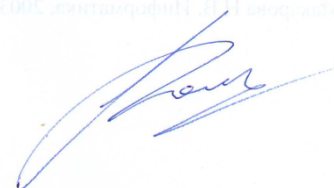


Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова»

На правах рукописи



Романов Александр Васильевич

**АВТОМАТИЗАЦИЯ ГИДРОПРЕССОВОЙ СБОРКИ СОЕДИНЕНИЙ
С НАТЯГОМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕХАТРОННОГО ПРЕССА**

05.13.06 – Автоматизация и управление технологическими процессами
и производствами (в машиностроении и приборостроении)

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук, доцент
Абрамов Андрей Иванович

Ижевск – 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 АНАЛИЗ ПРИМЕНИМОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ СБОРКИ ГИДРОПРЕССОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ	13
1.1 Гидропрессовый метод создания соединений с натягом	13
1.2 Технологическое оборудование и аспекты автоматизации гидропрессовой сборки соединений с натягом	16
1.2.1 Прессовое оборудование и его применимость для гидропрессовой сборки	16
1.2.2 Особенности автоматизации гидропрессовой сборки.....	18
1.2.3 Требования, предъявляемые автоматизированной гидропрессовой сборкой к технологическому оборудованию	20
1.3 Методы управления технологическим оборудованием с параллельной кинематикой	22
1.3.1 Способы синхронного управления сервоприводами	23
1.3.2 Математические модели и системы управления параллельными приводами.....	26
Выводы по главе 1.....	29
2 КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА МЕХАТРОННОГО ПРЕССА	30
2.1 Обоснование кинематической схемы пресса.....	30
2.2 Математическая модель мехатронного пресса	33
2.3 Разработка способа синхронизации движения осей с параллельной кинематикой	45
2.3.1 Обоснование способа синхронизации движения параллельных осей.....	47
2.3.2 Модифицированный способ синхронизации движения осей	56
Выводы по главе 2.....	60

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МЕХАТРОННОГО ПРЕССА	62
3.1 Система автоматического управления мехатронным прессом с параллельной кинематикой	62
3.1.1 Обоснование применения нечеткого вывод в системе управления	62
3.1.2 Структура системы автоматического управления мехатронным прессом на базе нечеткой логики	64
3.1.3 Обоснование выбора функций принадлежности и диапазонов изменения переменных	66
3.1.4 Разработка базы правил нечеткого вывода	72
3.1.5 Процедура нечеткого вывода.....	74
3.2 Моделирование мехатронного пресса с системой автоматического управления на основе нечеткой логики	79
3.3 Мехатронный пресс с параллельной кинематикой	92
3.3.1 Конструкция мехатронного пресса	93
3.3.2 Программно-аппаратное обеспечение системы управления мехатронным прессом	96
3.4 Экспериментальная оценка работы пресса.....	100
Выводы по главе 3.....	107
4 ГИДРОПРЕССОВАЯ СБОРКА СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕХАТРОННОГО ПРЕССА.....	108
4.1 Физическая и математическая модели процесса гидропрессовой сборки.....	108
4.2 Технологическое обоснование требований к каналам регулирования.....	113
4.2.1 Контур положения.....	114
4.2.2 Контур скорости.....	114
4.2.3 Контур давления.....	115

4.2.4 Контур силы.....	116
4.3 Система автоматического управления гидропрессовой сборкой.....	118
4.4 Обоснование технологических параметров гидропрессовой сборки.....	129
4.5 Технологический комплекс для гидропрессовой сборки соединений с натягом.....	134
4.6 Сборка соединений с натягом гидропрессовым методом в автоматическом режиме.....	137
Выводы по главе 4.....	148
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	150
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ.....	152
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	153
Приложение А. Акты внедрения, патенты.....	168
Приложение Б. Листинг программы регулятора положения на основе нечеткой логики.....	170
Приложение В. Листинг программы регулятора давления на основе нечеткой логики.....	176

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Одной из наиболее прогрессивных технологий получения соединений с натягом является гидропрессовый метод сборки, в основе которого лежит создание между контактирующими поверхностями собираемых деталей масляной прослойки под высоким давлением, вследствие чего, взаимное перемещение сопрягаемых поверхностей вала и втулки (под действием осевого усилия прессы) происходит в условиях жидкостного и граничного трения [29, 54].

Основным показателем качества соединения с натягом является его прочность. Под прочностью посадки с натягом понимается ее способность передавать крутящий момент $M_{кр}$ и осевые нагрузки (определяемые по усилию распрессовки P_p) без взаимного проскальзывания деталей: чем она выше для данного натяга и диаметра сопряжения, тем выше качество. На нагрузочную способность соединения ключевое значение оказывает обеспечение режима жидкостного трения при сборке, что гарантирует сохранность сопрягаемых поверхностей и прочность получаемого соединения.

Повышение производительности сборки, ее стабильность, а также обеспечение качества гидропрессовых соединений возможны на основе автоматизации сборочного процесса, позволяющей в полной мере реализовать достоинства данного метода сборки.

Протекание процесса сборки и качество собранного соединения зависит от многих факторов: давления, расхода и вязкости рабочей жидкости, скорости выполнения операции сборки, технологической схемы и прессового оборудования и т.д, изменение данных параметров происходит до предельных значений и не регулируется, что отрицательно сказывается на стабильности процесса запрессовки, нагрузочной способности собираемого соединения с натягом [125].

Степень разработанности темы исследования

Проблемы технологии и НС соединений с натягом отражены в работах отечественных ученых: Андреева Г.Я. [27], Балацкого Л.Т. [35], Берникера Е.И.

[39], Виноградовой М.Д. [43], Гречищева И.С. [54], Малицкого И.Ф. [80], Мейстера Р.Р. [81], и зарубежных Кардса Д. [2], Роота Г. [16], Вюртца Г. [20], Коха Р. [11] и др.

Коэффициенты трения, влияющие на НС неподвижных соединений, работающих в зоне упругих деформаций, рассмотрены в работах Баранова Н.К. [33], Бежелуковой Е.Ф. [34], Крагельского И.В. [71] и др.

Исследования Колмогорова В.Л. [70], Колмогорова Г.Л. [71], Малинина Н.Н. [79] и др. направлены на изучение упругопластического деформирования материалов в условиях жидкостного трения.

Коллективом ученых ИжГТУ имени М.Т. Калашникова под руководством профессора Абрамова И.В. исследованы вопросы технологии и методики расчета гидропрессовых соединений с натягом [125].

В нашей стране исследованиями гидропрессовой сборки в разное время занимались ЦНИИ Буммаш (г. Санкт-Петербург), ВНИИМетМаш (г. Москва), технология сборки освоена в машиностроительной, металлургической, железнодорожной и судостроительной отраслях. За рубежом работы в данной области проводятся рядом фирм Японии, Швеции (SKF), Германии (FAG), в научных учреждениях Украины (НТУ ХПИ) [68].

Проведенный анализ показал, что усилиями отечественных и зарубежных ученых созданы предпосылки для автоматизации гидропрессовой сборки на основе современных методов и систем управления процессом запрессовки, что позволит обеспечить качество получаемых соединений и повысить производительность сборки.

Область исследования

Содержание диссертации соответствует паспорту научной специальности 05.13.06 «Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами»: 1. Автоматизация производства заготовок, изготовления деталей и сборки; 3. Методология, научные основы и формализованные методы построения автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУТП) и производствами (АСУП), а также технической

подготовкой производства (АСТПП) и т.д.; 4. Теоретические основы и методы математического моделирования организационно-технологических систем и комплексов, функциональных задач и объектов управления и их алгоритмизация.

Объектом исследования является гидропрессовая сборка соединений с натягом.

Предметом исследования является управление технологическим комплексом и процессом гидропрессовой сборки.

Цель работы

Повышение производительности и качества гидропрессовой сборки соединений с натягом путем автоматизации с применением мехатронного пресса.

Для достижения поставленной цели в диссертационной работе необходимо решить следующие **задачи**:

1. Провести анализ применимости существующего прессового оборудования для автоматизированной гидропрессовой сборки и определить требования для установления параметров автоматизированного технологического комплекса, учитывающего специфику гидропрессовой сборки и ее идентификационные характеристики.

2. Разработать математическую модель мехатронного пресса с качающейся траверсой.

3. Обосновать выбор способа синхронизации движения параллельных мехатронных модулей, учитывающего специфику гидропрессовой сборки.

4. Разработать систему автоматического управления технологическим комплексом гидропрессовой сборки с использованием методов нечеткой логики.

5. Апробировать технологический комплекс с системой управления автоматизированной гидропрессовой сборкой соединений с натягом с подводом масла с торца соединения.

Научная новизна работы заключается в том, что:

1. Разработана математическая модель движения рабочего органа пресса, отличающаяся учетом состояния технологического процесса гидропрессовой сборки, а именно: текущих значений давления масла, силы и длины запрессовки.

2. Предложен способ синхронизации движения параллельных осей, учитывающий специфику гидропрессовой сборки и отличающийся от существующих способов синхронизации ротацией роли «ведущий-ведомый» между осями.

3. Получено решение задачи управления системой гидропрессовой сборки на основе аппарата нечеткой логики с учетом требований к качеству гидропрессовых соединений по критерию нагрузочной способности.

4. Применено управляющее воздействие на объект в виде регулирования скорости запрессовки вала, обеспечивающего поддержание основного технологического параметра – давления масла – в требуемом диапазоне.

Теоретическая и практическая значимость работы

1. Обоснован закон движения рабочего органа мехатронного прессы, основанный на комплексе обратных связей, а также закон управления технологическим комплексом на основе нечеткой логики и выбора управляющего воздействия в виде регулирования скорости гидропрессовой сборки.

2. Создан технологический комплекс для автоматизированной гидропрессовой сборки соединений с натягом и разработаны рекомендации по использованию полученных результатов на производстве.

Методология и методы исследований

Для решения поставленных задач использованы основные научные положения мехатроники, механики твердого деформируемого тела, теории гидропрессовой сборки, гидромеханики, микропроцессорных систем, интеллектуальных систем управления. При разработке алгоритмов, систем автоматического управления мехатронным прессом и технологическим комплексом гидропрессовой сборки использованы методы идентификации, компьютерного моделирования, программирования, теории автоматического управления.

Положения, выносимые на защиту

1. Обоснованы требования к процессу гидропрессовой сборки, обеспечивающие повышение ее производительности и качество получаемых

соединений с натягом, такие как: наличие обратных связей по давлению масла и положению запрессовываемой детали, а также выполнение условия невозникновения пластических деформаций (*соответствует п. 1 паспорта специальности*).

2. Разработана математическая модель мехатронного пресса, включающая закон движения рабочего органа пресса и обратные связи, учитывающие состояние технологического процесса гидропрессовой сборки (давление масла, силу и длину запрессовки), и обеспечивающая сохранение постоянства давления масла (*соответствует п. 4 паспорта специальности*).

3. Предложен модифицированный способ синхронизации движения параллельных мехатронных модулей, обеспечивающий снижение рассинхронизации между ними по сравнению со способами: параллельного управления – в 1,5 раза, «ведущий-ведомый» – в 2,6 раза, а также центрируемость собираемых деталей и сохранность масляной прослойки между деталями (*соответствует п. 4 паспорта специальности*).

4. Разработана система управления технологическим комплексом гидропрессовой сборки с применением методов нечеткой логики, обеспечивающая управление технологическими режимами сборки, а, именно: поддержание давления масла в заданном диапазоне (*соответствует п. 3 паспорта специальности*).

5. Разработан и создан опытный образец технологического комплекса гидропрессовой сборки соединений с натягом, позволяющий собирать соединения с диаметром сопряжения до 50 мм в автоматизированном режиме (*соответствует п. 1 паспорта специальности*).

Степень достоверности и апробация результатов

Достоверность полученных результатов исследования обеспечивается применением современных методов анализа и синтеза мехатронных систем, применением методов математического и компьютерного моделирования, статистических методов планирования и обработки экспериментов; методами обработки экспериментальных данных с использованием ЭВМ; достаточным

объемом экспериментальных данных.

По результатам проведенных исследований опубликовано 10 печатных работ, в том числе: публикации в зарубежных журналах – 2; в журналах из перечня ВАК – 4; в трудах научно–технических конференций и выставок – сессий – 4; получен патент на полезную модель (приложение А).

Основные положения диссертационной работы докладывались на II Всероссийской научно-технической конференции аспирантов, магистрантов и молодых ученых с международным участием (г. Ижевск, 2013), отрывом конкурсе инновационных проектов ОАО «Концерн Калашников» (г. Ижевск, 2014), XVIII Республиканской выставки-сессии студенческих инновационных проектов (г. Ижевск, 2014), Международной школе молодых ученых и специалистов в области робототехники, производственных технологий и автоматизации. (г. Москва, 2016).

Диссертационные исследования выполнены в рамках НИР по теме «Разработка и исследование интеллектуальных систем управления мехатронными объектами» в соответствии с государственным заданием Министерства образования и науки Российской Федерации (номер государственной регистрации НИР 01201262580 2012– 2013 г.г.), НИР по теме «Разработка интеллектуальных систем управления и диагностики мехатронными приводами» в соответствии с государственным заданием Министерства образования и науки Российской Федерации (номер государственной регистрации НИР 114030440070 2014-2016 г.г.).

Личный вклад автора

Модели, алгоритмы и программное обеспечение, эксперименты, проведенные на имитационных моделях и натурно, анализ и интерпретация результатов экспериментов, представленные в диссертации, получены автором лично.

Идентификация параметров и формирование физической модели гидропрессовой сборки выполнены в соавторстве с д.т.н., профессором кафедры «Мехатронные системы» ИжГТУ имени М.Т. Калашникова Абрамовым И.В.

Выбор приоритетов, направлений, методов исследования, формирование структуры и содержания работы выполнены автором при активном участии научного руководителя к.т.н., доцента Абрамова А.И.

В перечисленных работах соискателем лично получены следующие результаты:

- в работе [25] рассмотрены научно – технические аспекты автоматизации гидропрессовой сборки, формулирующие основные математические зависимости процесса и устанавливающие требования к технологическому оборудованию;

- в работе [99] разработана динамическая модель мехатронного модуля на базе вентильного электродвигателя и роликвинтовой передачи, учитывающая характерные особенности данного преобразователя движения;

- в работе [4] предложен модифицированный способ синхронизации, проведены вычислительный и натурный эксперименты, показывающие его эффективность;

- в работе [98] разработана конструкция мехатронного пресса с параллельными осями с нежесткой кинематической связью между ними;

- в работе [13] рассмотрена возможность использования пресса для сборки соединений из хрупких материалов;

- в работе [101] разработана система автоматического управления мехатронным прессом на базе нечеткой логики, проведен вычислительный эксперимент;

- в работах [26, 111] предложены структура и конструкция неавтоматизированного и автоматизированного регуляторов давления масла, проведены натурные эксперименты;

- в работе [97] предложена конструкция регулятора избыточного объема масла;

- в работе [100] предложена структура информационно-измерительной системы установки для автоматизированной гидропрессовой сборки;

- в работе [24] рассмотрены вопросы эффективности гидропрессовой сборки титановых соединений, проведен вычислительный эксперимент по определению

их нагрузочной способности.

Опубликованные работы отражают основное содержание диссертационной работы. Все основные положения и результаты, выносимые на защиту, отражены в публикациях автора: по главе 1 – [25]; по главе 2 – [4, 99]; по главе 3 – [98, 101]; по главе 4 – [24, 25, 26, 97, 100, 111]. Одна работа написана автором лично, другие совместно с научным руководителем или другими членами научного коллектива.

Реализация результатов работы

Научно-технические результаты диссертационной работы приняты к использованию (приложение А) в производственном процессе на предприятии АО «Концерн «Калашников».

Результаты диссертационной работы используются на кафедре «Мехатронные системы» ИжГТУ им. М.Т. Калашникова для обучения студентов по направлениям 15.03.06, 15.04.06 «Мехатроника и робототехника».

Объем и структура работы

Диссертационная работа состоит из введения, 4-х глав и заключения. Изложена на 178 страницах машинописного текста, содержит библиографический список из 129 наименований, 3 приложения.

Автор выражает глубокую благодарность заслуженному деятелю науки и техники РФ, д.т.н, профессору кафедры «Мехатронные системы» ИжГТУ имени М.Т. Калашникова Абрамову Ивану Васильевичу за неоценимую помощь при идентификации параметров и формировании физической модели гидропрессовой сборки, научному руководителю – к.т.н., доценту, заведующему кафедрой «Мехатронные системы» Абрамову Андрею Ивановичу и коллегам по кафедре за помощь при подготовке диссертационной работы.

1 АНАЛИЗ ПРИМЕНИМОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ СБОРКИ ГИДРОПРЕССОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для разработки технических требований к автоматизированному комплексу необходимо проанализировать физико-технические характеристики процесса гидропрессовой сборки соединений с натягом, выявить особенности технологического процесса, зависящие от свойств прессового оборудования.

1.1 Гидропрессовый метод создания соединений с натягом

Сборка соединений с натягом гидропрессовым методом осуществляется с помощью гидрораспора (рисунок 1), заключающегося в создании масляной пленки под высоким давлением между посадочными поверхностями деталей, имеющих гарантированный натяг. Под действием возникающих упругих деформаций (сжатия вала и расширения охватывающей детали) в контактной зоне образуется смазочный слой, снижающий силу запрессовки. Сборка проходит без повреждений сопрягаемых поверхностей в условиях жидкостного и полужидкостного трения [1, 29, 27, 91].

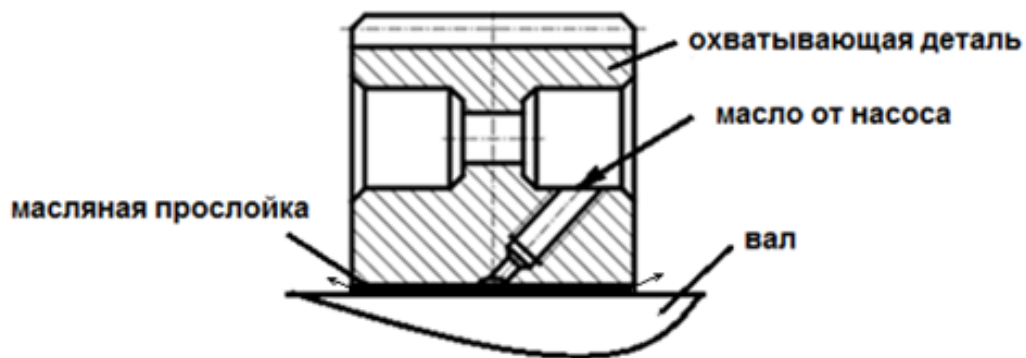


Рисунок 1.1 – Гидропрессовый метод сборки соединений с натягом

Гидропрессовый метод включает в себя элементы продольного и поперечного методов сборки: радиальная деформация деталей происходит при подаче масла под высоким давлением в контактную зону, а взаимное

перемещение деталей происходит под действием осевой нагрузки (продольный способ) [19, 118, 124].

В гидропрессовом методе объединены преимущества термического и прессового методов сборки. Сборка деталей соединения происходит, как и при термическом методе, с зазором, обеспечивающим целостность сопрягаемых поверхностей. Процесс формирования соединений происходит под действием осевой нагрузки значительно меньшей, чем у прессового метода [31, 33, 91, 119].

Наибольшее распространение на производстве получили следующие способы создания давления в масляной прослойке между сопрягаемыми поверхностями собираемого соединения:

- 1) дифференциальный (рисунок 1.2) [125];
- 2) с помощью насоса (рисунок 1.3).

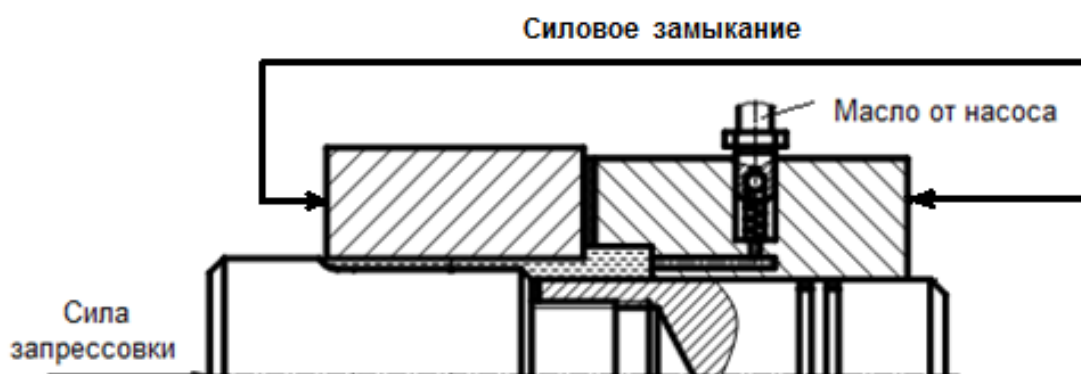


Рисунок 1.2 - Схема дифференциального способа создания давления



Рисунок 1.3 – Схема с подводом масла с торца соединения

Подвод смазки в контактную зону может осуществляться по двум схемам:

- 1) через маслораспределительную канавку (рисунок 1.1);
- 2) с торца соединения через заходные фаски вала и втулки (рисунок 1.3) [125].

Основными преимуществами гидропрессового метода сборки являются [27, 29, 118]:

- 1) возможность сборки высокопрочных соединений с большими натягами;
- 2) значительное (в 10–15 раз) снижение сил запрессовки по сравнению с механическим способом сборки;
- 3) отсутствие повреждений сопрягаемых поверхностей;
- 4) высокая ремонтпригодность и возможность многократного монтажа и демонтажа при незначительном уменьшении натяга;
- 5) уменьшение мощности прессового оборудования.

Недостатками гидропрессового метода сборки-разборки являются:

- 1) потребность в насосах высокого давления с гидравлической арматурой или специальных приспособлениях;
- 2) несущая способность ниже на 10–15% чем у соединений собранных термическими методами;
- 3) необходимость применения и расход масла.

Для увеличения технологических возможностей гидропрессового метода разработаны и применяются механизированные насосы высокого давления (с пневматическим или электромеханическим приводами). Однако, избежать дискретной подачи смазки не удастся, вследствие чего снижается стабильность процесса [125].

С точки зрения требований к автоматизации гидропрессовой сборки более перспективными являются технологические схемы подвода масла с торца соединения через заходные фаски вала и втулки, а также дифференциальный способ, исключая применение насосов высокого давления, тем самым сокращая число объектов управления.

Выбор схемы с подводом масла с торца соединения обусловлен тем, что

данная схема гарантированно обеспечивает режим жидкостного трения, а также является одной из предельных схем сборки по расходу масла.

1.2 Технологическое оборудование и аспекты автоматизации гидропрессовой сборки соединений с натягом

1.2.1 Прессовое оборудование и его применимость для гидропрессовой сборки

При сборке гидропрессовых соединений с натягом необходимо создание осевого усилия, для этого широко применяются специальные либо универсальные прессы.

Требуемое усилие, развиваемое прессом, определяется исходя из натяга, диаметра сопряжения и схемы подвода смазки (при этом коэффициент запаса по усилию принимается равным 1,5 – 2) [36, 91]. Применимость прессов различных типов приведена в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Мощностные характеристики прессового оборудования

Тип пресса	Требуемая сила запрессовки, кН			
	до 15	15–35	35–70	70–150
Пневматические:				
с диафрагменной камерой	+	–	–	–
одинарный прямого действия	+	+	–	–
сдвоенный прямого действия	–	+	+	–
рычажный	–	+	+	+
Гидравлический	–	–	–	+
Пневмогидравлический	–	–	+	+
Ударно-импульсный	+	+	+	–
Электромагнитный	+	–	–	–
Электромеханический (кривошипный)	+	+	+	+

Из таблицы 1.1 следует, что для гидропрессовой сборки, в зависимости от требуемого усилия, применимы все виды прессового оборудования.

Скоростные характеристики прессового оборудования представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Скоростные характеристики прессового оборудования

Тип пресса	Скорость рабочего хода, мм/с
Пневматический	до 50
Гидравлический	до 100
Пневмогидравлический	до 1
Электромагнитный	до 120
Электромеханический (кривошипный)	до 100

Прессовое оборудование, как правило, не обладает требуемой точностью позиционирования и равномерностью движения рабочего органа пресса и не позволяет управлять процессом гидропрессовой сборки, поскольку не имеет обратных связей по скорости, давлению и силе запрессовки, вследствие этого не обеспечивает требуемых режимов жидкостного трения. При использовании нерегулируемых прессов в процессе сборки возможны разрывы масляной пленки и схватывание деталей, что приводит к задирам на сопрягаемых поверхностях, снижению несущей способности соединения, и, следовательно, к производственному браку.

Недостатки прессов серийно выпускаемых промышленностью, применительно к гидропрессовой сборке, заключаются в следующем: в пневматических и гидравлических прессах регулирование осуществляется по усилию и затруднено по скорости, так как требуется высокоточная регулирующая пневмо-, гидроаппаратура, кроме того отсутствует необходимая номенклатура оборудования по усилию. Указанные проблемы также присутствуют и у пневмогидравлических прессов. Использование ударно-импульсных прессов сопряжено с возникновением гидроударов в гидравлической системе для гидропрессовой сборки. Электромагнитные прессы обладают низким усилием, малым ходом и имеют плохую управляемость. Существенным недостатком рассмотренных прессов является невозможность управления скоростью штока

пресса в процессе сборки.

Анализ прессового оборудования показал, что требованиям для управления процессом гидропрессовой сборки наиболее удовлетворяет прессовое оборудование с электроприводом.

Электромеханические прессы на основе сервоприводов [42] обладают высоким быстродействием, бесступенчатым регулированием скорости в широком диапазоне, высокой точностью позиционирования выходного звена при меняющихся нагрузках, что положительно скажется на стабильности режима жидкостного трения процесса гидропрессовой сборки.

В работе [90] разработан электромеханический пресс для сборки продольно-прессовых соединений, обеспечивающий параметрический контроль непосредственно в процессе сборки соединения (скорости, длины, усилия запрессовки), а также их корректировку.

Для эффективного обеспечения качества собираемых гидропрессовых соединений и производительности их сборки перспективным является технологическое оборудование, обеспечивающее при возникновении тенденции выхода параметров за установленные допуски изменение характера протекания сборочного процесса и, тем самым, стабилизацию качественных показателей получаемых соединений. Данной перспективе наиболее полно удовлетворяют автоматизированные системы, обладающие возможностью использования большого числа обратных связей и регулирования движения штока прессы.

1.2.2 Особенности автоматизации гидропрессовой сборки

Качественный анализ применяемого при гидропрессовой сборке существующего прессового оборудования показал, что оно не обеспечивает управление сборочными режимами процесса и требуемую точность перемещения, вследствие чего возникает необходимость разработки специализированного прессового оборудования.

Важной особенностью при автоматизации сборки соединений с натягом

является обеспечение относительного центрирования сопрягаемых деталей. Ошибки, допущенные при запрессовке, нередко являются причиной образования задиров на участках сухого трения [91].

В процессе сборки возможны неточности сопряжения деталей (рисунок 1.4а) особенно в начальный период их «наживления». Значительные относительные перекосы деталей могут быть причиной недоброкачественной сборки вследствие разрыва масляной прослойки и наличия задиров.

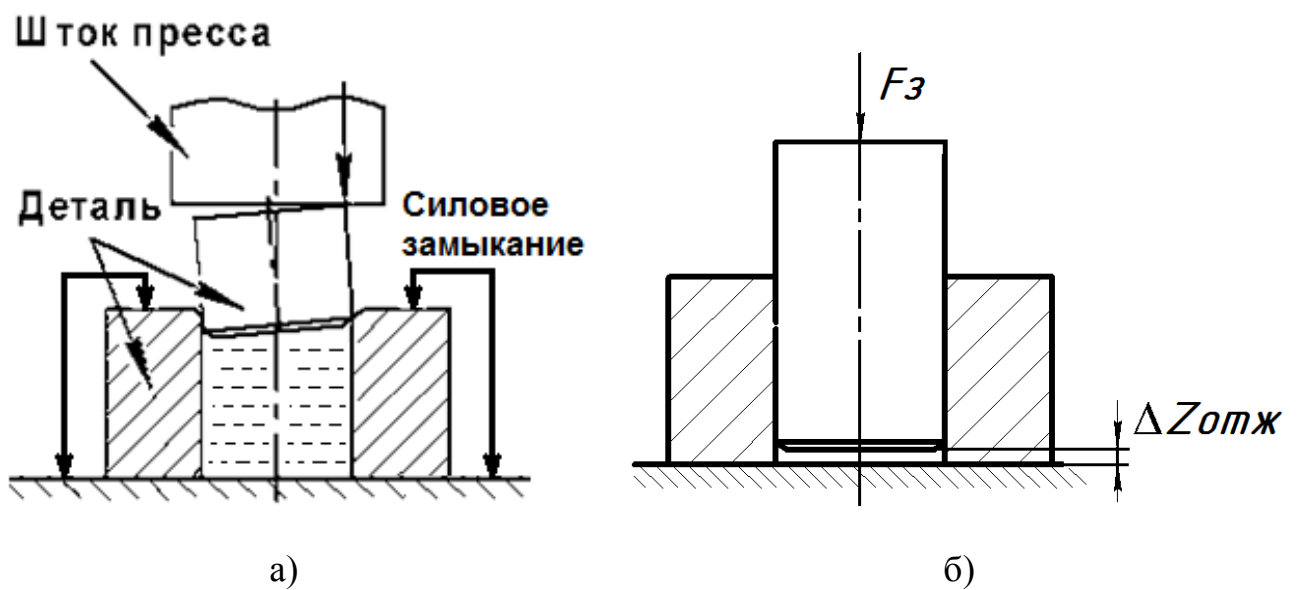


Рисунок 1.4 – Погрешности базирования деталей при сборке

Также необходимо учитывать, что по окончании сборки требуется выдержка для полного истечения масла из зоны сопряжения. Кроме того после снятия осевой нагрузки возможно отжатие детали на некоторую величину $\Delta Z_{отж}$ (рисунок 1.4б), зависящую от ряда конструктивных и технологических факторов. Сохранение в течение некоторого времени нагрузки после окончания сборки значительно снижает отжатие.

Для минимизации перекосов необходимо обеспечение плавного поджима вала к втулке, наличие на деталях соответствующих фасок или заходных поясков, центрирование деталей обеспечивается шейкой вала и проточкой втулки (рисунок 1.5а, б).

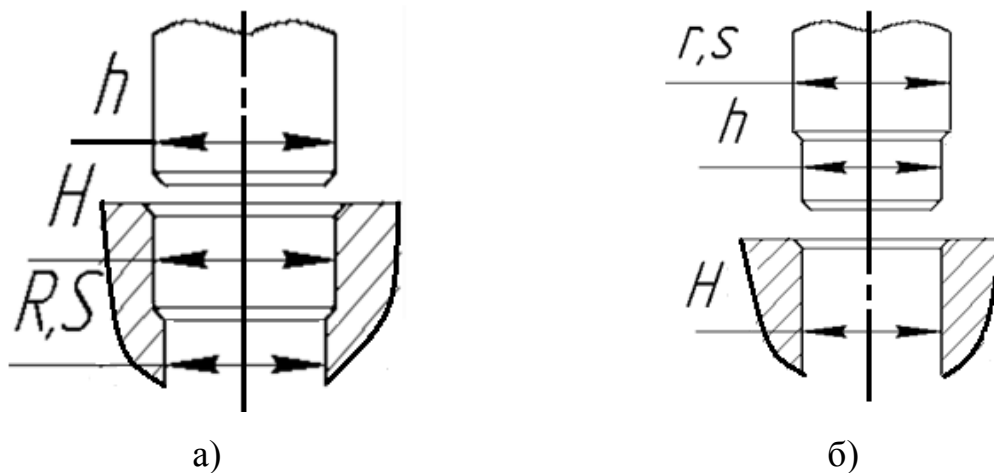


Рисунок 1.5 – Способы центрирования деталей при сборке

h, r, s – допуск в системе вала; H, R, S – допуск в системе отверстия.

Устранение погрешностей начального базирования и окончательного позиционирования осуществляется конструкторско-технологическими решениями и выдержкой гидропрессового соединения после сборки, исходя из производственного опыта или экспериментально.

1.2.3 Требования, предъявляемые автоматизированной гидропрессовой сборкой к технологическому оборудованию

На основании проведенного в параграфе 1.1 анализа процесса гидропрессовой сборки установлены основные требования к технологическому оборудованию и системе управления:

- 1) наличие обратной связи по давлению масла;
- 2) наличие обратной связи по положению;
- 3) регулирование скорости движения от 0,5 до 50 мм/сек с помощью прямых и обратных связей;
- 4) развиваемое усилие должно обеспечивать создание необходимого давления и режима жидкостного трения;
- 5) рабочее давление масла не должно вызывать пластических деформаций в деталях соединения и технологической оснастке.

Требование 3 установлено на основании анализа результатов

экспериментальных исследований [125], проведенных на кафедре «Мехатронные системы» ИжГТУ имени М.Т. Калашникова. Скорость должна регулироваться так, чтобы избежать гидравлических ударов в технологической системе (прессовое оборудование должно обладать высокой плавностью хода, достаточным диапазоном регулирования скорости для компенсации расхода масла в зоне контакта из-за погрешностей изготовления сопрягаемых деталей) [125]. Диапазон регулирования скорости обусловлен диапазоном регулирования давления и для каждого значения диаметра сопряжения и натяга рассчитывается индивидуально.

Требование 4 сформулировано на основании проведенного анализа процесса гидропрессовой сборки. Как показано параграфе 1.1 высокое давление масла для исследуемой технологической схемы создается не насосом, а путем сжатия масла при перемещении вала. В зависимости от схемы сборки, натяга, диаметра сопряжения, материала втулки значения усилия и давления варьируются до 100 кН и 150 МПа соответственно. Для рассматриваемой в диссертации схемы сборки с подводом масла с торца соединения с диаметром сопряжения 10 мм требуемое осевое усилие не превышает 12 кН, рабочее давление не превышает 130 МПа. При использовании дифференциального способа создания давления возможна сборка соединений с увеличенными диаметрами сопряжения.

На основании более чем 40-летнего опыта исследований гидропрессового метода соединений с натягом, накопленного коллективом ученых ИжГТУ имени М.Т. Калашникова [54, 125], внесших значительный вклад в развитие гидропрессового метода, в частности ими проработаны вопросы технологии, методики расчета гидропрессовых соединений с натягом, выявлено, что данным требованиям наиболее удовлетворяет мехатронный пресс, позволяющий плавно регулировать скорость, осуществлять контроль процесса сборки системой управления с помощью обратных связей по давлению, положению, скорости. Современные промышленные прессы не имеют данных обратных связей, что требует создания специализированного мехатронного прессы для гидропрессовой сборки.

1.3 Методы управления технологическим оборудованием с параллельной кинематикой

В последние десятилетия наметилась общемировая тенденция широкого внедрения технологического оборудования с параллельной кинематикой [16, 52].

Синхронность передачи нагрузок в механизмах с параллельной структурой позволяет распределить нагрузки и движения на несколько звеньев, что положительно влияет на массо–габаритные показатели и динамические характеристики оборудования [86].

Механизмы с параллельными связями кинематических звеньев имеют определенные преимущества по сравнению с традиционными механизмами, такие как [16, 77]:

- 1) возможность расположения исполнительных органов на неподвижных либо медленно перемещаемых звеньях;
- 2) отсутствие изгибных напряжений при использовании кинематических звеньев в виде стержней, работающих на сжатие–растяжение;
- 3) использование подвижных звеньев с минимальной массой снижает энергетические затраты для перемещения исполнительного органа, что позволяет реализовать сверхвысокие ускорения и скорости перемещения рабочего органа;
- 4) высокая пространственная жесткость конструкции вследствие применения замкнутой структуры;
- 5) минимизация нагрузки на кинематические звенья и приводную часть вследствие снижения величин нагрузок;
- 6) высокая точность, снижение упругих деформаций, повышенная жесткость конструкции, что обеспечивается уменьшением числа соединений элементов и кинематических звеньев механизмов.

Наряду с очевидными преимуществами оборудование с параллельной кинематикой также имеет определенные недостатки из–за того, что кинематическая структура механизмов допускает возможность столкновений, перекосов и подклиниваний, как следствие – повреждение оборудования, что

требует контроля рассогласования между осями в такте регулирования положения либо применения дополнительного контура управления, обеспечивающего синхронизацию по скорости и положению.

1.3.1 Способы синхронного управления сервоприводами

Важным свойством при использовании схемы с одновременным движением по нескольким осям является синхронизация между осями, что требует решения определенного ряда задач.

Синхронное управление сервоприводами предъявляет определенные требования к «интеллектуальности» системы управления и возможности применения специальных методов и алгоритмов управления синхронным движением координат с адаптацией к параметрам технологического процесса. Реализация управления возможна за счет применения способов управления, таких как: параллельное управление (рисунок 1.5), управление типа «ведущий-ведомый» (рисунок 1.6) и гибридное синхронное управление с контролем позиции и крутящего момента (рисунок 1.7) [15, 21, 23].

Способ параллельного управления заключается в следующем: на каждый сервопривод одновременно выдается одинаковая команда управления без учета перемещения другого двигателя. Недостатком данного способа синхронизации является сложность обеспечения точности синхронного перемещения из-за неучета взаимного положения осей.

Управление по принципу «ведущий–ведомый» позволяет уменьшить рассинхронизацию. При данном способе управления один двигатель выступает в роли ведущего, а второй в роли ведомого (команда управления для ведомого двигателя генерируется с помощью ведущего двигателя). Данный способ управления позволяет минимизировать рассинхронизацию, если возмущение действует на ведущую ось. В случае же воздействия динамических нагрузок на ведомую ось возникает большее рассогласование, чем у параллельного управления. Авторы [23] утверждают, что в результате проведенных ими

экспериментальных исследований установлено, что управление по методу «ведущий–ведомый» обеспечивает меньшую рассинхронизацию, т.е. положение одной оси относительно другой, при отсутствии возмущений на ведомой оси.

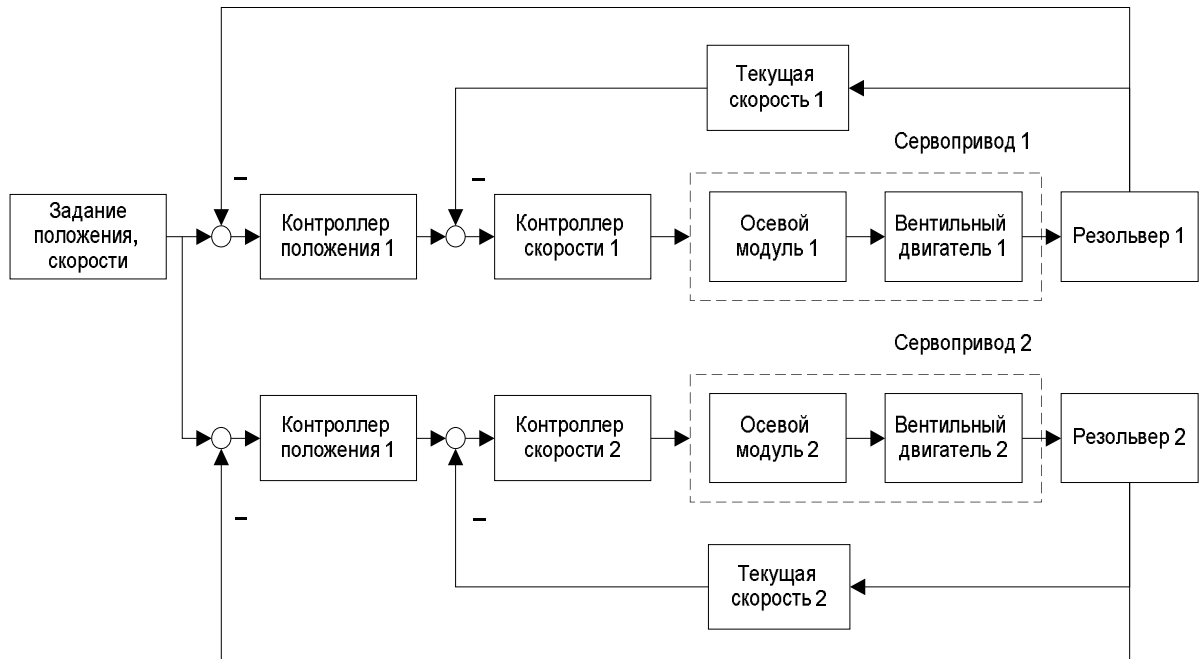


Рисунок 1.5 – Структурная схема параллельного управления

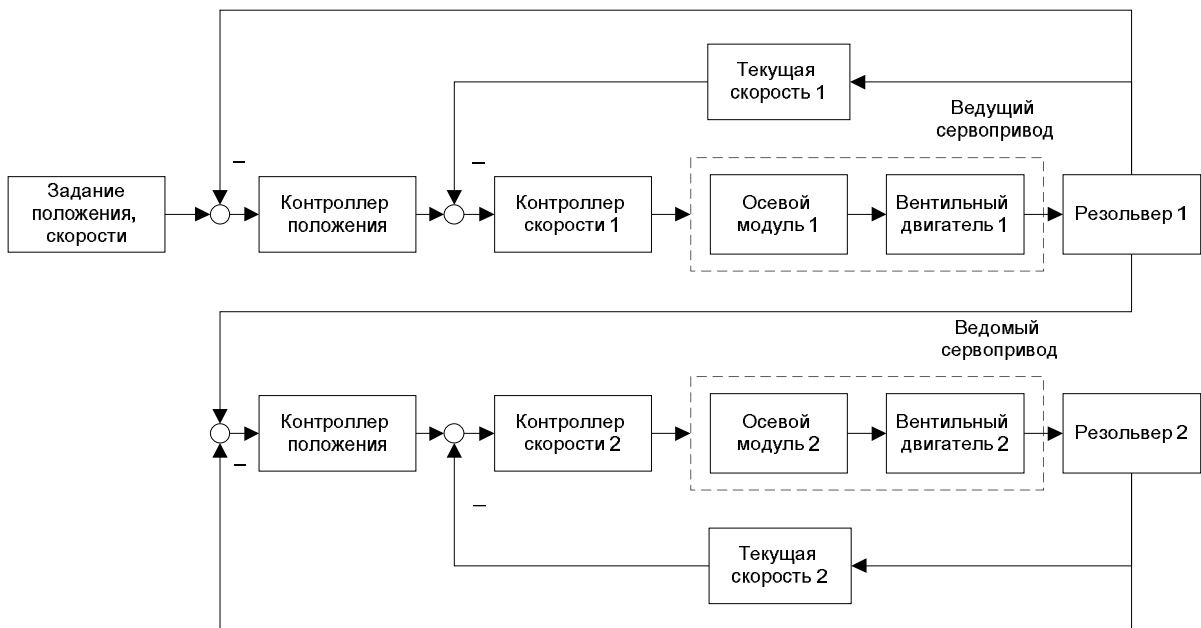


Рисунок 1.6 – Структурная схема управления по принципу «ведущий-ведомый»

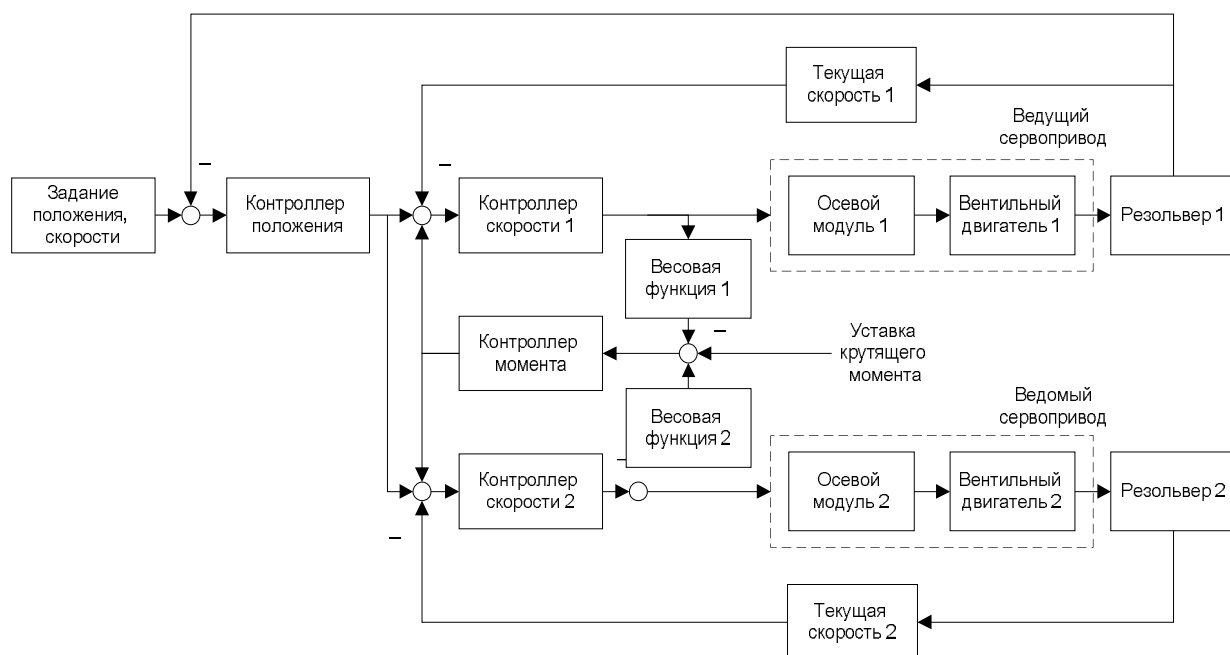


Рисунок 1.7 – Структурная схема гибридного синхронного управления с контролем позиции/крутящего момента

Применение гибридного метода синхронизации позволяет компенсировать рассогласование по обеим осям. Ведущая ось использует разницу в положении и скорости между двумя двигателями для формирования их возвращающего момента. Проблема запаздывания также возможна, как и при синхронизации в режиме «ведомый–ведущий». Управление положением используется для ведущего двигателя, управление скоростью – для ведомого. Синхронизация обоих двигателей осуществляется с помощью контроллера крутящего момента.

В дальнейшем гибридный метод не рассматривается, его применение в результате критического анализа отклонено вследствие отсутствия жесткой кинематической связи в создаваемой мехатронной системе, рассматриваются способы параллельного управления и управления по принципу «ведущий–ведомый».

Обзор существующих решений [9, 12, 15, 20, 23] показал отсутствие устоявшейся методики создания систем управления для мехатронных систем с параллельно управляемыми синхронными осями.

1.3.2 Математические модели и системы управления параллельными приводами

В системах с параллельной кинематикой, кроме усилий, действующих в отдельном мехатронном модуле (осевые силы F_1 , F_2 от момента двигателя), возникают силы от воздействия каждого модуля F_{11} , F_{21} вследствие наличия жесткой кинематической связи между ними (рисунок 1.8) [9, 12, 20].

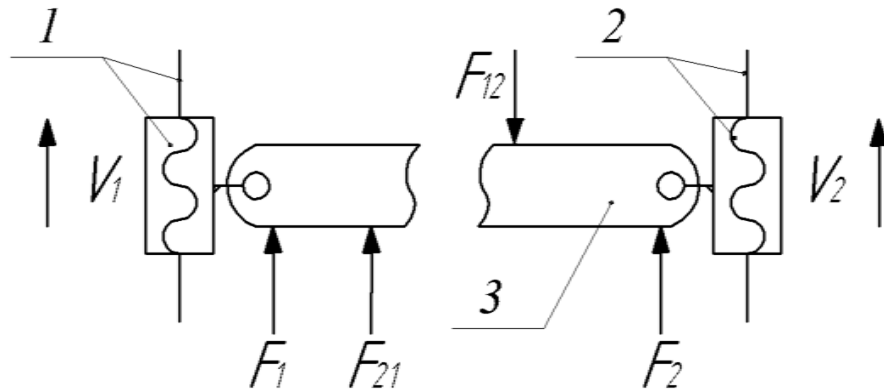


Рисунок 1.8 – Силовое взаимодействие в системе с параллельной кинематикой

1 – мехатронный модуль 1; 2 – мехатронный модуль 2; 3 – траверса
 V_1 , V_2 - скорости перемещения мехатронных модулей 1,2 соответственно

При несинхронном движении в системах с параллельными приводами возможно возникновение изгибающей силы, значение которой может быть найдено исходя из рассинхронизации (по скорости и положению) между модулями.

Модель системы с параллельной кинематикой представлена на рисунке 1.9 (силы F_{11} , F_{21} заменены изгибающей силой $F_{ги}$, возникающей при асинхронном движении):

$W_1(p)$, $W_2(p)$ – передаточные функции модулей 1, 2 соответственно;

$W_3(p)$ – передаточная функция механической связи;

$$F_{ги} = W_3(p)(V_1 - V_2).$$

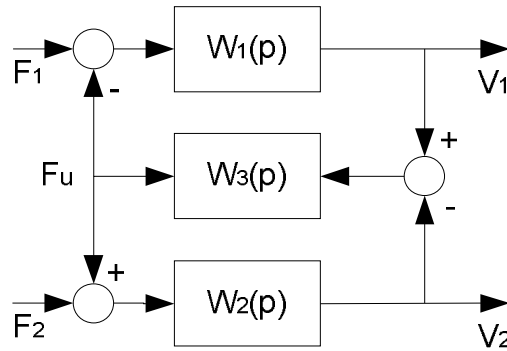


Рисунок 1.9 – Модель системы с параллельной кинематикой
с механической связью

Исходя из этого, система с параллельной кинематикой описывается следующей эквивалентной матрицей [9]:

$$\begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_{11}(p) & W_{12}(p) \\ W_{21}(p) & W_{22}(p) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}, \quad (1.1)$$

где V_1 , V_2 – линейная скорость мехатронных модулей движения 1,2 соответственно;

$W_{11}(p)$, $W_{22}(p)$ – передаточные функции мехатронных модулей 1,2 соответственно:

$$W_{11}(p) = \frac{V_1}{F_1} = \frac{kF_1}{p + 1}, \quad (1.2)$$

$$W_{22}(p) = \frac{V_2}{F_2} = \frac{kF_2}{p + 1}, \quad (1.3)$$

где $W_{12}(p)$, $W_{21}(p)$ – передаточные функции, описывающие влияние механической связи между осями (зависимость V_1 от F_2 , V_2 от F_1):

$$W_{12}(p) = W_{21}(p) = \frac{C_1 p + K_1}{p} \quad (1.4)$$

где C_1 – коэффициент демпфирования механической связи;

K_1 – коэффициент жесткости механической связи;

F_1 , F_2 – осевая сила 1, 2 соответственно.

Отклик замкнутой системы на входное задание скорости может использоваться для определения характеристик системы, приведенной на рисунке

1.9.

Рассинхронизация E при этом вычисляется как [21]:

$$E = W_{11}(p) - W_{21}(p) \cdot F_1 + W_{11}(p) - W_{21}(p) \cdot F_2. \quad (1.5)$$

Согласно (1.1) обобщенная схема системы управления может быть представлена как приведено на рисунке 1.10.

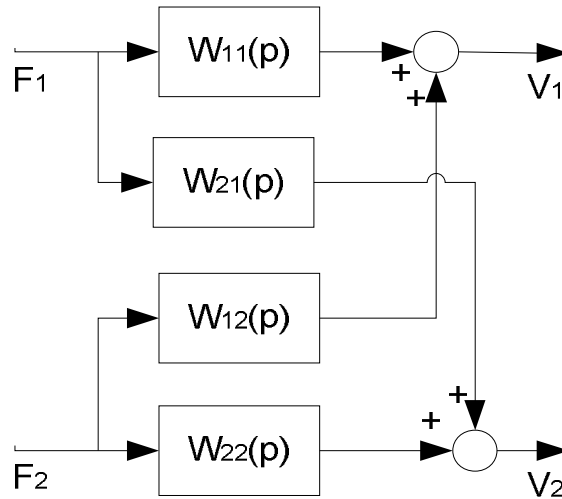


Рисунок 1.10 – Обобщенная схема разомкнутой системы управления модулей

Система управления, приведенная на рисунке 1.10, является разомкнутой.

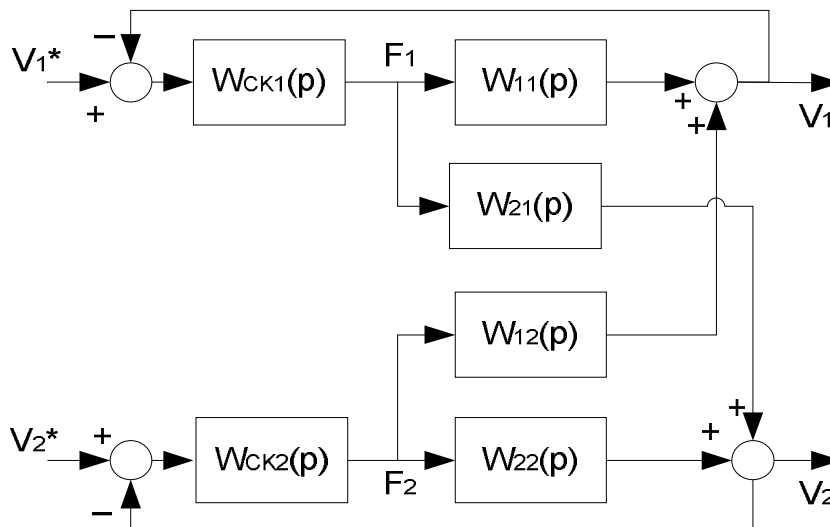


Рисунок 1.11 – Обобщенная схема системы управления с обратной связью по скорости

При этом возникают сложности с обеспечением требуемой точности под

действием внешних воздействий. Данная проблема может быть устранена применением замкнутой системы управления (рисунок 1.11), где $W_{СК1}(p)$, $W_{СК2}(p)$ – передаточная функция контроллеров скорости мехатронных модулей 1, 2 соответственно, V_1^* , V_2^* – задание скорости.

Указанные математические модели и передаточные функции в общем виде описывают мехатронные системы с параллельной кинематикой, учитывают характерные особенности данных систем, заключающиеся в наличии механической связи между осями и возникающими вследствие этого воздействиями между осями.

Выводы по главе 1

1. Несмотря на широкое применение гидропрессовых соединений с натягом, проблема их автоматизированной сборки является малоизученной. Задаче автоматизированной гидропрессовой сборки наиболее удовлетворяет мехатронный пресс. Современные промышленные прессы не имеют данных обратных связей, что требует создания специализированного мехатронного прессы для гидропрессовой сборки.

2. Управление оборудованием с параллельной кинематикой требует наличия интеллектуальных систем управления, обеспечивающих синхронизацию между осями. Существующие способы синхронизации не обеспечивают требуемого рассогласования между осями при воздействии внешних возмущений, что требует разработки нового способа синхронизации.

3. Решение поставленных задач исследования отвечает требованиям синтеза нового типа оборудования, учитывающего специфику гидропрессовой сборки и ее идентификационные характеристики, что влечет необходимость проведения комплекса теоретического и экспериментального исследований.

2 КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА МЕХАТРОННОГО ПРЕССА

Современное электромеханическое прессовое оборудование предъявляет жесткие требования к своим компонентам, таким как: приводные электродвигатели, механические передачи, система управления. Для синтеза мехатронного пресса в соответствии с требованиями, предъявляемыми гидропрессовой сборкой, требуется обоснование выбора кинематической схемы и характеристик компонентов.

2.1 Обоснование кинематической схемы пресса

В результате проведенного в главе 1 анализа литературных источников не установлено наличия мехатронных прессов с независимыми управляемыми осями, в связи с этим предложена кинематическая схема с параллельной кинематикой (рисунок 2.1) с двумя независимыми мехатронными модулями линейного движения (ММЛД), имеющая отличительную особенность, заключающуюся в отсутствии замкнутой кинематической связи между независимыми осями, а также направляющих, что с одной стороны снижает массогабаритные показатели, позволяет осуществлять самоцентрирование вала относительно сопрягаемого отверстия втулки путем покачивания траверсы, с другой стороны требует применения специализированных методов управления, что влечет за собой необходимость применения мехатронного подхода.

Характеристики комплектующих приведены в параграфах 2.2, 2.3.1.

Развиваемое прессом с данной кинематической схемой осевое усилие:

$$F = 2M_{\text{дв}} i_{\text{зрп}} i_{\text{рвп}} \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4, \quad (2.1)$$

где $M_{\text{дв}}$ – крутящий момент вентильного электродвигателя (ВЭД), Нм;

$i_{\text{зрп}}$ – передаточное отношение ременной зубчатой передачи (зубчатой РП);

$i_{\text{рвп}} = \frac{2\pi}{Pn_1}$ – передаточное отношение роликвинтовой передачи (РВП);

P – шаг винта, мм;

n_1 – число заходов на винте;

$\eta_1 = 0,98$ – КПД зубчатой РП;

$\eta_2 = 0,99$ – КПД подшипников качения опор винта;

$\eta_3 = 0,9$ – КПД РВП;

$\eta_4 = 0,96$ – КПД подшипников скольжения соединения «гайка–траверса».

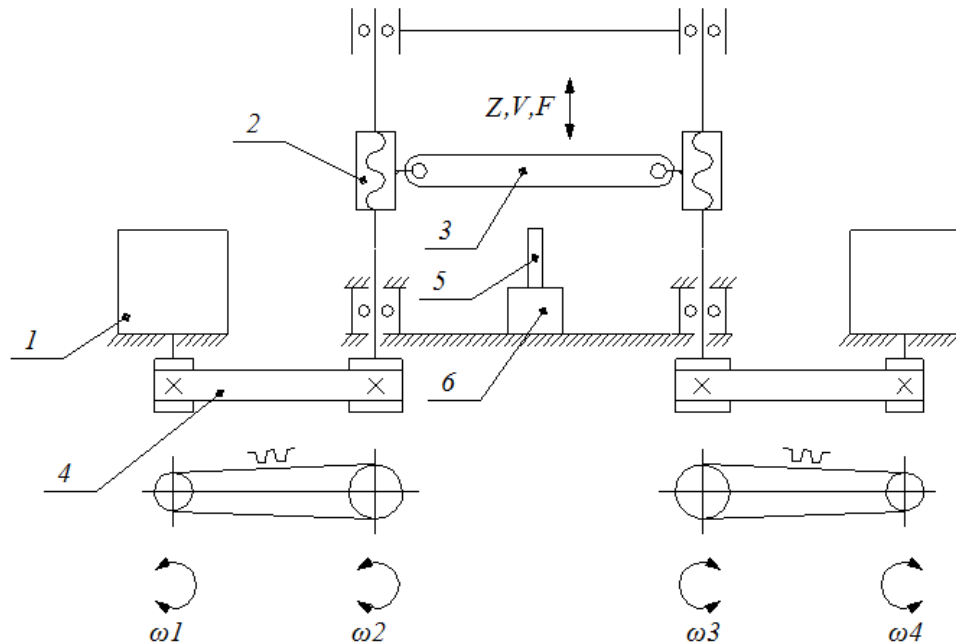


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема прессы

1 – ВЭД; 2 – РВП; 3 – траверса; 4 – зубчатая РП; 5 - запрессовываемый вал;

6 – втулка; Z – перемещение, V – скорость перемещения траверсы;

F – осевое усилие; ω_1 – угловая скорость ВЭД и ω_2 – винта РВП ММЛД 1,

ω_4 – угловая скорость ВЭД и ω_3 – винта РВП ММЛД 2

Основными требованиями к приводным электродвигателям являются: высокая плавность и точность хода, высокий удельный момент, низкое энергопотребление и уровень шума. Наиболее жесткие требования предъявляются к быстрдействию, перегрузочной способности электродвигателя, массогабаритным показателям, экономичности, надежности и ресурсу [49].

Анализ электромеханического прессового оборудования [46] показал, что наиболее применимыми электродвигателями являются вентильные (ВЭД) [55], что обусловлено необходимостью регулирования частоты вращения в широком

диапазоне при постоянном крутящем моменте и обеспечения высокого быстродействия при переходных процессах, а также высокой перегрузочной способностью.

Для обеспечения компактности мехатронного модуля линейного движения в кинематическую цепь включена зубчатая ременная передача.

Анализ передач линейного движения [40, 69] выявил, что шариковинтовая передача (ШВП) по сравнению с роликовинтовыми передачами обладает более низкими эксплуатационными характеристиками и не удовлетворяет требованиям, предъявляемым гидропрессовой сборкой к прессовому оборудованию, в частности, по грузоподъемности и максимальной скорости вращения. Результаты анализа для передач с винтом $d=48$ мм, $L=600$ мм представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Сравнительные характеристики ШВП и РВП

Параметр	ШВП	РВП
Статическая грузоподъемность, кН	84,7	235
Динамическая грузоподъемность, кН	26,8	130
Допустимая скорость вращения, об/мин	1000	3000
Шаг резьбы, мм	10	1,6

Учитывая значительные нагрузки и приведенные результаты анализа, исходя из опыта конструирования прессового оборудования, выбрана наиболее распространенная двухстоечная схема силового контура пресса, что подразумевает использование двух РВП. Опыт применения ШВП в прессовом оборудовании говорит о том, что использование кинематической схемы с одним приводным двигателем требует интеграции дополнительных средств компенсации люфтов, перекоса кареток, особенно в процессе эксплуатации (при износе пар). Наличие же схемы с двумя параллельными двигателями позволит компенсировать данные погрешности программным способом. Кроме того, параллельная кинематика обеспечивает «эффект покачивания» для улучшения центрирования вала при запрессовке, что является необходимым условием минимизации ошибок базирования, как показано в параграфе 1.2.2.

Развиваемое осевое усилие согласно (2.1) составляет:

$$F = 2 \cdot 12 \cdot 1,47 \cdot \frac{2 \cdot 3,14}{1,6 \cdot 6} \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,9 \cdot 0,96 = 19,27 \text{ кН} \quad (2.2)$$

При малых длинах запрессовки, учитывая перегрузочную способность ВЭД по моменту $6M_{дв}$, максимально возможное осевое усилие составляет 115,6 кН.

Предложенная кинематическая схема отличается от традиционных отсутствием направляющих, вследствие чего, использование прессового оборудования с данной схемой ограничено технологическими процессами, не требующими строгой параллельности траверсы. Развиваемое прессом осевое усилие достаточно для сборки гидропрессовых соединений диаметром сопряжения до 50 мм дифференциальным способом.

2.2 Математическая модель мехатронного пресса

При проектировании, изготовлении и эксплуатации прессового оборудования возникает необходимость решения задач, связанных с динамикой процессов, одной из которых является обеспечение устойчивого движения исполнительного органа пресса, выражаемого в отсутствии вибраций, скачкообразном перемещении узлов пресса либо их заклинивании [59, 109].

Периодический характер работы прессового оборудования предопределяет периодичность нагружения и деформирования как отдельных их звеньев, так и конструкций, служащих опорами или основаниями [50].

Динамические нагрузки, обусловленные массами и ускорениями движущихся деталей пресса, могут существенно влиять на точность позиционирования и надежность оборудования. В прессах с циклом работы, состоящим из цепи переходных процессов, характеризующихся различным нагружением звеньев исполнительного механизма и привода, в упругих элементах силовой цепи могут возникать колебания, существенно искажающие картину предполагаемого статического нагружения [109, 116].

Анализ фактических нагрузок проводится на основе математических

(динамических) моделей [45].

Повышение точности позиционирования исполнительного органа пресса при использовании ММЛД на базе ВЭД и РВП возможно путем учета характерных особенностей данного преобразователя движения, а именно: жесткости, потерь на комбинированное трение (скольжения и качения), геометрических и массо-инерционных параметров.

Расчетная схема мехатронного пресса приведена на рисунке 2.2.

В расчетной схеме используются следующие обозначения:

$b_{10}, b_{12}, b_{14}, b_{20}, b_{22}, b_{24}$ – коэффициенты демпфирования в подшипниках ММЛД 1, 2 соответственно;

b_{11}, b_{21} – коэффициент демпфирования ременной передачи ММЛД 1, 2 соответственно;

b_{13}, b_{23} – коэффициент демпфирования в РВП ММЛД 1, 2 соответственно;

b_{15}, b_{25} – коэффициент демпфирования в соединении траверсы с гайкой РВП ММЛД 1, 2 соответственно;

c_{10}, c_{20} – жесткость вала двигателя и его опоры ММЛД 1, 2 соответственно;

c_{11}, c_{21} – жесткость ременной передачи ММЛД 1, 2 соответственно;

c_{12}, c_{22} – жесткость опоры винта РВП ММЛД 1, 2 соответственно;

c_{13}, c_{23} – жесткость РВП ММЛД 1, 2 соответственно;

c_{14}, c_{24} – жесткость винта РВП ММЛД 1, 2 соответственно;

F_1, F_2 – осевое усилие развиваемое ММЛД 1, 2 соответственно;

$F_{сз}$ – сила сопротивления при сборке, равная силе запрессовки F_3 (зависит от длины запрессовки и давления масла) по величине и противоположная по направлению;

J_{11}, J_{21} – моменты инерции двигателя и ведущего шкива ММЛД 1, 2 соответственно;

J_{12}, J_{22} – момент инерции ведомого шкива и винта РВП ММЛД 1, 2 соответственно;

m_1, m_2 – масса гайки ММЛД 1, 2 соответственно;

m_3 – масса траверсы;

$M_{ДВ}$ – момент на валу двигателя ММЛД 1, 2 соответственно;
 Z_1, Z_2 – перемещение гайки РВП ММЛД 1, 2 соответственно;
 $\varphi_{10}, \varphi_{20}$ – угол поворота вала двигателя ММЛД 1, 2 соответственно;
 $\varphi_{11}, \varphi_{21}$ – углы поворота винта РВП ММЛД 1, 2 соответственно/

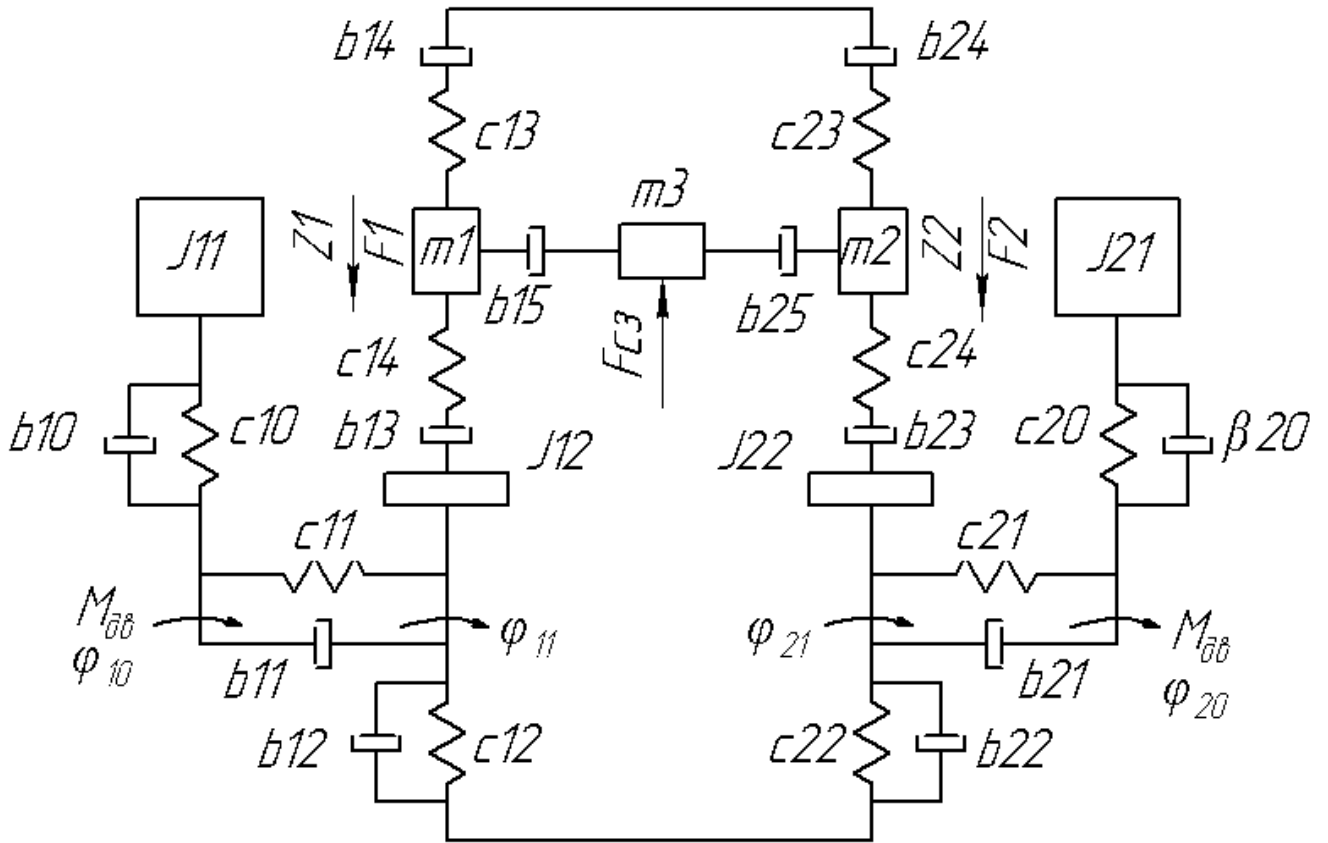


Рисунок 2.2 – Расчетная схема мехатронного пресса

При разработке модели приняты следующие допущения: жесткость винта и гайки неизменна; массой роликов при расчете инерции механизма, трением в соединении траверсы с гайкой РВП ММЛД, в зубчатой РП пренебрегаем; трение в подшипниковых опорах и передаче винт-гайка подчиняется закону Кулона–Амонтона; возможные погрешности изготовления деталей не учтены.

Для построения динамической модели пресса воспользуемся уравнением Лагранжа 2-го рода [92, 127]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + Q_i, \quad (2.3)$$

где T – кинетическая энергия системы;

Π – потенциальная энергия системы;

Φ – диссипативная функция системы (функция Рэлея);

q_i – обобщенная координата;

\dot{q}_i – обобщенная скорость;

Q_i – обобщенная сила по i -й обобщенной координате.

Данная механическая система имеет шесть степеней свободы.

В качестве обобщенных координат принимаем:

– углы поворота валов двигателей φ_{10} , φ_{20} ;

– углы поворота винтов φ_{11} , φ_{21} ;

– Z_1 , Z_2 – перемещения гаек РВП.

Кинетическая энергия системы определяется как [127]:

$$T = \frac{J_{11}\dot{\varphi}_{10}^2}{2} + \frac{J_{12}\dot{\varphi}_{11}^2}{2} + \frac{(m_1 + m_3/2)\dot{z}_1^2}{2} + \frac{J_{21}\dot{\varphi}_{20}^2}{2} + \frac{J_{22}\dot{\varphi}_{21}^2}{2} + \frac{(m_2 + m_3/2)\dot{z}_2^2}{2} \quad (2.4)$$

Потенциальная энергия системы определяется как [127]:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{c_{10}\varphi_{10}^2}{2} + \frac{c_{11}(\varphi_{10}-\varphi_{11})^2}{2} + \frac{c_{12}(\varphi_{10}-\varphi_{11})^2}{2} + \frac{c_{13}(\varphi_{11}-z_1)^2}{2} + \\ & + \frac{c_{14}(\varphi_{10}-\varphi_{11})^2}{2} + \frac{c_{20}\varphi_{20}^2}{2} + \frac{c_{21}(\varphi_{20}-\varphi_{21})^2}{2} + \frac{c_{22}(\varphi_{20}-\varphi_{21})^2}{2} + \\ & + \frac{c_{23}(\varphi_{21}-z_2)^2}{2} + \frac{c_{24}(\varphi_{20}-\varphi_{21})^2}{2} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Диссипативная функция Рэлея определяется как [92]:

$$\begin{aligned} \Phi = & \frac{b_{10}\dot{\varphi}_{10}}{2} + \frac{b_{11}(\dot{\varphi}_{10}-\dot{\varphi}_{11})}{2} + \frac{b_{12}(\dot{\varphi}_{10}-\dot{\varphi}_{11})}{2} + \frac{b_{13}(\dot{\varphi}_{11}-\dot{z}_1)}{2} + \\ & + \frac{b_{14}(\dot{\varphi}_{10}-\dot{\varphi}_{11})}{2} + \frac{b_{20}\dot{\varphi}_{20}}{2} + \frac{b_{21}(\dot{\varphi}_{20}-\dot{\varphi}_{21})}{2} + \frac{b_{22}(\dot{\varphi}_{20}-\dot{\varphi}_{21})}{2} + \\ & + \frac{b_{23}(\dot{\varphi}_{21}-\dot{z}_2)}{2} + \frac{b_{24}(\dot{\varphi}_{20}-\dot{\varphi}_{21})}{2} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Обобщенные силы по i -м обобщенным координатам согласно (2.3) определяются как [127]:

$$Q_{\varphi_{10}} = M_{\text{дв}} \quad (2.7)$$

$$Q_{\varphi_{11}} = \eta_1 \eta_2 i_{\text{рзп}} M_{\text{дв}} \quad (2.8)$$

$$Q_{z1} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 F_1 - \frac{F_{c3}}{2} \quad (2.9)$$

$$Q_{\varphi 20} = M_{дв} \quad (2.10)$$

$$Q_{\varphi 21} = \eta_1 \eta_2 i_{рзп} M_{дв} \quad (2.11)$$

$$Q_{z2} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 F_2 - \frac{F_{c3}}{2} \quad (2.12)$$

Частные производные от кинетической энергии по времени:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{10}} \right) = J_{11} \ddot{\varphi}_{10}, \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_{10}} = 0 \quad (2.13)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{11}} \right) = J_{12} \ddot{\varphi}_{11}, \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_{11}} = 0 \quad (2.14)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_1} \right) = m_1 \ddot{z}_1, \quad \frac{\partial T}{\partial z_1} = 0 \quad (2.15)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{20}} \right) = J_{21} \ddot{\varphi}_{20}, \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_{20}} = 0 \quad (2.16)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{21}} \right) = J_{22} \ddot{\varphi}_{21}, \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_{21}} = 0 \quad (2.17)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_2} \right) = m_2 \ddot{z}_2, \quad \frac{\partial T}{\partial z_2} = 0 \quad (2.18)$$

Частные производные от потенциальной энергии по обобщенной координате:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{10}} = c_{10} \varphi_{10} + c_{11} (\varphi_{10} - \varphi_{11}) + c_{12} (\varphi_{10} - \varphi_{11}) + c_{14} (\varphi_{10} - \varphi_{11}) \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{11}} = -c_{11} (\varphi_{10} - \varphi_{11}) - c_{12} (\varphi_{10} - \varphi_{11}) + c_{13} (\varphi_{11} - z_1) - c_{14} (\varphi_{10} - \varphi_{11}) \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z_1} = -c_{13} (\varphi_{11} - z_1) \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{20}} = c_{20} \varphi_{20} + c_{21} (\varphi_{20} - \varphi_{21}) + c_{22} (\varphi_{20} - \varphi_{21}) + c_{24} (\varphi_{20} - \varphi_{21}) \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{21}} = -c_{21} (\varphi_{20} - \varphi_{21}) - c_{22} (\varphi_{20} - \varphi_{21}) + c_{23} (\varphi_{21} - z_2) - \quad (2.23)$$

$$-c_{24} (\varphi_{20} - \varphi_{21}) \quad (2.24)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z_2} = -c_{23} (\varphi_{21} - z_2)$$

Частные производные от диссипативной функции Рэля по обобщенной

скорости:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{10}} = b_{10} \dot{\varphi}_{10} + b_{11}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) + b_{12}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) + b_{14}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{11}} = -b_{11}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) - b_{12}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) + b_{13}(\dot{\varphi}_{11} - \dot{z}_1) - b_{14}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}_1} = -b_{13}(\dot{\varphi}_{11} - \dot{z}_1) \quad (2.27)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{20}} = b_{20} \dot{\varphi}_{20} + b_{21}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) + b_{22}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) + b_{24}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) \quad (2.28)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{21}} = -b_{21}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) - b_{22}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) + b_{23}(\dot{\varphi}_{21} - \dot{z}_2) - b_{24}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) \quad (2.29)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}_2} = -b_{23}(\dot{\varphi}_{21} - \dot{z}_2) \quad (2.30)$$

В соответствии с уравнением (2.3) дифференциальные уравнения движения мехатронного пресса по обобщенным координатам запишутся как:

$$\left. \begin{aligned} J_{11} \ddot{\varphi}_{10} &= -c_{10} \varphi_{10} - c_{11}(\varphi_{10} - \varphi_{11}) - c_{12}(\varphi_{10} - \varphi_{11}) - c_{14}(\varphi_{10} - \varphi_{11}) - \\ &- b_{10} \dot{\varphi}_{10} - b_{11}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) - b_{12}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) - b_{14}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) + M_{дв}, \\ J_{12} \ddot{\varphi}_{11} &= c_{11}(\varphi_{10} - \varphi_{11}) + c_{12}(\varphi_{10} - \varphi_{11}) - c_{13}(\varphi_{11} - z_1) + \\ &+ c_{14}(\varphi_{10} - \varphi_{11}) + b_{11}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) + b_{12}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) - b_{13}(\dot{\varphi}_{11} - \dot{z}_1) + \\ &+ b_{14}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) + \eta_1 \eta_2 i_{рзп} M_{дв}, \\ (m_1 + m_3/2) \ddot{z}_1 &= c_{13}(\varphi_{11} - z_1) + b_{13}(\dot{\varphi}_{11} - \dot{z}_1) + \eta_1 \eta_2 \eta_3 F_1 - \frac{F_{сз}}{2}, \\ J_{21} \ddot{\varphi}_{20} &= -c_{20} \varphi_{20} - c_{21}(\varphi_{20} - \varphi_{21}) - c_{22}(\varphi_{20} - \varphi_{21}) - c_{24}(\varphi_{20} - \varphi_{21}) - \\ &- b_{20} \dot{\varphi}_{20} - b_{21}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) - b_{22}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) - b_{24}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) + M_{дв}, \\ J_{22} \ddot{\varphi}_{21} &= c_{21}(\varphi_{20} - \varphi_{21}) + c_{22}(\varphi_{20} - \varphi_{21}) - c_{23}(\varphi_{21} - z_2) + \\ &+ c_{24}(\varphi_{20} - \varphi_{21}) + b_{21}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) + b_{22}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) - b_{23}(\dot{\varphi}_{21} - \dot{z}_2) + \\ &+ b_{24}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) + \eta_1 \eta_2 i_{рзп} M_{дв}, \\ (m_2 + m_3/2) \ddot{z}_2 &= c_{23}(\varphi_{21} - z_2) + b_{23}(\dot{\varphi}_{21} - \dot{z}_2) + \eta_1 \eta_2 \eta_3 F_2 - \frac{F_{сз}}{2} \end{aligned} \right\} \quad (2.31)$$

Инерционные характеристики, коэффициенты трения подвижных частей

пресса, а также жесткость его элементов определяются следующим образом (приведено для одной оси, для второй – находятся аналогично).

Угол поворота ведомой шестерни (рад) находится как [60]:

$$\varphi_{11} = \frac{\varphi_{10}}{i_{P3П}}, \quad (2.32)$$

где $i_{P3П} = \frac{z_2}{z_1}$ – передаточное отношение ременной зубчатой передачи;

z_1 – число зубьев ведущей шестерни;

z_2 – число зубьев ведомой шестерни;

Перемещение Z гайки (мм) относительно винта РВП [60, 69]:

$$Z_1 = \frac{\varphi_{11} P n_1}{2\pi} \quad (2.33)$$

Согласно [69] момент инерции винта РВП вычисляется как:

$$J_{12} = 7,66 \cdot 10^{-13} d_3^4 \left(\frac{k}{k+2} \right)^4 L_0, \quad (2.34)$$

где L_0 – длина винта, мм;

$$k = \frac{d_1}{d_2},$$

d_1, d_2, d_3 – средний диаметр резьбы винта, ролика, гайки соответственно, мм.

Жесткость вала двигателя и его опоры C_{10} (Н/мм) согласно таблице 4.6 [80].

Жесткость зубчатой ременной передачи (Н/мм) находится как [3, 17, 72]:

$$C_{11} = c \frac{D_2^2}{2}, \quad (2.35)$$

где D_2 – диаметр ведомого шкива, мм;

$$c = \frac{E_0 A b}{l} - \text{коэффициент жесткости ремня};$$

E_0 – модуль упругости ремня, МПа;

A – площадь поперечного сечения ремня, мм²;

b – ширина ремня, мм;

l – длина ветви ремня, мм.

Жесткость опоры винта РВП C_{12} (Н/мм) согласно таблицы 4.6 [80].

Жесткость РВП (Н/мкм) [69]:

$$C_{13} = \frac{C_K C_T}{C_K + C_T}, \quad (2.36)$$

где C_K - контактная жесткость:

$$C_K = \frac{893 F^{1/3} n_p^{2/3} \left(\frac{d_3}{k+2} \right)^{1/3}}{\left(\frac{2K}{\pi\mu} \right)_1 \left(\frac{2k+1}{k} \right)^{1/3} (i_{12} k_{p12})^{-2/3} + \left(\frac{2K}{\pi\mu} \right)_3 \left(\frac{2k+3}{k+2} \right)^{1/3} (i_{23} k_{p23})^{-2/3}},$$

F – осевая нагрузка, Н;

n_p – число роликов;

$\left(\frac{2K}{\pi\mu} \right)_3, \left(\frac{2K}{\pi\mu} \right)_1$ – коэффициенты, зависящие от разности кривизны

сопряженных резьбовых поверхностей;

C_T – жесткость тел вращения (Н/мм):

$$C_T = 165000 \frac{d_3}{L_0} k_S,$$

где k_S – отношение площади поперечного сечения тел, передающих осевую нагрузку, к площади поперечного сечения гайки/

Для данной РВП значение жесткости данного типоразмера взято из каталога [14] и составляет $C_{13}=900$ Н/мкм.

При односторонней опоре жесткость винта (Н/мм) находится как [88]:

$$C_{14} = \frac{\pi d_1^2 E}{4000 L_1}, \quad (2.37)$$

где L_1 – расчетная длина винта, мм.

Потери на трение в подшипниках $b_{10}, b_{12}, b_{14}, b_{20}, b_{22}, b_{24}$ определяются их геометрическими и конструктивными параметрами по известным зависимостям [60, 80].

Потери на трение в зубчатой РП пренебрегаем $b_{11} \rightarrow 0$.

Потери на трение в РВП [69]:

$$b_{13} = b_{13C} + b_{13K}, \quad (2.38)$$

где $b_{13C} = \frac{2f}{1-f}$ – приведенный коэффициент трения скольжения;

$b_{13K} = \mu \frac{2\pi}{S} (k+1) \operatorname{tg} \alpha$ – приведенный коэффициент трения качения;

μ – коэффициент трения качения;

$S = Pn_1$ – величина перемещения за оборот, мм/об;

$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Pn_1}{\pi d_2}$ – угол подъема резьбы, град.

Таким образом, потери на трение:

$$b_{13} = \frac{2f}{1-f} + \mu \frac{2\pi}{S} (k+1) \operatorname{tg} \alpha \quad (2.39)$$

Потерями на трение в соединении траверсы с гайкой РВП пренебрегаем $b_{15} \rightarrow 0$.

Развиваемое осевое усилие (Н) определяется согласно.

$$F_1 = F/2, \quad (2.40)$$

где F – усилие, развиваемое прессом согласно (2.1).

Полученные уравнения движения (2.31) имеют линейный характер, возникающие в системе нелинейности (вследствие демпфирования ременной передачи, жесткости элементов) не учитываются, вследствие того, что нелинейность механической системы пресса существенно мала по сравнению с нелинейностью технологического процесса. Дальнейшие исследования показали, что учет нелинейностей не влияет на качество получаемых соединений.

Для построения компьютерной модели, позволяющей численно решить полученную систему дифференциальных уравнений движения, применено моделирование в среде MATLAB/Simulink.

Геометрические и динамические параметры компонентов мехатронного пресса представлены в таблицах 2.2 – 2.5.

Таблица 2.2 – Параметры зубчатой ременной передачи геометрические

Параметр	Обозначение	Значение
Число зубьев ведущей шестерни	z_1	28
Число зубьев ведомой шестерни	z_2	41
Диаметр ведущего шкива	D_1	70 мм
Диаметр ведомого шкива	D_2	103,5 мм
Длина ветви ремня	l	320 мм
Площадь поперечного сечения ремня	A	160 мм ²

Таблица 2.3 – Параметры роликовинтовой передачи

Параметр	Обозначение	Значение
Средний диаметр резьбы винта	d_1	48 мм
Средний диаметр резьбы ролика	d_2	16 мм
Средний диаметр резьбы гайки	d_3	80 мм
Шаг резьбы	P	1,6 мм
Число заходов резьбы на винте	n_1	6
Число заходов резьбы на ролике	n_2	1
Число заходов резьбы на гайке	n_3	6
Длина винта	L_0	600 мм
Длина рабочей части винта	L_1	450 мм
Жесткость РВП	C_{13}, C_{23}	900 Н/мкм
Масса гайки	m_1, m_2	5 кг

Таблица 2.4 – Параметры мехатронного модуля динамические

Параметр	Обозначение	Значение
Момент двигателя длительный	$M_{дв}$	12 Нм
Момент инерции ротора ВЭД	J_{11}, J_{21}	33,1 кг*см ²

Таблица 2.5 – Параметры траверсы геометрические

Параметр	Обозначение	Значение
Масса траверсы	m_3	70 кг

Разработка механической составляющей пресса осуществлялась с применением библиотеки SimMechanic среды Simulink. Система уравнений движения (2.31) трансформирована под требования среды SimMechanics, позволяющей выполнять кинематический и динамический анализы механических систем. Полученная модель пресса, включающая элементы SimMechanics,

приведена на рисунке 2.3.

В модели используются следующие обозначения:

actuator 1, 2, 3, 4 – блоки–возбудители движения сочленений;

b_{10} , b_{12} , b_{14} , b_{20} , b_{22} , b_{24} – коэффициенты демпфирования в подшипниках ММЛД 1, 2 соответственно, представлены блоком Joint Spring&Damper;

b_{11} , b_{21} – коэффициент демпфирования ременной передачи ММЛД 1, 2 соответственно;

b_{13} , b_{23} – коэффициент демпфирования в РВП ММЛД 1, 2 соответственно;

b_{15} , b_{25} – коэффициенты демпфирования в соединении траверсы с гайкой РВП ММЛД 1, 2 соответственно;

bar – блок объединения;

body actuator – блок–возбудитель движения тела;

c_{10} , c_{20} – жесткость вала двигателя и его опоры ММЛД 1, 2, соответственно представлены блоком Joint Spring&Damper;

c_{11} , c_{21} – жесткость ременной передачи ММЛД 1,2 соответственно;

c_{12} , c_{22} – жесткость опоры винта РВП ММЛД 1, 2 соответственно;

c_{13} , c_{23} – жесткость РВП ММЛД 1, 2 соответственно;

c_{14} , c_{24} – жесткость винта РВП ММЛД 1, 2 соответственно;

F_{SZ} – сила сопротивления при сборке, равная силе запрессовки F_z по величине и противоположная по направлению, представлена блоком Step;

gaika RVP 1, 2 – гайка РВП ММЛД 1, 2 соответственно, представлена блоком Body;

M_{dvl} – момент на валу двигателя ММЛД 1, 2 соответственно, представлен блоком Step;

nizh podship 1, 2 – нижняя подшипниковая опора ММЛД 1, 2 соответственно, представлена блоком Revolute;

ϕ_{i1} , ϕ_{i2} – угол поворота вала двигателя ММЛД 1, 2 соответственно;

podship 1, 2 – подшипниковая опора ВЭД ММЛД 1, 2 соответственно, представлена блоком Revolute;

podship krepl 1, 2, 3, 4, 5, 6 – крепления подшипников в корпусе ММЛД 1, 2,

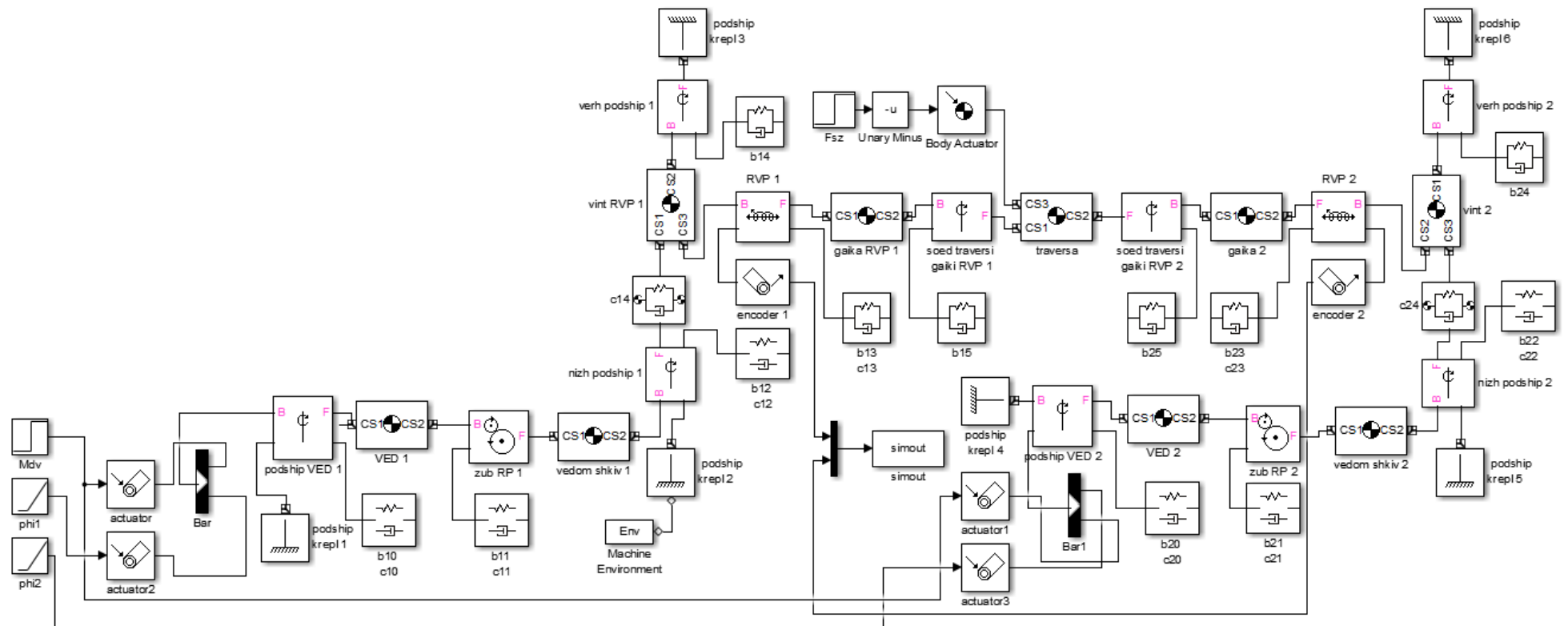


Рисунок 2.3 – Структурная схема математической модели мехатронного прессы

RVP 1, 2 – передача РВП ММЛД 1, 2 соответственно, представлены блоком Screw;

simout – блок вывода в файл;

soed traversi gaiki RVP 1, 2 – соединение «гайка –траверса ММЛД 1, 2, представлено блоком Revolute.

traversa – траверса, представлена блоком Body;

unary minus – блок инверсии.

VED 1, 2 – вентильный двигатель с ведущим шкивом ММЛД 1, 2 с моментами инерции J_{11} , J_{21} соответственно, представлен блоком Body;

vedom shkiv 1, 2 – ведомый шкив ММЛД 1, 2 соответственно, представлен блоком Body;

verh podship 1, 2 – верхняя подшипниковая опора ММЛД 1, 2, представлена блоком Ground;

vint RVP 1, 2 – винт РВП с моментом инерции ведомого шкива и РВП ММЛД 1, 2 соответственно, представлен блоком Body;

zub RP 1, 2 – зубчатая ременная передача ММЛД 1, 2 соответственно, представлен блоком Gear;

Массовые, геометрические, динамические параметры элементов модели согласно таблиц 2.2 – 2.5.

Разработанная Simulink–модель используется при дальнейшем моделировании прессы в параграфе 2.3, главе 3.

2.3 Разработка способа синхронизации движения осей с параллельной кинематикой

Наиболее важным критерием качества управления является точность перемещения рабочего органа [103], в данном случае траверсы прессы.

Для оборудования с параллельной кинематикой выделяют следующие критерии, влияющие на точность перемещения [77]:

- 1) рассогласование по положению по оси ΔZ_i ;

2) рассинхронизация между осями ΔZ_{OC} .

Рассогласование по положению оси $\Delta Z_i = Z_{зад\ i} - Z_{факт\ N}$, где $Z_{зад\ i}$ – заданное положение по оси N , $Z_{факт\ N}$ – фактическое положение по оси N и рассинхронизация между осями $\Delta Z_{OC} = Z_{факт1} - Z_{факт2}$ являются основными критериями качества регулирования как отдельной осью оборудования с параллельной кинематикой, так и группой приводов, что позволяет оценить точность отработки задания на перемещение исполнительного органа.

При эксплуатации технологического оборудования с параллельной кинематикой возможно возникновение перекоса траверсы, что может привести к его повреждению.

Предельно допустимая величина перекоса, при которой происходит недопустимый изгиб винта и разрушение роликов РВП, зависит от нескольких факторов, основным из которых является суммарный люфт в подвижном соединении траверсы с гайкой передачи.

Условие заклинивания согласно рисунку 2.4:

$$\Delta S > \Delta S_{MAX}, \quad (2.41)$$

где $\Delta S_{MAX} = S_1 + S_2$;

S_1, S_2 – радиальный зазор в сопряжении «гайка–траверса».

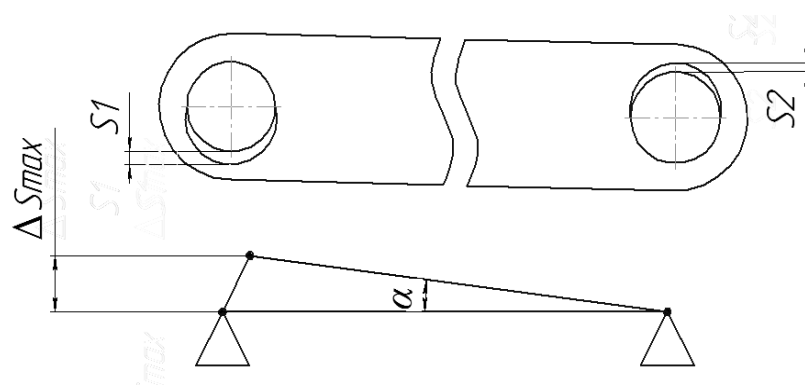


Рисунок 2.4 – Определение величины перекоса

Условие заклинивания позволяет установить диапазон величины рассинхронизации, при которой обеспечивается требуемая точность позиционирования и безопасная эксплуатация оборудования.

Согласно (2.41) гарантированный зазор в соединении гайка РВП – траверса ($d=50$ мм, посадка H7/g6):

- минимальный зазор $S_{\text{MIN}} = EI - es = 0 - (-9) = 9$ мкм;
- максимальный зазор $S_{\text{MAX}} = ES - ei = 25 - (-25) = 50$ мкм;
- средний зазор $S = (S_{\text{MAX}} + S_{\text{MIN}}) / 2 = 29,5$ мкм.

Теоретический суммарный люфт в подвижном соединении траверсы с гайкой передачи ΔS_{MAX} варьируется в диапазоне от 18 до 100 мкм. Измеренный гарантированный зазор в соединении составляет $S_1=23$ мкм, $S_2=39$ мкм, следовательно, $\Delta S_{\text{MAX}} = 62$ мкм.

Таким образом, безопасная эксплуатация пресса возможна при условии, что величина рассинхронизации не превышает значения гарантированного среднего зазора $\Delta S_{\text{макс}} = 62$ мкм, в противном случае при перекосе траверсы возможен критический изгиб винта и разрушение передачи.

2.3.1 Обоснование способа синхронизации движения параллельных осей

В главе 1 представлены основные способы управления оборудованием с синхронно управляемыми осями. Для оценки эффективности работы способов синхронизации требуется определение величины рассинхронизации между осями.

Модели мехатронного пресса с системами управления со способами синхронизации представлены: способ параллельного управления (рисунок 2.5), способ управления по принципу «ведущий–ведомый» (рисунок 2.6). Механическая подсистема пресса приведена на рисунке 2.7.

Моделирование осуществлялось для режима холостого хода и под нагрузкой (при воздействии максимально возможной силы запрессовки равной 18 кН). Для имитации нагрузки, равной силе запрессовки 18 кН, используется ступенчатое воздействие амплитудой 18 кН, действующее на траверсу (наброс нагрузки в начале работы, длительность нагружения 0,05 с,

далее – режим холостого хода), для моделирования внешних возмущений (возмущающего момента) на ведомой оси использовалось ступенчатое воздействие амплитудой 2 Нм.

Система регулирования включает регуляторы положения, скорости и тока. Сигнал на выходе регулятора положения задает величину скорости

При разработке модели системы управления мехатронным прессом, использовалась библиотечная Simulink–модель вентильного электродвигателя (синхронной машины с постоянными магнитами (Permanent magnet synchronous machine)), управляемого от инвертера.

Параметры электродвигателя 1FT3130 приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Характеристики ВЭД 1FT3130

Параметр	Обозначение	Значение
Индуктивность обмоток статора	Ld, Lq	0,0053 Гн
Сопротивление обмоток статора	R	1 Ом
Постоянная момента	F	2,7 Нм/А
Число пар полюсов	p	2
Момент инерции ротора	J	0,00331 кг·м ²
Мощность	P	4,7 кВт
Номинальное число оборотов	n	3000 об/мин

При гидропрессовой сборке на границах участков сухого, полусухого и жидкостного трения в характерных точках по длине запрессовки перехода из одного режима трения в другой происходит резкое изменение режима трения [125], вследствие этого ПИД–регулятор положения наиболее подходящее решение. ПИД–регулятор также используется для качественной оценки как начальная точка при настройке регулятора на основе нечеткой логики. Также ПИД–регулятор положения применяется в многоосевых ситемах числового программного управления (СЧПУ): Балт-Систем, ИНЭЛСИ, Ижпрэст.

В моделях используются следующие обозначения:

F_{SZ} – сила сопротивления при сборке, равная силе запрессовки F_z по

величине и противоположная по направлению, представлена блоком Step;

inverter 1, 2 – инвертер с ПИ-регулятором тока ММЛД 1, 2 соответственно;

meh sost pressa – механическая подсистема прессы ММЛД 1, 2 соответственно;

phi1_v_z1, phi2_v_z2 – блок перевода оборотов винта РВП в перемещение гайки РВП ММЛД 1, 2 соответственно;

PR 1, 2 – дискретный ПИД-регулятор положения ММЛД 1, 2 соответственно, представлен блоком Discrete PID;

preobr koord 1, 2 – преобразователь координат из ортогональной dq в трехфазную ABC ММЛД 1, 2 соответственно, представлен блоком dq2abc;

SR 1, 2 - дискретный ПИ-регулятор скорости ММЛД 1, 2 соответственно, представлен блоком Discrete PID;

to workspace – блок вывода в файл.

VED 1, 2 – ВЭД ММЛД 1, 2 соответственно;

vozmush vozd – возмущающее воздействие, представлено блоком Step;

Z – модуль задания положения, представлен блоком генерирования сигналов;

Механическая подсистема прессы приведена на рисунке 2.6, согласно математической модели (рисунок 2.3) и дополнена следующими элементами:

Msopr 1, 2 – момент сопротивления от нагрузки $F_{сз}$ ММЛД 1, 2 соответственно, представлен блоком Joint Sensor.

Коэффициенты регулятора положения (пропорциональной, интегральной и дифференциальной частей) ($K_p=170$, $K_i=810$, $K_d=20$) рассчитывались исходя из условий обеспечения минимального рассогласования путем последовательной аппроксимации при постоянных коэффициентах регуляторов скорости ($K_p=15$, $K_i=0.8$) и тока. Параметры регуляторов рассчитывались при воздействии максимально допустимой силы запрессовки, при которой ВЭД работает без перегрузки по моменту, равной 18 кН.

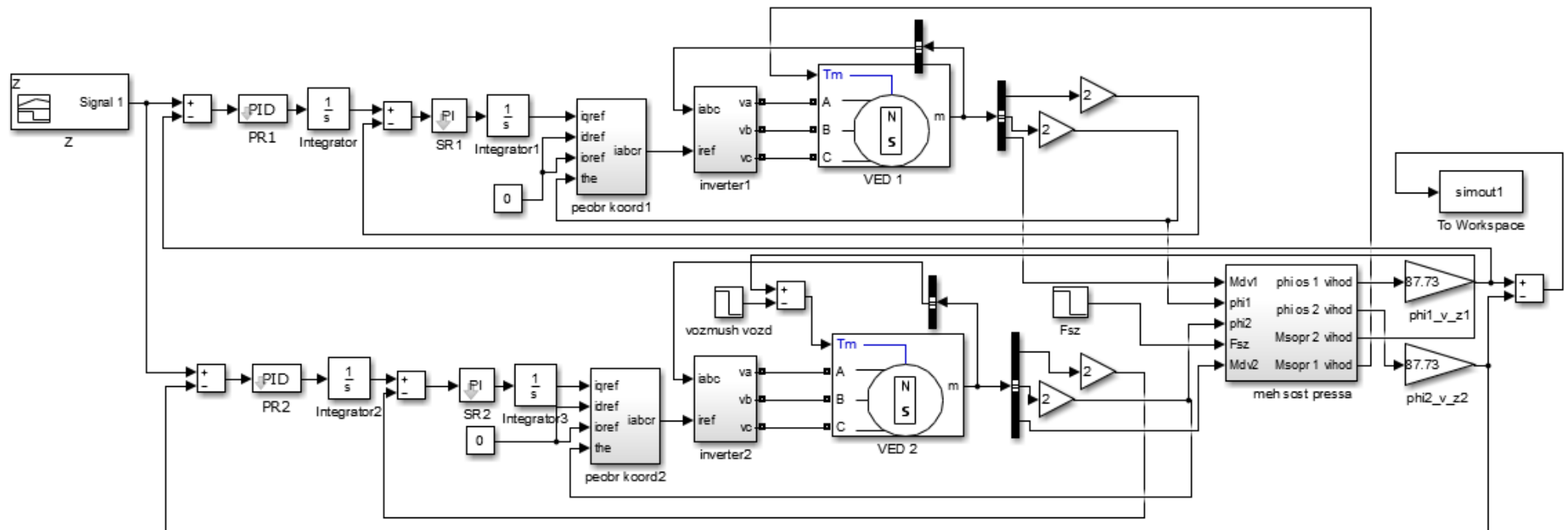


Рисунок 2.5 – Структурная схема мехатронного пресса с системой автоматического управления
(синхронизация по способу параллельного управления)

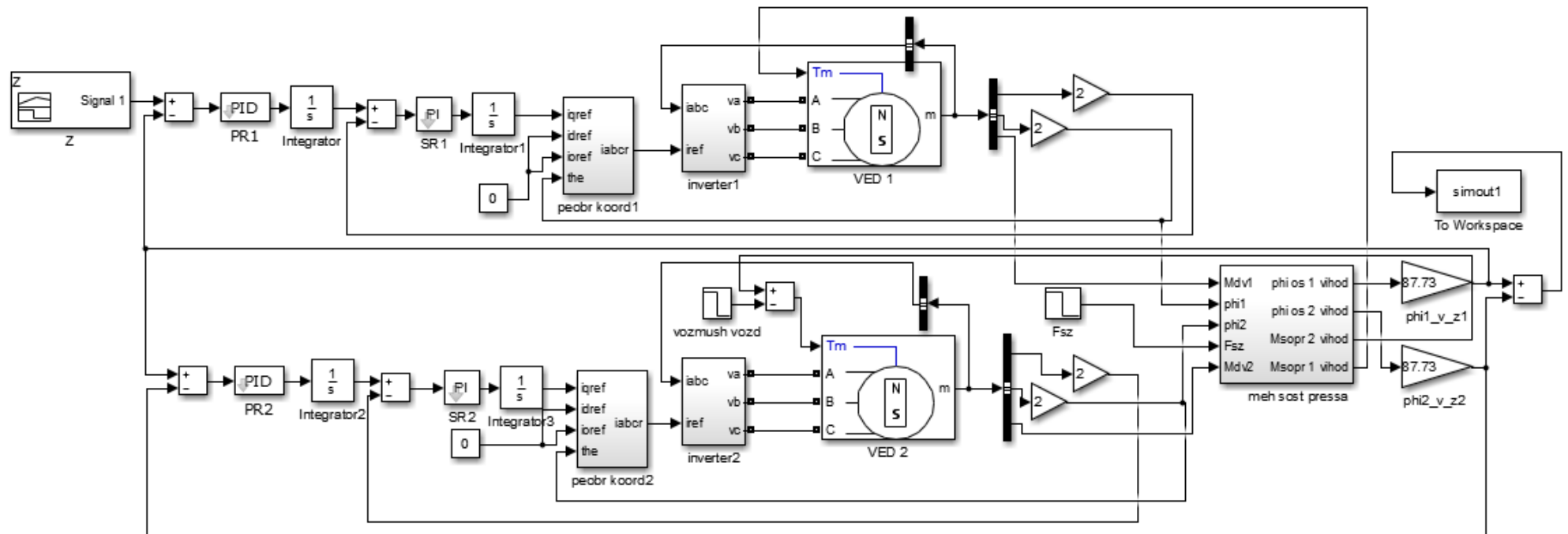


Рисунок 2.6 – Структурная схема мехатронного пресса с системой автоматического управления (синхронизация по принципу «ведущий-ведомый»)

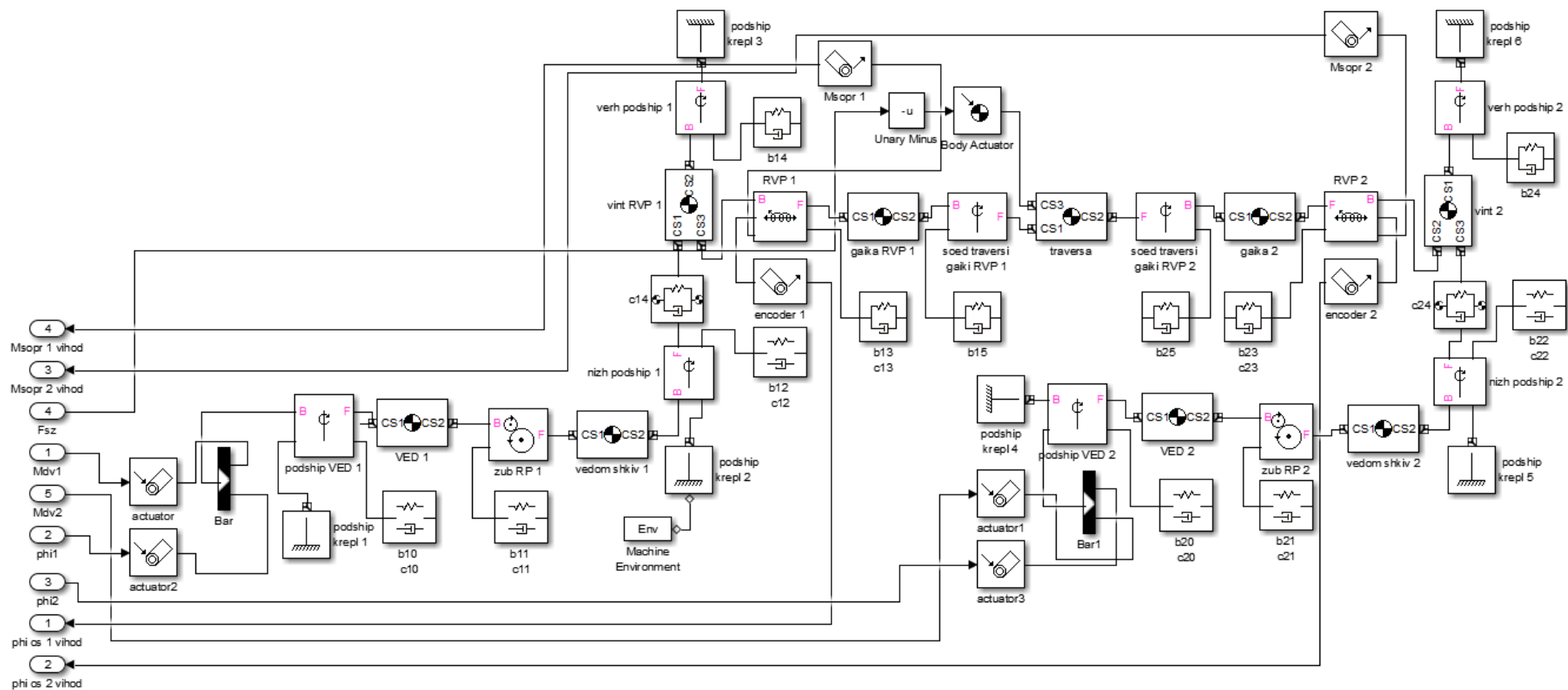


Рисунок 2.7 – Структурная схема механической подсистемы прессы

Последовательная аппроксимация заключается в следующем: для замкнутой системы с П-регулятором, путем последовательного увеличения K_p добиваются переходного процесса отработки прямоугольного импульса по сигналу задания или возмущения с декрементом затухания $D = 1/4$. Далее определяется период этих колебаний T_k и значения постоянных интегрирования и дифференцирования регуляторов T_i и T_d : $T_i = T_k/6$; $T_d = T_k/1.5$. Далее вручную проводится окончательная настройка коэффициентов регулятора для обеспечения минимальных перерегулирования и времени установления. В рассматриваемой системе привода регуляторы скорости и тока реализованы непосредственно в инверторе, настройка их проводилась для двигателя по стандартной методике производителя.

Моделирование проведено при входном управляющем сигнале со следующими характеристиками: перемещение $L=50$ мм при скорости $V=50$ мм/с, ускорении $a=200$ мм/с².

При реализации модуля задания положения использовались следующие зависимости (2.21) – (2.30) [28, 108]:

участок разгона:

– время разгона:

$$t_{\text{разг}} = \frac{V}{a_{\text{разг}}}, \quad (2.42)$$

где V – требуемая скорость перемещения, $a_{\text{разг}}$ – ускорение разгона.

– длина участка разгона:

$$S_{\text{разг}} = \frac{a_{\text{разг}} t_{\text{разг}}^2}{2}, \quad (2.43)$$

участок торможения:

– время торможения:

$$t_{\text{торм}} = \frac{V}{a_{\text{торм}}}, \quad (2.44)$$

где V – достигнутая скорость перемещения, $a_{\text{торм}}$ – ускорение торможения.

– длина участка торможения:

$$S_{\text{торм}} = \frac{a_{\text{торм}} t_{\text{торм}}^2}{2}. \quad (2.45)$$

участок равномерного движения:

– длина участка равномерного движения:

$$S_{\text{равн}} = S - S_{\text{разг}} - S_{\text{торм}}. \quad (2.46)$$

в случае, если $a_{\text{торм}} = a_{\text{разг}}$, то $S_{\text{торм}} = S_{\text{разг}}$, следовательно:

$$S_{\text{равн}} = S - 2S_{\text{разг}}. \quad (2.47)$$

– время движения на участке равномерного движения:

$$t_{\text{равн}} = \frac{S_{\text{равн}}}{V}. \quad (2.48)$$

задание на положение в момент времени $t_{\text{тек}}$ вычисляется как:

– на участке разгона:

$$Z_{\text{разг зад}} = \frac{a_{\text{разг}} t_{\text{тек}}^2}{2}. \quad (2.49)$$

– на участке равномерного движения:

$$Z_{\text{равн зад}} = \frac{a_{\text{разг}} t_{\text{разг}}^2}{2} + V(t_{\text{тек}} - t_{\text{разг}}). \quad (2.50)$$

– на участке торможения:

$$Z_{\text{торм зад}} = S_{\text{разг равн}} + V(t_{\text{тек}} - t_{\text{разг равн}}) - \frac{a_{\text{торм}} (t_{\text{тек}} - t_{\text{разг равн}})^2}{2}, \quad (2.51)$$

где $S_{\text{разг равн}} = S_{\text{разг}} + S_{\text{равн зад}}$, $t_{\text{разг равн}} = t_{\text{разг}} + t_{\text{равн}}$.

Такт квантования в модели равен 1 мс.

Результаты моделирования представлены в таблице 2.7.

Таблица 2.7 – Результаты моделирования способов синхронизации осей

Способ синхронизации	Максимальная рассинхронизация $ \Delta Z_{\text{ос}} $, мкм	
	холостой ход	под нагрузкой
Параллельное управление	9	83
Управление по принципу «ведущий-ведомый»	7	147

Результаты моделирования представлены на рисунках 2.8, 2.9.

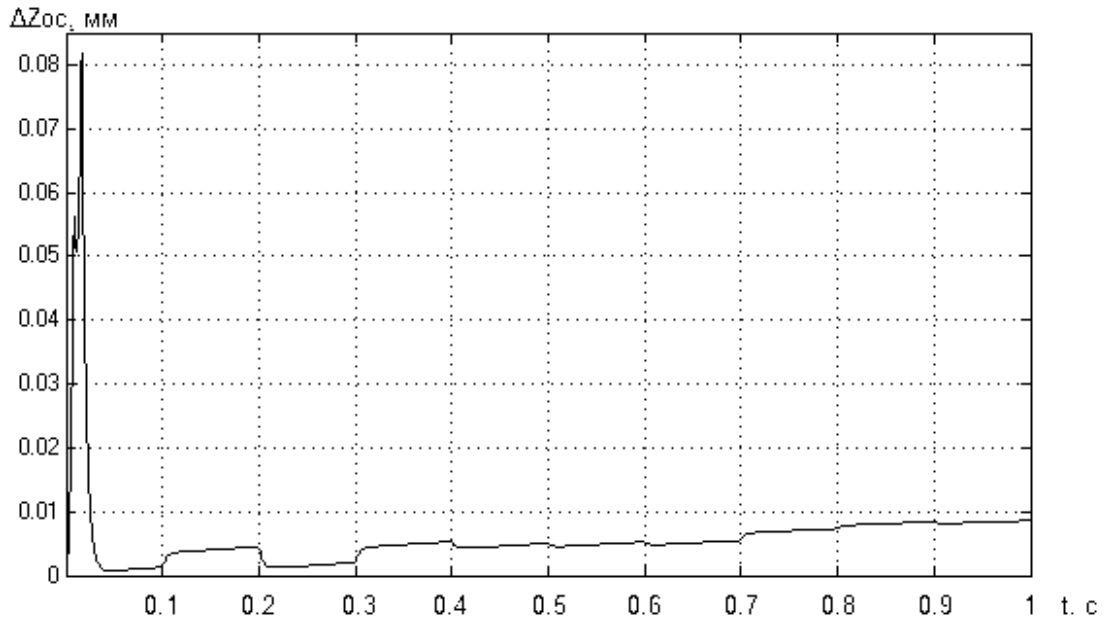


Рисунок 2.8 – Рассинхронизация под нагрузкой и при холостом ходе
(параллельное управление)

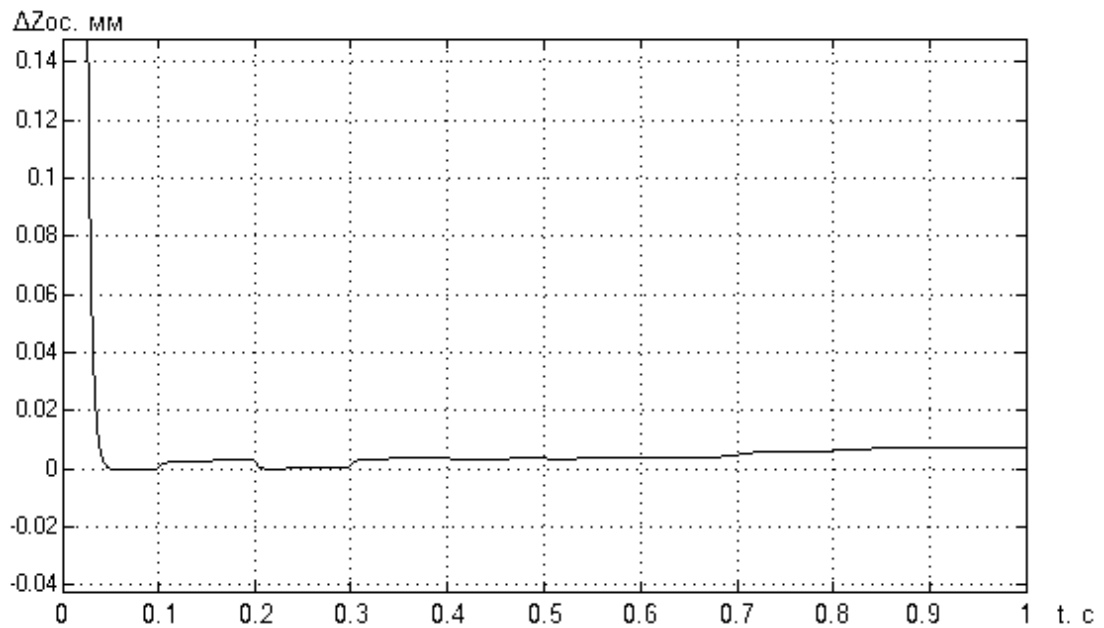


Рисунок 2.9 – Рассинхронизация под нагрузкой и при холостом ходе
(управление по принципу «ведущий ведомый»)

Анализ результатов моделирования показывает, что под нагрузкой и при воздействии внешних возмущений способ параллельного управления

обеспечивает меньшую рассинхронизацию, чем способ управления по принципу «ведущий– ведомый».

Таким образом, для обеспечения минимальной рассинхронизации под нагрузкой в динамических режимах параллельный способ управления является наиболее приемлемым, но требует дополнительной доработки, обеспечивающей учет взаимного положения осей и коррекцию управляющего воздействия (задания по положению).

2.3.2 Модифицированный способ синхронизации движения осей

Проведенный анализ способов синхронизации между осями и представленные результаты моделирования системы управления мехатронным прессом на их основе выявили определенные недостатки, среди которых наиболее значимыми являются: сложность обеспечения точности синхронного перемещения из-за неучета взаимного положения осей (параллельное управление), возникновение значительной рассинхронизации при воздействии динамических нагрузок на ведомую ось (управление «ведущий–ведомый»).

В связи с этим, предложен модифицированный способ синхронизации, заключающийся в ротации роли «ведущего-ведомого» между осями (в качестве ведущей выбирается ось с нулевым либо минимальным рассогласованием), ведомая ось разгоняется либо затормаживается в зависимости от рассогласования от заданной позиции, либо от позиции ведущей оси.

Условие смены функции «ведущий-ведомый» определяется как:

$$\left. \begin{array}{l} \text{если } (Z_{\Phi 1} > Z_{\Phi 2}) \&\& (|\Delta Z_{OC}| < \Delta Z_{OC_M}) \&\& (|\Delta Z_1| > |\Delta Z_2|), \text{ то } Z_{3AD1} = Z_{\Phi 2}, \\ \text{если } (Z_{\Phi 1} > Z_{\Phi 2}) \&\& (|\Delta Z_{OC}| < \Delta Z_{OC_M}) \&\& (|\Delta Z_1| < |\Delta Z_2|), \text{ то } Z_{3AD2} = Z_{\Phi 1}, \\ \text{если } (Z_{\Phi 1} < Z_{\Phi 2}) \&\& (|\Delta Z_{OC}| < \Delta Z_{OC_M}) \&\& (|\Delta Z_1| > |\Delta Z_2|), \text{ то } Z_{3AD1} = Z_{\Phi 2}, \\ \text{если } (Z_{\Phi 1} < Z_{\Phi 2}) \&\& (|\Delta Z_{OC}| < \Delta Z_{OC_M}) \&\& (|\Delta Z_1| < |\Delta Z_2|), \text{ то } Z_{3AD2} = Z_{\Phi 1} \end{array} \right\} (2.52)$$

где $\Delta Z_{OC} = Z_{\Phi 1} - Z_{\Phi 2}$ – рассинхронизация между осями;

$Z_{\Phi 1}, Z_{\Phi 2}$ – фактическое положение по осям 1,2;

$|\Delta Z_1| = |Z_{\text{зад}} - Z_{\Phi 1}|$ – абсолютное рассогласование по положению по оси 1;

$|\Delta Z_2| = |Z_{\text{зад}} - Z_{\Phi 2}|$ – абсолютное рассогласование по положению по оси 2;

$Z_{\text{зад}}$ – заданное положение с модуля задания положения;

$\Delta Z_{\text{ос}_M}$ – максимально допустимая рассинхронизация между осями, определяемая (2.41).

Алгоритм синхронизации, разработанный на основе (2.52), представлен на рисунке 2.10.

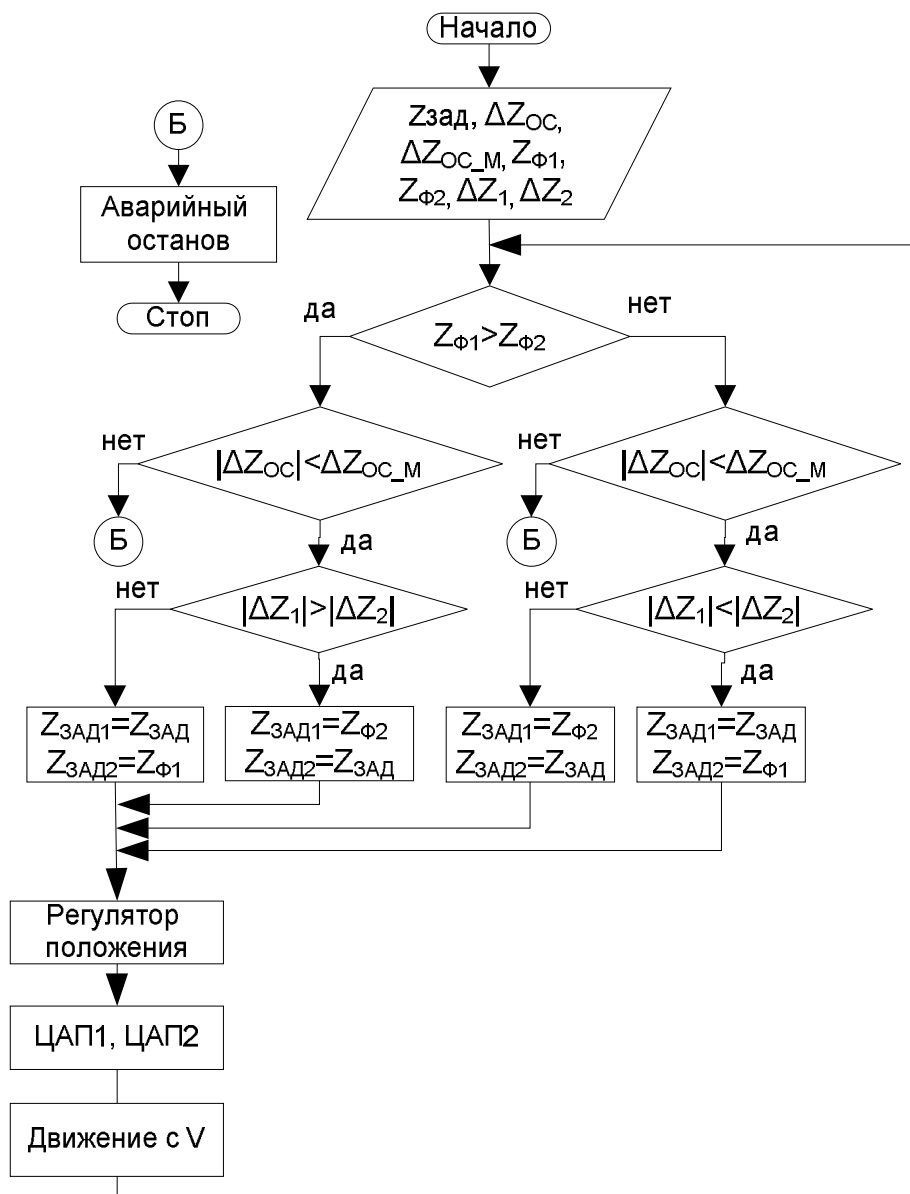


Рисунок 2.10 – Алгоритм работы модифицированного способа синхронизации ЦАП1, 2 – цифроаналоговые преобразователи ММЛД 1, 2 соответственно,

V – скорость на выходе ЦАП 1,2

Принцип работы модифицированного способа синхронизации показан на рисунке 2.11.

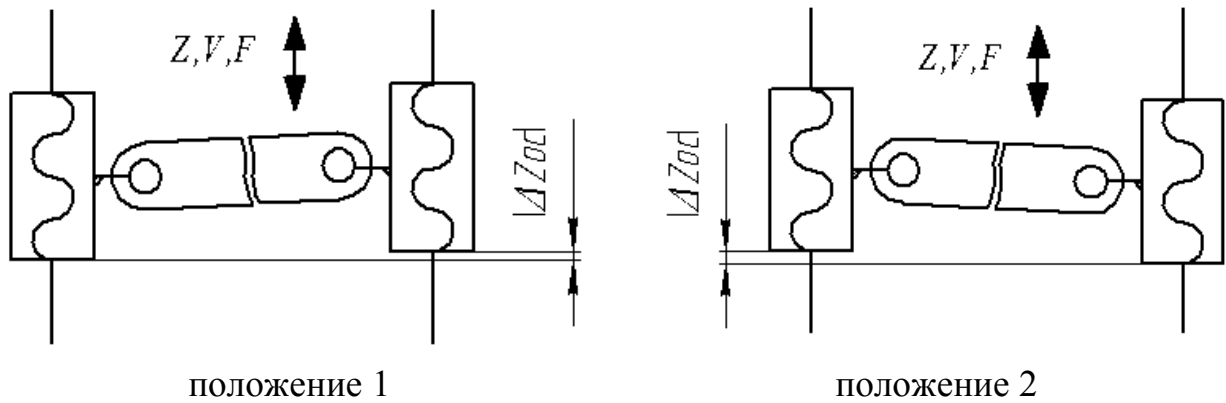


Рисунок 2.11 – Принцип работы модифицированного способа синхронизации

Для оценки качества работы разработанного способа синхронизации проведено математическое моделирование в среде MATLAB/Simulink. Параметры системы аналогичны приведенным в параграфе 2.3.1.

Структурная схема мехатронного пресса с системой автоматического управления с модифицированным способом синхронизации приведена на рисунке 2.12, отличается от представленных на рисунках 2.5, 2.6 наличием блока, реализующего синхронизацию между осями.

Результаты моделирования приведены в таблице 2.8 и на рисунке 2.13.

Таблица 2.8 – Результаты моделирования способов синхронизации осей

Способ синхронизации	Максимальная рассинхронизация $ \Delta Z_{OC} $, мкм	
	холостой ход	под нагрузкой
Параллельное управление	9	83
Управление по принципу «ведущий-ведомый»	7	147
Модифицированный способ синхронизации	5	56

Проведенное моделирование показало, что модифицированный способ синхронизации обеспечивает снижение рассинхронизации между осями по

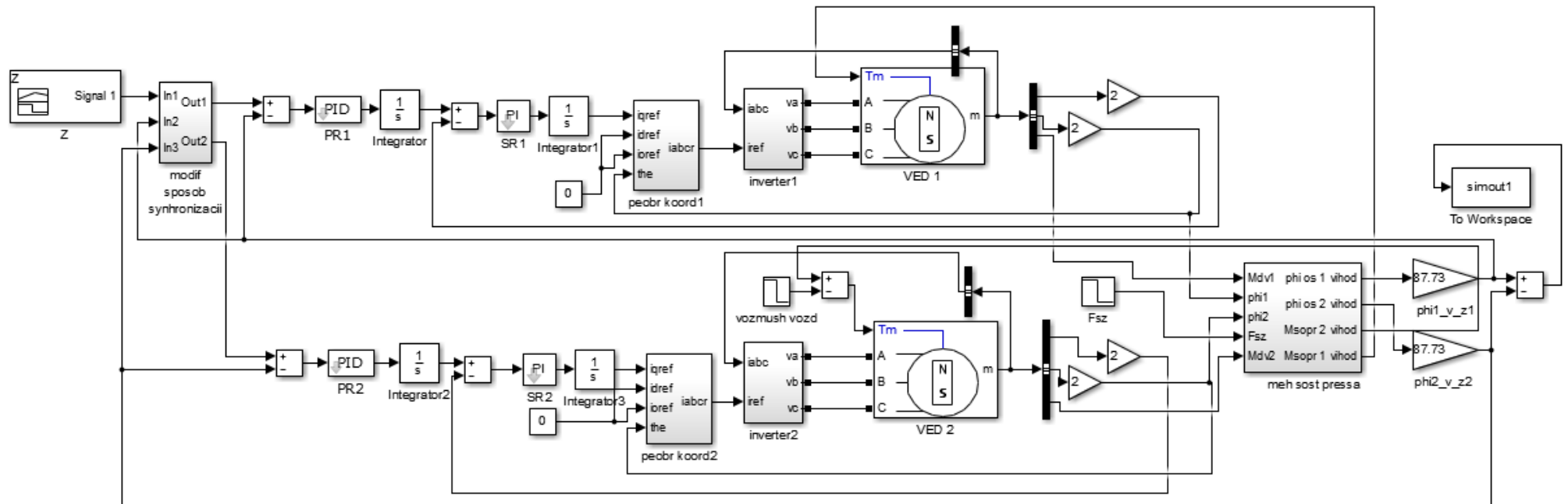


Рисунок 2.12 – Структурная схема мехатронного пресса с системой автоматического управления (модифицированный способ синхронизации)

сравнению: со способом параллельного управления в 1,5 раза; «ведущий–ведомый» в 2,6 раза.

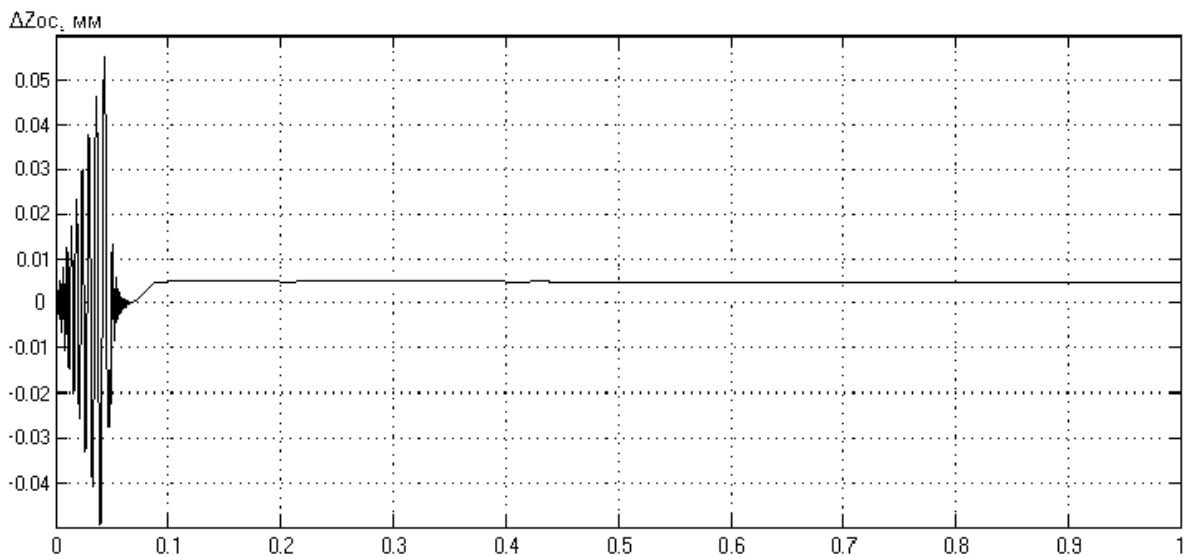


Рисунок 2.13 – Рассинхронизация под нагрузкой и при холостом ходе
(модифицированный способ синхронизации)

Модифицированный способ синхронизации обеспечивает малую рассинхронизацию между осями мехатронного пресса, однако, вследствие того, что модель является идеализированной и не учитывает всю специфику взаимодействия в механической подсистеме пресса, в реальных условиях возможно возникновение различного рода возмущающих воздействий, причиной которых могут быть разница в коэффициенте трения в РВП осей, что может привести к значительному возрастанию рассинхронизации. Одним из способов решения данной проблемы является применение системы управления на базе нечеткой логики, позволяющей обеспечить требуемое качество регулирования в недетерминированных условиях.

Выводы по главе 2

1. Обоснован выбор кинематической схемы мехатронного пресса. Учитывая значительные нагрузки, исходя из опыта конструирования прессового оборудования, выбрана схема с параллельными

электромеханическими приводными элементами на базе ВЭД, РВП и зубчатой РП, что позволяет реализовать повышенные характеристики в части создания значительных усилий и компенсации динамических колебаний.

2. Математическая модель мехатронного пресса, включающая закон движения рабочего органа пресса и обратные связи, учитывает состояние технологического процесса гидропрессовой сборки, а именно: давление масла, силу и длину запрессовки, что позволяет использовать ее для разработки системы автоматического управления всем технологическим комплексом.

3. Модифицированный способ синхронизации, заключающийся в смене роли «ведущий-ведомый», обеспечивает меньшую рассинхронизацию между осями в режимах холостого хода и под нагрузкой при воздействии внешних воздействий на ведомую ось по сравнению со стандартными алгоритмами, согласно классификации [15]. Достигнуты следующие результаты: по сравнению со способом параллельного управления рассинхронизация снизилась в 2,6 раза; со способом «ведущий-ведомый» в 1,5 раза.

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МЕХАТРОННОГО ПРЕССА

Синтез мехатронного пресса из стандартных компонентов по блочному принципу позволил провести дифференцированное определение его физико-технических характеристик.

3.1 Система автоматического управления мехатронным прессом с параллельной кинематикой

3.1.1 Обоснование применения нечеткого вывод в системе управления

Синхронное управление сервоприводами предъявляет определенные требования к «интеллектуальности» системы управления и возможности применения специальных методов и алгоритмов управления синхронным движением координат с адаптацией к параметрам технологического процесса [28, 113].

В последнее время нечеткая логика находит все более широкое применение в мехатронных системах, что обусловлено особенностями постановки задач управления, заключающимися в априорной неопределенности возмущающих воздействий, переменности параметров мехатронных объектов управления и сложности построения аналитических моделей [63].

Программная реализация систем управления с нечетким выводом позволяет генерировать требуемые алгоритмы управления без изменения программного ядра, что в значительной мере снижает сложность разработки систем управления [112].

Основной целью управления мехатронной системой является вычисление требуемого управляющего воздействия в текущий момент времени, обеспечивающего необходимое состояние объекта управления. В системах управления с классическими регуляторами объект управления

описывается некоторым множеством входных и выходных параметров. Входные сигналы для системы управления поступают с различных датчиков. На основе данных сигналов системой управления с применением определенного алгоритма формируется выходной сигнал управления, поступающий на вход объекта управления и, в зависимости от значений входных сигналов, изменяющий состояние объекта управления в требуемом направлении [78, 121].

В теории автоматического управления классические методы синтеза систем управления базируются либо на использовании таблиц соответствия между значениями входных и выходных переменных, либо на решении дифференциальных уравнений, что в режиме реального времени ведет к необходимости использования мощных управляющих контроллеров, либо к большим временным затратам.

Кроме того, при разработке систем управления применяемые при описании технологических процессов упрощение и линеаризация часто приводят к созданию САУ, неработоспособных при изменении структуры или параметров объекта управления, либо при воздействии внешних возмущений на объект управления [102].

Одним из способов решения данных проблем является применение аппарата нечеткой логики. Регуляторы на базе нечеткой логики позволяют в ряде случаев обеспечить более высокие показатели качества регулирования по сравнению с классическими регуляторами и достигнуть робастности относительно различного рода возмущений.

Кроме того, методы синтеза нечетких алгоритмов управления позволяют реализовать управление в различных режимах работы, не прибегая к выделению отдельных контуров управления и анализу сложной системы уравнений [56, 61, 78, 121, 128].

Типовая модель системы управления с нечетким выводом, заменяющая традиционную, приведена на рисунке 3.1.

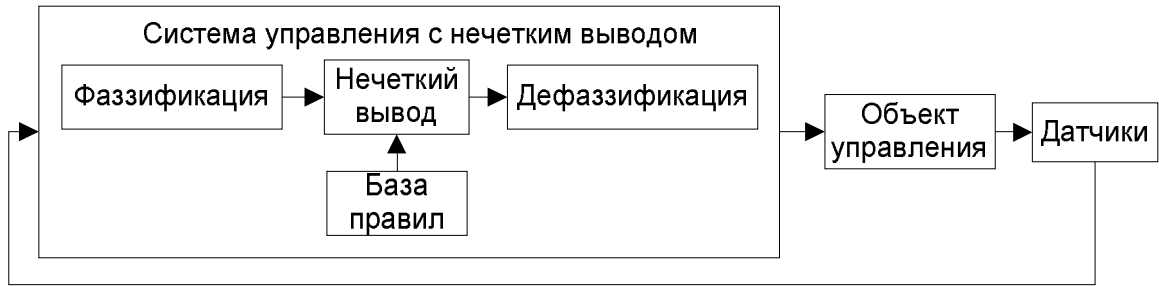


Рисунок 3.1 – Типовая структура системы управления с нечетким выводом

Специфика эксплуатации мехатронного прессы обуславливает наличие различного рода возмущений, действующих на рабочий орган прессы, что может отрицательно сказываться на точности позиционирования и плавности процесса запрессовки. Кроме того, синхронизация параллельных осей прессы также требует применения методов управления, обладающих низкой чувствительностью к внешним воздействиям различного рода. Поэтому наиболее целесообразным является решение задачи управления с использованием аппарата нечеткой логики.

3.1.2 Структура системы автоматического управления мехатронным прессом на базе нечеткой логики

Общий вид системы автоматического управления мехатронным прессом с нечетким выводом представлен на рисунке 3.2.

Регулятор на основе нечеткой логики состоит из четырех блоков: блока фаззификации (приведения к нечеткости), блока формирования нечеткого вывода, базы правил и блока дефаззификации [32, 56, 79, 129].

Задающий сигнал положения по каждой оси $Z_{зад\ k}$, где k – ось 1, 2, сравнивается с сигналом о фактическом положении траверсы по данной оси $Z_{факт\ k}$, полученным с датчика положения.

В качестве входных переменных используются рассогласование по положению $\Delta Z\ k = Z_{зад\ k} - Z_{факт\ k}$, первая $\Delta Z'\ k$ (скорость) и вторая $\Delta Z''\ k$ (ускорение) производные от него, что соответствует дискретному ПИД-регулятору [8]. Согласно [93] построение нечетких ПИД-регуляторов

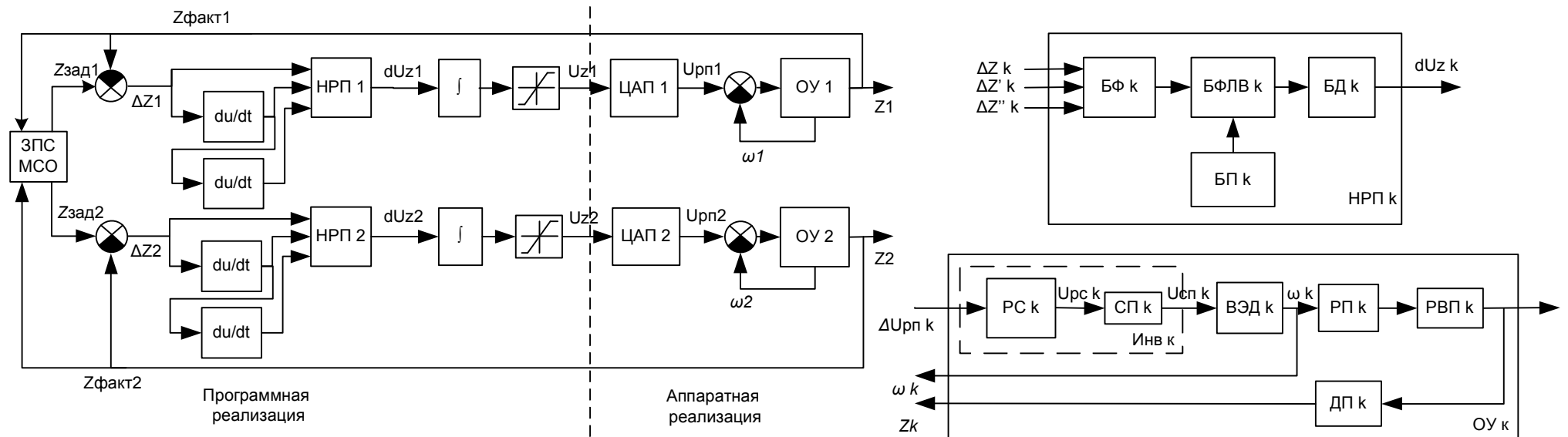


Рисунок 3.2 – Функциональная схема системы автоматического управления мехатронным прессом на базе нечеткой логики

ЗПС – задание на положение и скорость; МСО – модуль синхронизации осей; НРП 1, 2 – регуляторы положения осей 1,2, включающие БФ k – блоки фазификации, БФЛВ k – блоки формирования логического вывода, БД k – блоки дефазификации, БП k – базы правил; ЦАП k – цифро-аналоговые преобразователи, ОУ k – объекты управления, состоящих из инверторов Инв k, включающих в себя регуляторы скорости РС k и силовые преобразователи СП k, ВЭД k – вентиляльных электродвигателей, РП k – ременных передач, РВП k – роликвинтовых передач, ДП k – датчиков положения; $dUz k$ – приращение управляющего воздействия регулятора положения, $dUz k$ – управляющее воздействие регулятора положения, $Uрп k$ – управляющее воздействие ЦАП k, $Uрс k$ – управляющее воздействие регулятора скорости, $Uсп k$ – управляющее воздействие силового преобразователя, ωk – угловая скорость ВЭД

возможно по 2 схемам: прямое и инкрементное регулирование. В первой схеме в качестве входных переменных используются рассогласование, его интеграл и производная; во второй – рассогласование, его первая и вторая производные; выходными переменными – непосредственно управляющее воздействие либо его приращение соответственно. В исследуемой системе применена схема инкрементного регулирования. Производная вычисляется как приращение рассогласования за такт регулирования.

Набор входных переменных преобразуется посредством блока фазификации к нечеткому аналогу. На данном этапе осуществляется определение функций принадлежности каждого входного параметра каждому нечеткому терму, результат подается на блок формирования логического вывода.

Блок формирования логического вывода на основании вектора входных параметров, описываемых функциями принадлежности (по числу термов) и базы правил, вычисляет нечеткое управляющее воздействие. Вследствие того, что регулятор с нечетким выводом аппаратно реализуется посредством программируемых контроллеров, то требуется переход к дискретной форме представления, при которой производная рассогласования на входе регулятора заменяется приращением, а интеграл – суммой:

первая производная:

$$\Delta Z_n = \Delta Z - \Delta Z_{n-1}, \quad (3.1)$$

вторая производная:

$$\Delta Z'_n = \Delta Z' - \Delta Z'_{n-1}, \quad (3.2)$$

интеграл:

$$Uz_n = Uz_{n-1} + dUz, \quad (3.3)$$

3.1.3 Обоснование выбора функций принадлежности и диапазонов изменения переменных

В нечетких регуляторах, в отличие от классических, для описания входных и выходных переменных применяются лингвистические

переменные, представляющие собой перекрывающиеся друг друга множества, описываемые функцией принадлежности μ , изменяющейся в интервале от 0 до 1.

Для устойчивости системы рекомендуется назначать рекомендуется назначать нечетное количество термов разбиения каждой переменной [121], в [56] для обеспечения показателей качества управления и высокого быстродействия регулятора рекомендуется назначать число термов в диапазоне от 3 до 5: большее число термов отрицательно сказывается на скорости работы нечеткого регулятора. На основании экспериментальных данных диапазоны изменения лингвистических переменных «рассогласование по положению» и «скорость» разбиты на пять перекрывающихся друг друга множеств, лингвистическая переменная «ускорение» – на три, лингвистическая переменная «управляющее воздействие» – на семь.

Расстановка функций принадлежности вдоль осей изменения параметров должна подчиняться определенным правилам, выполнение которых, в конечном итоге, обеспечивает необходимый характер синтезируемого управления [81, 121].

При определении лингвистических переменных требуется определение диапазонов изменения входных и выходных переменных, после этого диапазон изменения каждой переменной делится на множества, при этом необходимо выбрать тип функции принадлежности [56].

В большинстве работ, посвященных разработке нечетких систем управления следящими электроприводами, в качестве функций принадлежности используются треугольные функции [48, 114, 117], трапецидальные функции применяются гораздо реже вследствие ухудшенных переходных процессов (наблюдается большее перерегулирование по сравнению с треугольными функциями принадлежности) [64].

Исследователями отмечается, что при использовании гауссовых

функций принадлежности, система управления обеспечивает качество процесса управления (минимальное перерегулирование, статическую ошибку), сопоставимое с использованием треугольных функций принадлежности. Однако, реализация регулятора с нечетким выводом на базе гауссовых функций принадлежности на практике является трудоемким процессом и требует использования специализированных нечетких контроллеров [48, 65, 105].

Проведенный анализ показал, что наиболее применимой функцией принадлежности для реализации системы автоматического управления мехатронным прессом является треугольная функция.

Таким образом, для описания входной переменной ΔZ , $\Delta Z'$ применяется нечеткая переменная, имеющая пять треугольных термов: отрицательный большой (ОБ), отрицательный малый (ОМ), нейтральный (Н), положительный малый (ПМ), положительный большой (ПБ).

Для описания входной переменной $\Delta Z''$ используется нечеткая переменная, имеющая три треугольных термина: отрицательный (О), нейтральный (Н), положительный (П).

Для лингвистического описания выходной переменной используется нечеткая переменная, имеющая семь треугольных термов: отрицательный большой (ОБ), отрицательный средний (ОС), отрицательный малый (ОМ), нейтральный (Н), положительный малый (ОМ), положительный средний (ПС), положительный большой (ПБ), что обеспечивает удовлетворительную чувствительность регулятора к изменению состояния системы [62].

Помимо перехода к дискретной форме представления, в цифровых системах необходимо привести сигналы к диапазону $[-1, 1]$ с помощью процедур нормализации входных сигналов и денормализации выходных сигналов. Коэффициенты нормализации $K_{\Delta Z}$, $K_{\Delta Z'}$, $K_{\Delta Z''}$ для входных переменных определяются исходя из максимально возможных величин рассогласования по положению, его первой и второй производных, для выходной – исходя из максимально возможного значения на выходе цифро-

аналогового преобразователя (ЦАП):

рассогласование по положению:

$$K_{\Delta Z} = \frac{1}{\max|\Delta Z|}; \quad (3.4)$$

первая производная по рассогласованию:

$$K_{\Delta Z'} = \frac{1}{\max|\Delta Z'|}; \quad (3.5)$$

вторая производная по рассогласованию:

$$K_{\Delta Z''} = \frac{1}{\max|\Delta Z''|}; \quad (3.6)$$

выходная переменная:

$$K_{dUz} = \max|dUz|. \quad (3.7)$$

При предварительном назначении диапазонов изменения входных и выходных переменных использовались экспериментальные данные, полученные автором при испытаниях мехатронного пресса с ПИД-регулятором положения при нагружении осевой силой от 0 до 18 кН (в качестве нагружающего устройства использовался гидроцилиндр с регулятором давления, настроенным на давление масла, создающее постоянное усилие в 18 кН) на скоростях до 50 мм/с.

Установлено, что рассогласование по положению ΔZ изменяется в диапазоне от $-0,06$ до $0,06$ мм, первая производная – в диапазоне от $-0,0085$ до $0,0085$ мм/такт, вторая производная – в диапазоне от $-0,0012$ до $0,0012$ мм/такт². Диапазон изменения управляющего воздействия dUz для ЦАП с разрешающей способностью 16 бит составляет от -27648 до 27648 .

Экспериментальные данные использованы при назначении границ диапазонов лингвистических переменных.

Значения нормализующих коэффициентов приведены в таблице 3.1.

Установим предварительные диапазоны изменения термов входных и выходных переменных. Диапазоны изменения переменных приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.1 – Коэффициенты нормализации

Коэффициент нормализации	Значение
$K_{\Delta Z}$	16,67
$K_{\Delta Z'}$	117,65
$K_{\Delta Z''}$	830
K_{dUz}	27648

Таблица 3.2 – Диапазоны изменения лингвистических переменных

	Рассогласование по положению ΔZ	Скорость рассогласования по положению $\Delta Z'$	Ускорение рассогласования по положению $\Delta Z''$	Управляющее воздействие dUz
Отрицательный	-	-	-1,05; 0	-
Отрицательный большой	-1,05; -0,5	-1,05; -0,5	-	-1,05; -0,67
Отрицательный средний	-	-	-	-1; -0,33
Отрицательный малый	-1; 0	-1; 0	-	-0,67; 0
Нейтральный	-0,5; 0,5	-0,5; 0,5	-1; 1	-0,33; 0,33
Положительный малый	0; 1	0; 1	-	0; 0,67
Положительный средний	-	-	-	0; 0,67
Положительный большой	0,5; 1,05	0,5; 1,05	-	0,67; 1,05
Положительный	-	-	0; 1,05	-

При выходе переменной за границы диапазона степень принадлежности данной переменной равна 1.

Каждый терм описывается треугольной функцией принадлежности [79]:

$$\mu_{i,j}(x_i) = \begin{cases} \frac{x_i - a_{i,j-1}}{a_{i,j} - a_{i,j-1}}, & \text{для } -a_{i,j-1} \leq x_i \leq a_{i,j}, \\ \frac{x_i - a_{i,j+1}}{a_{i,j} - a_{i,j+1}}, & \text{для } a_{i,j} \leq x_i \leq a_{i,j+1}, \end{cases} \quad (3.8)$$

где i – переменная («рассогласование по положению», «скорость рассогласования», «ускорение рассогласования»);

j – множество треугольной формы для i – переменной:

ОБ, ОМ, Н, ПМ, ПБ, О, П – для входных переменных;

ОБ, ОС, ОМ, Н, ПМ, ПС, ПБ – для выходной переменной;

x_i – значение переменной.

Полученные термы входных и выходных переменных представлены на рисунках 3.3 – 3.6.

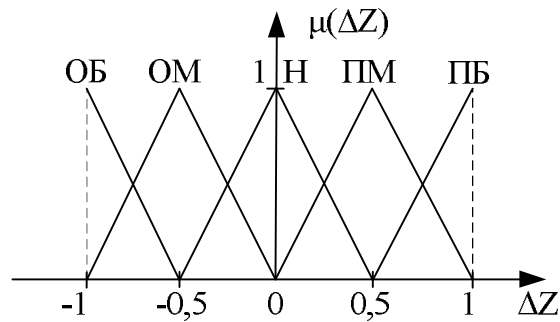


Рисунок 3.3 – Термы входной переменной ΔZ

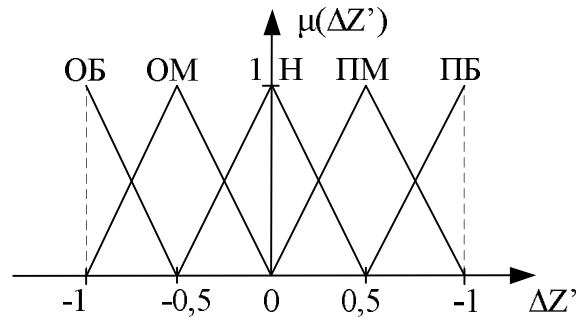


Рисунок 3.4 – Термы входной переменной $\Delta Z'$

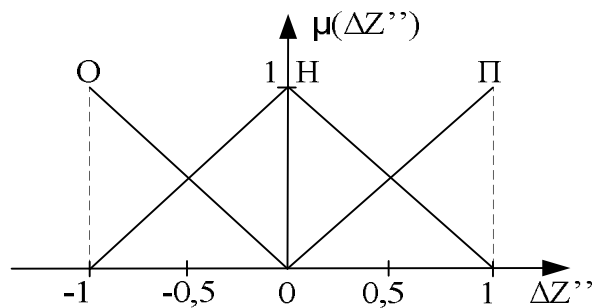


Рисунок 3.5 – Термы входной переменной $\Delta Z''$

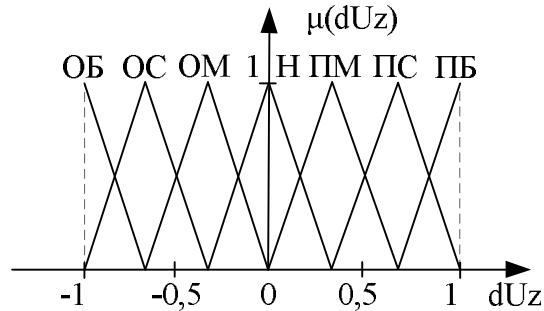


Рисунок 3.6 – Термы выходной переменной dUz

3.1.4 Разработка базы правил нечеткого вывода

База лингвистических правил нечеткого вывода используется для представления знаний экспертов в данной области. В системе нечеткого вывода используются согласованные правила нечетких продукций, условия и заключения которых представляются только в терминах нечетких лингвистических высказываний, для которых должны быть определены функции принадлежности значений множества для лингвистических переменных [105].

Сформируем базу правил регулятора на базе нечеткой логики на основании диапазонов разбиения лингвистических переменных. При этом используем предположение о том, что большему рассогласованию по положению должно соответствовать большее управляющее воздействие, в зависимости от его величины сформулированы лингвистические правила.

Рассогласование по положению положительно, если заданное положение превышает фактическое значение, и отрицательно – если меньше его.

Правила формируются по типу ЕСЛИ ... И ... И, ТО ...

Приведем некоторые из них:

– если фактическое положение незначительно больше заданного (рассогласование отрицательно), имеется тенденция к его увеличению и скорость увеличения не меняется, то необходимо уменьшать управляющее воздействие со средним воздействием;

– если фактическое положение примерно равно заданному (рассогласование отрицательно), имеется тенденция к его увеличению и скорость увеличения не меняется, то необходимо уменьшать управляющее воздействие с малым воздействием.

Аналогично правила могут быть сформулированы для других значений входных величин.

Итоговая база правил регулятора положения с нечетким выводом, включающая в себя 75 продукционных правил, приведена в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – База правил регулятора положения на базе нечеткой логики

Ускорение рассогласования $\Delta Z''=O$							Ускорение рассогласования $\Delta Z''=H$						
Рассогласование ΔZ	Скорость рассогласования $\Delta Z'$						Рассогласование ΔZ	Скорость рассогласования $\Delta Z'$					
		ОБ	ОМ	Н	ПМ	ПБ			ОБ	ОМ	Н	ПМ	ПБ
	ОБ	ОБ	Н	Н	Н	Н		ОБ	ОБ	ОБ	ОС	ОМ	Н
	ОМ	Н	ОС	Н	Н	Н		ОМ	ОБ	ОС	ОМ	Н	ПМ
	Н	Н	Н	ОМ	Н	Н		Н	ОС	ОМ	Н	ПМ	ПС
	ПМ	Н	Н	Н	ОМ	Н		ПМ	ОМ	Н	ПМ	ПС	ПБ
	ПБ	Н	Н	Н	Н	ПМ		ПБ	Н	ПМ	ПС	ПБ	ПБ
Ускорение рассогласования $\Delta Z''=П$													
Рассогласование ΔZ	Скорость рассогласования $\Delta Z'$												
		ОБ	ОМ	Н	ПМ	ПБ							
	ОБ	ОМ	Н	Н	Н	Н							
	ОМ	Н	ОМ	Н	Н	Н							
	Н	Н	Н	ПМ	Н	Н							
	ПМ	Н	Н	Н	ПС	Н							
	ПБ	Н	Н	Н	Н	ПБ							

Сформулированная база правил описывает все возможные комбинации входных переменных и соответствующее им значение выходной переменной. При таком подходе исключается вариант неопределенности решения системы нечеткого вывода.

3.1.5 Процедура нечеткого вывода

Системы управления на базе нечеткой логики преобразуют значения входных переменных, соответствующие данному процессу управления, в выходные переменные путем применения нечетких продукционных правил. Нечеткий вывод реализуется путем условий, описанных лингвистическими высказываниями [56].

Процедура нечеткого вывода применительно к техническим системам заключается в следующем [115]: на каждом такте регулирования вычисляется степень принадлежности $\mu(x)$ физических переменных $x_i(t)$ числовым множествам $a(i)$, образующим лингвистические переменные (отрицательная (О), нейтральная (Н) и т.д.). Далее выполняется преобразование входных переменных в a_{ij} , на основании продукционных правил выделяются выходные нечеткие переменные b_i . Выходная функция принадлежности переменных b_i преобразуется в конкретное физическое управляющее воздействие на каждом такте управления. Процедура нечеткого вывода выполняется программно-аппаратным нечетким контроллером.

Наиболее распространенными алгоритмами нечеткого вывода на сегодняшний день являются следующие: алгоритм Мамдани, алгоритм Сугено и т.д. Широко применяемым при программно-аппаратной реализации является алгоритм нечеткого вывода по типу Мамдани [28, 32].

Нечеткий вывод Мамдани делится на следующие этапы [115]:

1. Формирование базы правил системы нечеткого вывода осуществляется в виде упорядоченного согласованного списка нечетких продукционных правил, где антецеденты (условия) ядер правил нечеткой продукции построены при помощи логических связок «И», а консеквенты (следствия) ядер правил нечеткой продукции – простые;
2. Фаззификация (введение нечеткости) входных переменных;
3. Агрегирование предпосылок (нечеткая импликация) в нечетких продукционных правилах осуществляется при помощи классической

нечеткой логической операции «И»;

4. Активизация подзаключений в нечетких продукционных правилах при помощи классической нечеткой логической операции «И»;

5. Аккумуляция (нечеткая композиция) заключений нечетких правил продукций путем max-объединения функций принадлежности;

6. Дефаззификация (приведение к четкости) выходной переменной методом центра тяжести или центра площади.

Фаззификация заключается в расчете для четко заданного численного значения входной переменной нечеткой системы принадлежности соответствующего терму входной лингвистической переменной [102]. На данном этапе для входных переменных присваиваются требуемые значения функций принадлежности по всем терм-множествам, используемым в предпосылках базы правил.

Этап фаззификации рассмотрим на примере первой входной переменной «рассогласование по положению» (рисунок 3.7).

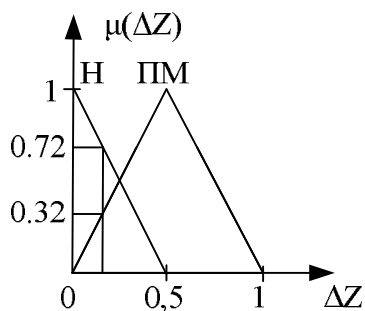


Рисунок 3.7 – Этап фаззификации

Допустим, что в после масштабирования текущее рассогласование по положению равно 0,167, тогда фаззификация лингвистического высказывания «рассогласование по положению нейтральное» дает степень принадлежности $b_1=0,72$, а высказывания «рассогласование по положению положительное малое» — степень принадлежности $b_1=0,32$.

Агрегирование заключается в определении степени истинности

условий по каждому из правил системы нечеткого вывода [28, 102].

Процедура агрегирования выполняется следующим образом. Полученные на этапе фаззификации значения функций принадлежности термов лингвистических переменных, составляющих вышеупомянутые условия (антецеденты) ядер нечетких продукционных правил, составляют множество значений $V=\{b_i\}$. Далее рассматриваются все условия правил нечеткого вывода.

Если условие представляет составное высказывание, то степень истинности сложного высказывания определяется на основе известных значений истинности составляющих его элементарных высказываний при помощи введенных ранее нечетких логических операций в одном из оговоренных заранее базисов. Значения b_i являются аргументами соответствующих логических операций. Таким способом определяются значения истинности всех условий правил нечеткого вывода.

На рисунке 3.8 представлен этап агрегирования нечеткого высказывания «рассогласование по положению нейтральное», «скорость рассогласования по положению положительная малое» и «ускорение рассогласования по положению нейтральное».

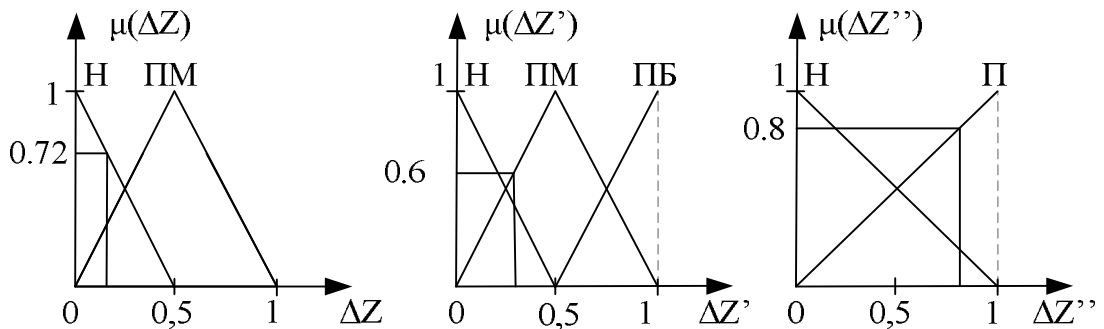


Рисунок 3.8 – Этап агрегирования

Агрегирование дает $b_1=0,6$, означающее степень истинности и являющееся минимальным значением среди степеней принадлежности, равных $b_1=0,72$, $b_2=0,6$, $b_3=0,8$.

Активизация является процедурой нахождения степени истинности каждого из элементарных логических высказываний (подзаключений), нечетких правил [28, 79, 102]. При формировании базы правил регулятора положения весовой коэффициент равен 1.

На рисунке 3.9 представлен этап активизации для соответствующего правила:

Если «рассогласование по положению положительное малое», «скорость рассогласования по положению положительная малая» и «ускорение рассогласования по положению нейтральная», то приращение «управляющего воздействия» - положительное среднее.

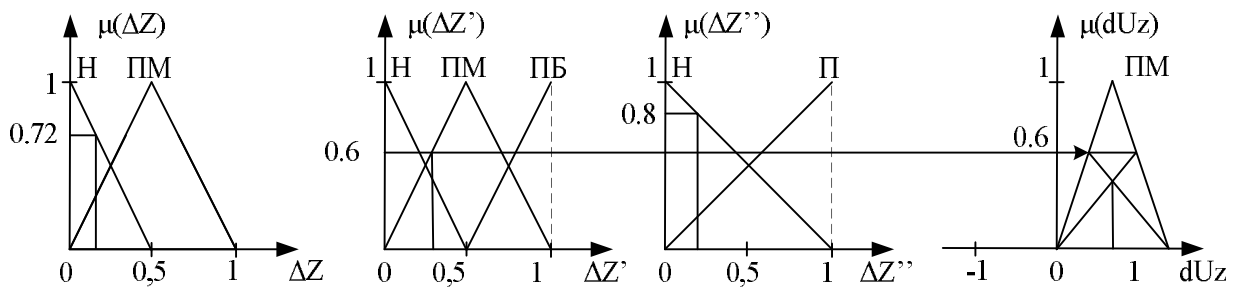


Рисунок 3.9 – Этап активации

При агрегировании установлено, что степень принадлежности нечеткого высказывания «рассогласование по положению нейтральная» равна $b_1=0,72$, «скорость рассогласования по положению положительная малая» равна $b_2=0,6$ и «ускорение рассогласования по положению нейтральное» равна $b_3=0,8$, при весовом коэффициенте равном 1, значение применяется для вычисления результата активизации методом min-активизации:

$$\mu'(dU) = \min(c, \mu(x)), \quad (3.9)$$

где $\mu(x)$ и c – соответственно функции принадлежности термов лингвистических переменных и степени истинности нечетких высказываний, образующих соответствующие следствия (консеквенты) ядер нечетких продукционных правил.

В результате активизации получено значение $c_1=0,6$.

Аккумуляция представляет собой процесс нахождения функции принадлежности для каждой из выходных лингвистических переменных. Цель аккумуляции состоит в объединении всех степеней истинности подзаключений для получения функции принадлежности каждой из выходных переменных. Результат аккумуляции для каждой выходной лингвистической переменной определяется как объединение нечетких множеств всех подзаключений нечеткой базы правил относительно соответствующей лингвистической переменной [79, 102].

Результат аккумуляции для выходной лингвистической переменной «управляющее воздействие» определяется в виде объединения нечетких терм– множеств (ОБ, ОС, ОМ, Н, ПМ, ПС, ПБ) по принципу максимума [56]:

$$\mu_A(dU) = \max(\mu_{ОБ}(dU), \dots, \mu_{ПБ}(dU)) \quad (3.10)$$

где $\mu_A(dU)$ – выходная лингвистическая переменная «управляющее воздействие», полученная на этапе аккумуляции;

$\mu_{ОБ}(dU), \dots, \mu_{ПБ}(dU)$ - степени принадлежности каждого из множеств выходной переменной, полученные при аккумуляции.

Дефаззификация представляет собой процесс перехода от функции принадлежности выходной лингвистической переменной к её четкому (числовому) значению [102, 123].

Цель дефаззификации состоит в том, чтобы, используя результаты аккумуляции всех выходных лингвистических переменных, получить количественные значения для каждой выходной переменной, которые используются внешними, по отношению к системе нечеткого вывода, устройствами (исполнительными механизмами нечеткой системы управления).

Результатом дефаззификации является величина управляющего воздействия на выходе регулятора с нечетким выводом (рисунок 3.10), определяемая в виде количественного значения результата дефаззификации методом центра тяжести следующим образом:

$$y = \frac{\int_{\min}^{\max} x \cdot \mu(x) dx}{\int_{\min}^{\max} \mu(x) dx}, \quad (3.11)$$

где y – результат дефаззификации;

x – переменная, соответствующая выходной переменной dUz ;

$\mu(x)$ – функция принадлежности нечеткого множества выходной переменной после этапа аккумуляции;

\min и \max – границы интервала нечеткого множества.

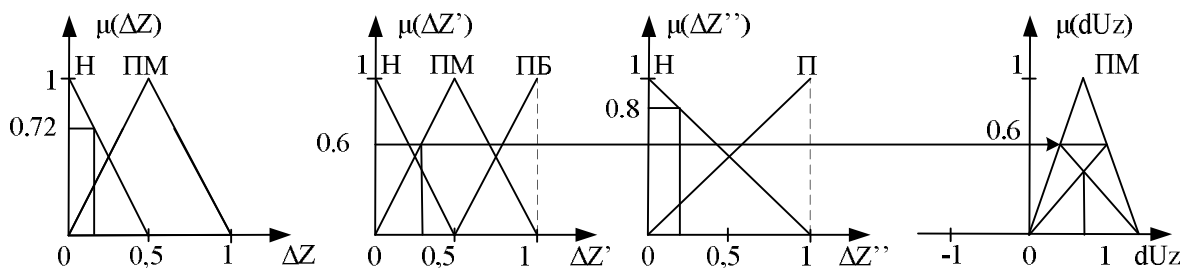


Рисунок 3.10 – Этап дефаззификации

Для выше приведенного правила: если $\Delta Z = 0,167$ (Н), $\Delta Z' = 0,29$ (ПМ), $\Delta Z'' = 0,2$ (Н), то управляющее воздействие $dUz = 0,5$.

Таким образом, сформулированный регулятор положения на основе нечеткой логики, вычисляющий требуемое приращение управляющего воздействия по соответствующей оси, передаваемое в регулятор скорости, является основой системы управления мехатронным прессом с параллельной кинематикой.

3.2 Моделирование мехатронного пресса с системой автоматического управления на основе нечеткой логики

Для исследования предложенной системы управления мехатронным прессом с нечетким выводом проведено моделирование его работы с использованием программного комплекса MATLAB/Simulink.

Значения диапазонов входных переменных и управляющего выходного

воздействия согласно параграфа 3.1.

Модель системы управления с регулятором положения с нечетким выводом представлена на рисунке 3.12, модель механической подсистемы пресса аналогична приведенной в параграфе 2.3.1.

Электрическая и механическая составляющие пресса аналогичны представленной в параграфе 2.3. В среде MATLAB/Simulink с использованием пакета Fuzzy Logic Toolbox разработан регулятор положения на базе нечеткой логики (рисунок 3.11).

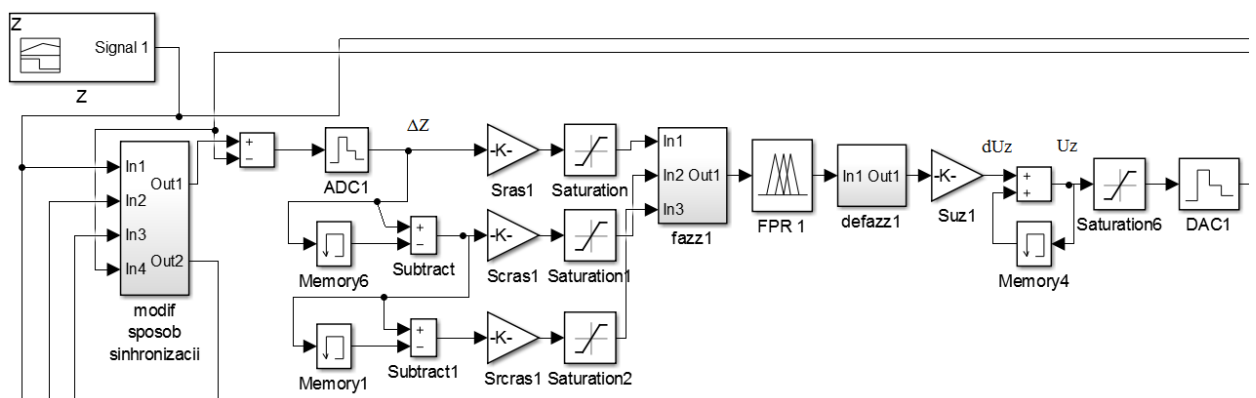


Рисунок 3.11 – Структура регулятора положения на основе нечеткой логики

Для реализации аппарата нечеткой логики в системе управления регулятор положения, приведенный в параграфе 2.3.1 дополнен следующими элементами:

ADC 1, 2 – блок АЦП осей 1, 2 соответственно, представленный фиксатором Zero-order hold;

DAC 1, 2 – блок АЦП осей 1, 2 соответственно, представленный фиксатором Zero-order hold;

defazz 1, 2– модуль дефаззификации выходной переменной;

FPR 1, 2 – центральный блок регулятора на базе нечеткой логики, содержащий базу нечетких правил;

fazz 1, 2– модуль фаззификации входных переменных;

memory 1-6 – блок запоминания;

блоки Saturation используются для ограничения входного и

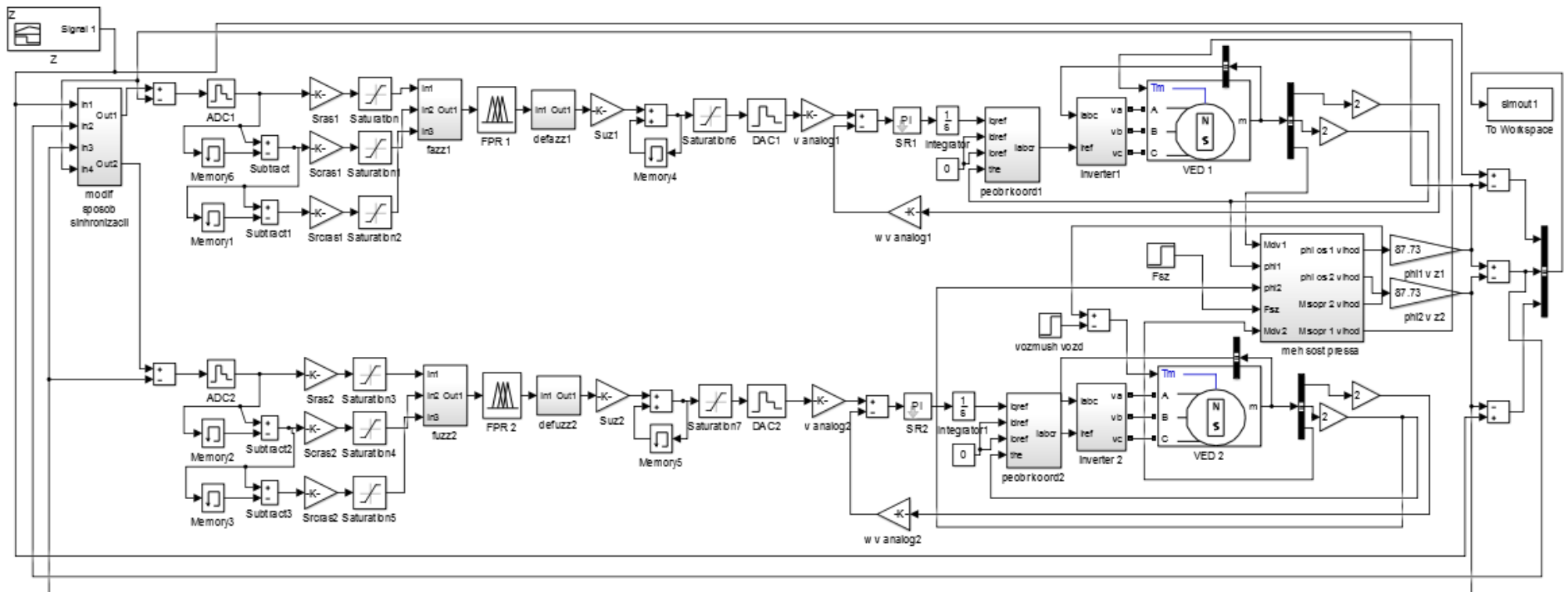


Рисунок 3.12 – Структурная схема мехатронного пресса с системой автоматического управления на основе нечеткой логики

выходного сигналов;

$S_{ras} 1, 2$, $S_{cras} 1, 2$, $S_{rcras} 1, 2$ – блоки нормирования входных переменных осей 1, 2 соответственно, представлены блоком Gain;

$Surp 1, 2$ - блоки нормирования входных переменных осей 1, 2 соответственно, представлены блоком Gain.

Модель учитывает режим разгона-торможения, не учитывает возможные люфты в соединениях, а также погрешности изготовления деталей.

Модуль задания положения аналогичен применяемому в п. 2.3.1.

Система функционирует следующим образом.

На вход системы с помощью модуля задания положения подается сигнал задания положения $Z_{зад}$, который передается в блок, осуществляющий синхронизацию между осями (согласно п. 2.3.2). Далее в соответствии с алгоритмом синхронизации для каждой оси формируется требуемый сигнал задания положения, который сравнивается с сигналом с датчика положения $Z_{факт} k$ для этой оси.

Полученный сигнал рассогласования по положению $\Delta Z k$ является первой входной переменной для регулятора положения на базе нечеткой логики соответствующей оси, путем дифференцирования получают первые (скорость рассогласования) и вторая (ускорение рассогласования) производные сигнала рассогласования. Рассчитанное регулятором с нечетким выводом приращение управляющего воздействия dUz после интегрирования является сигналом задания для инвертора, тем самым обеспечивается поддержание заданного положения. Вследствие того, что регулятор аппаратно реализуется посредством программируемых контроллеров, то требуется переход к дискретной форме представления, при которой производная от рассогласования на входе регулятора на основе нечеткой логики заменяется приращением, а интеграл на выходе регулятора суммой (3.1) – (3.3).

Управляющее воздействие формируется как [93]:

$$Uz_n = Uz_{n-1} + dUz, \quad (3.12)$$

где Uz_n – управляющее воздействие;

Uz_{n-1} – управляющее воздействие на предыдущем такте управления;

dUz – приращение управляющего воздействия.

В системе управления мехатронным прессом на основе нечеткой логики с учетом выбранных входных и выходных переменных согласно п.3.1.3 требуется ограничение их значений: рассогласования по положению ΔZ в диапазоне от $-0,06$ до $0,06$ мм, первой производной – в диапазоне от $-0,0085$ до $0,0085$ мм/такт, второй производной – в диапазоне от $-0,0012$ до $0,0012$ мм/такт², управляющего воздействия dUz в диапазоне от -27648 до 27648 .

Для анализа динамических характеристик системы с предварительными термами проведена оценка реакции на ступенчатое воздействие при $Z=9,6$ мм, что соответствует одному полному обороту винта РВП. При этом в математическую модель вводилось упрощение: моделирование проводилось для одной оси с половиной нагрузки $F=9$ кН.

Переходная характеристика мехатронного пресса с нечеткой системой управления приведена на рисунке 3.13.

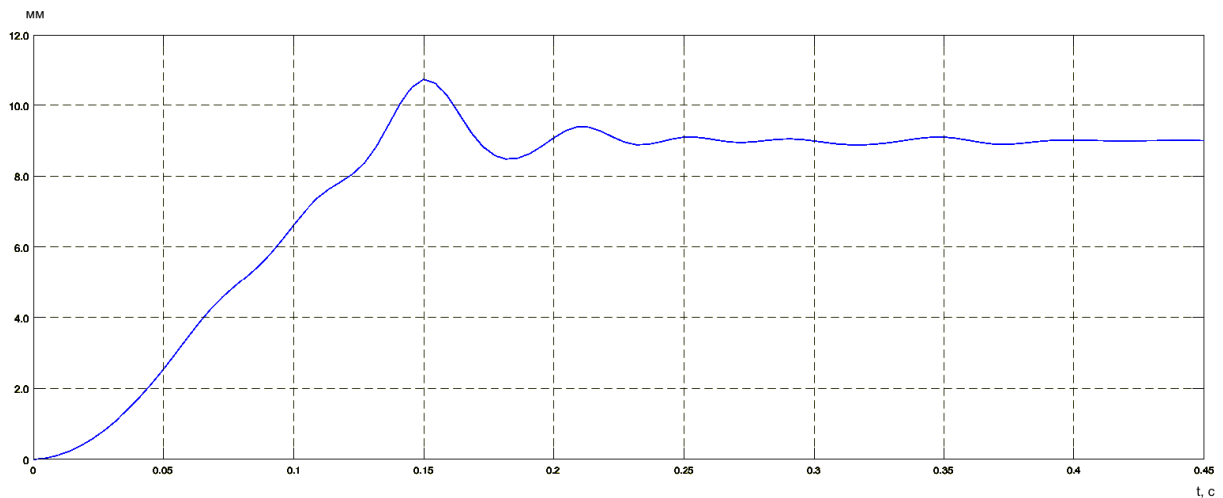


Рисунок 3.13 – Переходная характеристика мехатронного пресса с системой автоматического управления на базе нечеткой логики

Полученный переходный процесс имеет колебательный характер, длительность процесса составляет 390 мс, что является недостаточным быстродействием для процесса управления движением при гидропрессовой сборке [54]. Перерегулирование не превышает 11,9%, что также не удовлетворяет требованиям обеспечения точности позиционирования. Анализ показывает, что система управления мехатронным прессом не обеспечивает требуемые показатели качества управления, вследствие чего возможен перебег запрессовываемого вала относительно втулки, что потребует дополнительной механической обработки торца вала либо не обеспечит требуемую геометрию полученного соединения. Кроме того, возможна потеря устойчивости вала либо его поломка в случае упирания в технологическую оснастку, следовательно, требуется коррекция границ термов лингвистических переменных нечеткой структуры.

Коррекция границ термов проводилась до получения наилучшего переходного процесса.

Для минимизации колебательности движения траверсы в окрестностях заданного целевого положения увеличена крутизна функции принадлежности значений выходной управляющей переменной с термом «Нейтральный».

Скорректированные диапазоны изменения переменных приведены в таблице 3.4.

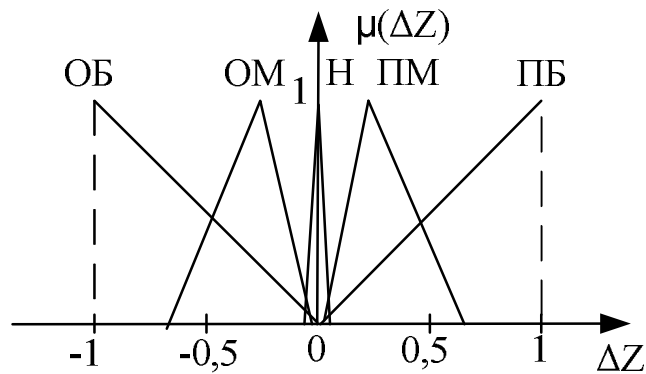
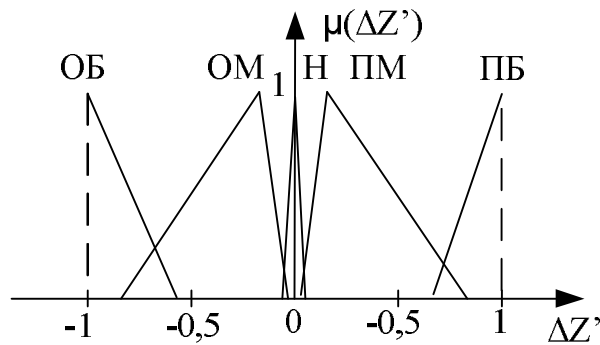
Таблица 3.4 – Диапазоны изменения лингвистических переменных

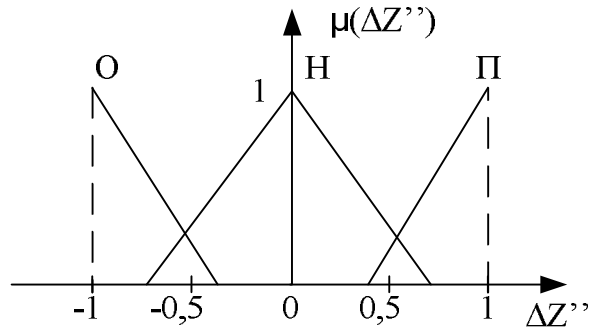
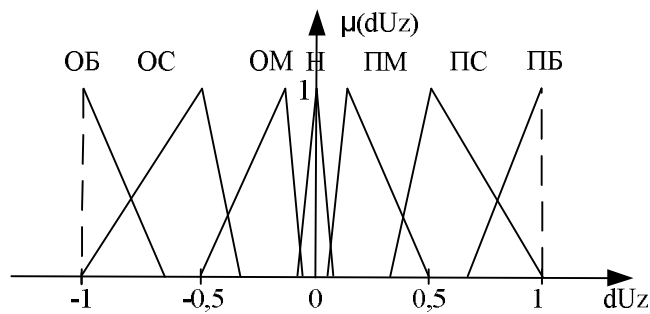
	Расогласование по положению ΔZ	Скорость расогласования по положению $\Delta Z'$	Ускорение расогласования по положению $\Delta Z''$	Управляющее воздействие dU_z
Отрицательный	-	-	-1,05; -0,4	-
Отрицательный большой	-1,05; 0	-1,05; -0,6	-	-1,05; -0,65
Отрицательный средний	-	-	-	-1; -0,3

Таблица 3.4 – Продолжение

Отрицательный малый	-0,67; -0,05	-0,8; -0,06	-	-0,5; -0,08
Нейтральный	-0,083; 0,083	-0,1; 0,1	-0,75; 0,75	-0,1; 0,1
Положительный малый	0,05; 0,67	0,06; 0,8	-	0,08; 0,5
Положительный средний	-	-	-	0,3; 1
Положительный большой	0; 1,05	0,6; 1,05	-	0,65; 1
Положительный	-	-	0,4; 1,05	-

Полученные термы входных и выходных переменных представлены на рисунках 3.14-3.17.

Рисунок 3.14 – Термы входной переменной ΔZ Рисунок 3.15 – Термы входной переменной $\Delta Z'$

Рисунок 3.16 – Термы входной переменной $\Delta Z''$ Рисунок 3.17 – Термы выходной переменной dUz

Переходная характеристика мехатронного пресса с системой управления на основе нечеткой логики с скорректированными термами приведена на рисунке 3.18.

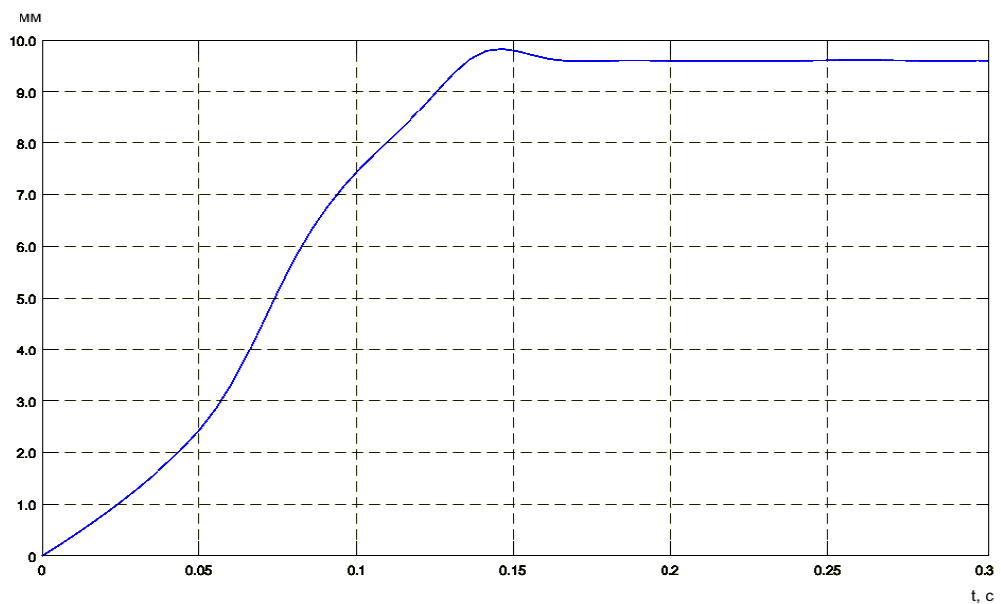


Рисунок 3.18 – Переходная характеристика мехатронного пресса с системой автоматического управления на основе нечеткой логики

Согласно полученной характеристике переходный процесс имеет апериодический характер с минимальным перерегулированием: длительность переходного процесса составляет 170 мс, что является достаточным быстродействием для процесса управления движением при гидропрессовой сборке. Перерегулирование не превышает 1,7%, что также удовлетворяет требованиям обеспечения точности позиционирования. Статическая составляющая ошибки регулирования не превышает 0,03%.

Для оценки устойчивости систем с регуляторами на основе нечеткой логики наиболее применимы такие методы оценки и обеспечения устойчивости, как метод Ляпунова и метод Попова [93].

По Ляпунову для общего вида предикантных правил следующего вида:

Если $z_1(t)$ есть M_{i1} и ... и $z_p(t)$ есть M_{ip} ,

$$\text{то} \quad \begin{cases} \dot{x}(t) = A_i x(t) + B_i u(t) & i = 1, 2, \dots, r \\ \dot{y}(t) = C_i x(t) \end{cases} \quad (3.13)$$

где M_{ij} - нечеткое множество, r - число нечетких правил, $x(t) \in R^n$ - фазовый вектор, $u(t) \in R^m$ - вектор входного воздействия, $y(t) \in R^q$ - вектор выходного сигнала, $A_i \in R^{n \times n}$, $B_i \in R^{n \times m}$, $C_i \in R^{q \times n}$, $z(t) = (z_1(t), \dots, z_p(t))$ - вектор известных переменных посылок (функции фазовых переменных, внешних возмущений или времени).

Пусть $w_i(z(t))$ - произведение всех различных M_{ij} , которые соответствуют i -правилу, т.е.

$$\begin{aligned} w_i(z(t)) &= \prod_{j=1}^p M_{ij}(z_j(t)), \\ h_i(z(t)) &= \frac{w_i(z(t))}{\sum_{i=1}^r w_i(z(t))}, \end{aligned} \quad (3.14)$$

тогда система уравнений представляется как:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) (A_i x(t) + B_i u(t)) & i = 1, 2, \dots, r \\ \dot{y}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) C_i x(t) \end{cases} \quad (3.15)$$

При условии, что для всех t выполняется $\sum_{i=1}^r h_i(z(t)) = 1, h_i(z(t)) \geq 0$, то регулятор можно представить в следующем виде

$$\left\{ u(t) = - \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) F_i x(t) \right. \quad (3.16)$$

Пусть $G_{ij} = A_i - B_i F_j$, то если существует для всех систем положительно определенная матрица P , которая удовлетворяет условиям

$$\begin{aligned} G_{ii}^T P + P G_{ii} &< 0 \\ \frac{(G_{ij} + G_{ji})^T}{2} P + P \frac{G_{ij} + G_{ji}}{2} &< 0 \end{aligned} \quad (3.17)$$

для всех $i < j$ таких, что $h_i h_j$, то положение равновесия управляемой нечеткой системы асимптотически устойчиво.

С учетом (3.7-3.8) нечеткая функция Ляпунова представляется как:

$$V(x(t)) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) x^T(t) P_i x(t) \quad (3.18)$$

где P_i - положительно определенные матрицы такие что $P_j = \gamma_{ij} P_i$ для всех $i, j = 1, \dots, r$ и $\gamma_{ij} > 0$ для $i \neq j$, $\gamma_{ij} = 1$ для $i = j$.

Рассмотрим устойчивость системы управления в малом по методу Ляпунова.

Фазовая траектория строится с учетом воздействия внешних возмущений, в проекциях ΔZ и $\Delta Z'$ приведена на рисунке 3.19.

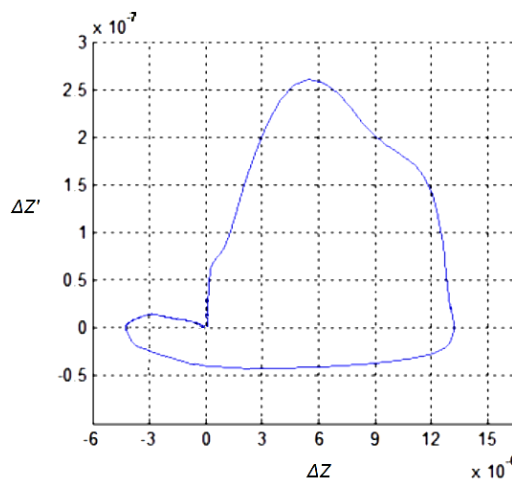


Рисунок 3.19 – Фазовая траектория системы с регулятором положения на базе нечеткой логики

Система имеет только одну особую точку в начале координат (устойчивый фокус) и стремится к этому положению. Следовательно, данная система является устойчивой в малом.

Моделирование осуществлялось при следующих значениях параметров системы:

- нагрузка F_{C3} от силы запрессовки F_3 равна 0 и 18 кН;
- скорость перемещения V : 30, 40, 50 мм/с;
- ускорение a : 200 мм/с²;
- перемещение Z : 120, 200 мм.

Результаты моделирования мехатронного пресса со скорректированными термами при различных входных параметрах представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Результаты моделирования работы мехатронного пресса

№ опыта	V , мм/с	Z , мм	a , мм/с ²	F , кН	Макс. рассогласование по оси $ \Delta Z $, мкм	Макс. рассинхронизация $ \Delta Z_{oc} $, мкм
1	30	120	200	0	11,4	5,3
2				18	13,7	9,6
3		200		0	11,3	5,8
4				18	13,9	10,3
5	40	120		0	11,6	8,5
6				18	15,8	13,4
7		200		0	15,3	7,6
8				18	19,2	13,9
9	50	120		0	17,8	6,9
10				18	19,8	13,7
11		200		0	19,1	8,2
12				18	20,9	15,5

Результаты моделирования при входном управляющем сигнале со следующими характеристиками: линейное перемещение $L=200$ мм, скорость $V=40$ мм/с, ускорение 200 мм/с², нагрузка $F_{C3}=18$ кН, представлены на рисунках 3.20-3.22; с характеристиками: линейное перемещение $L=200$ мм,

скорость $V=50$ мм/с, ускорение 200 мм/с², нагрузка $F_{C3}=18$ кН – на рисунках 3.23-3.26.

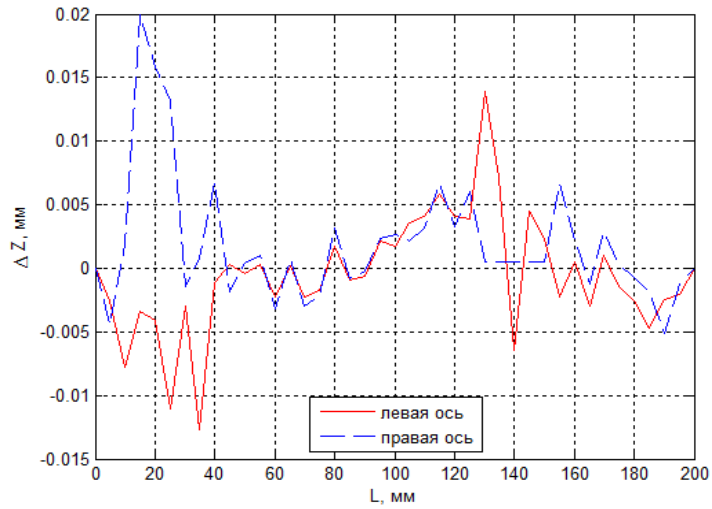


Рисунок 3.20 - Рассогласование по положению под нагрузкой

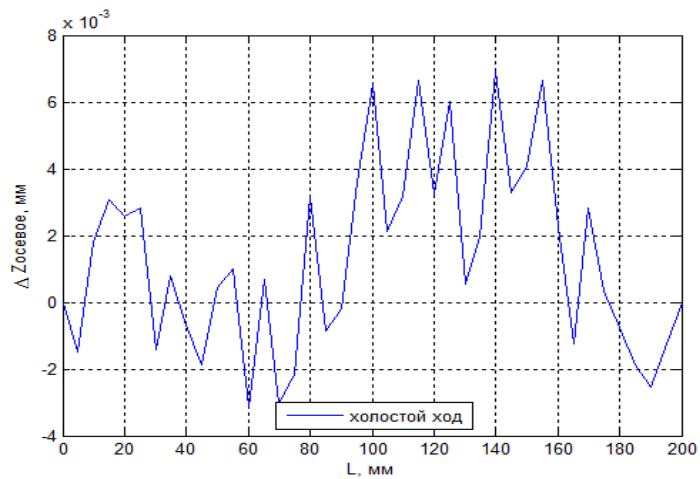


Рисунок 3.21 - Рассинхронизация на холостом ходу

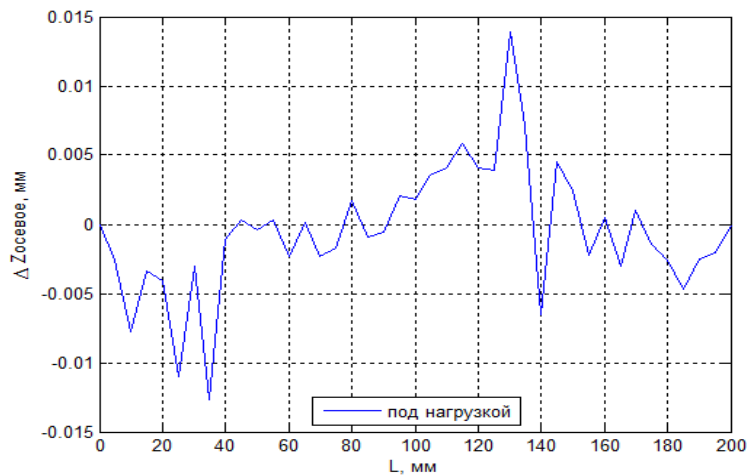


Рисунок 3.22 - Рассинхронизация под нагрузкой

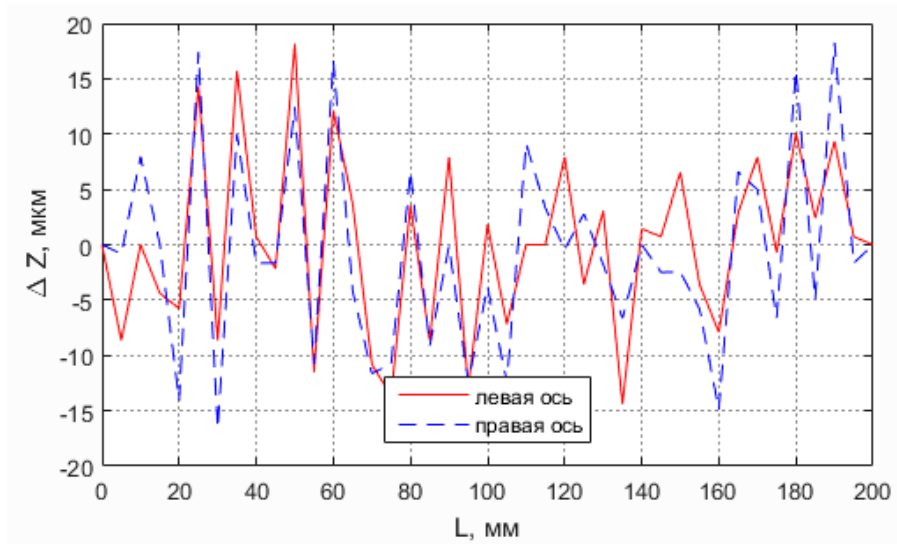


Рисунок 3.23 - Рассогласование по положению на холостом ходу

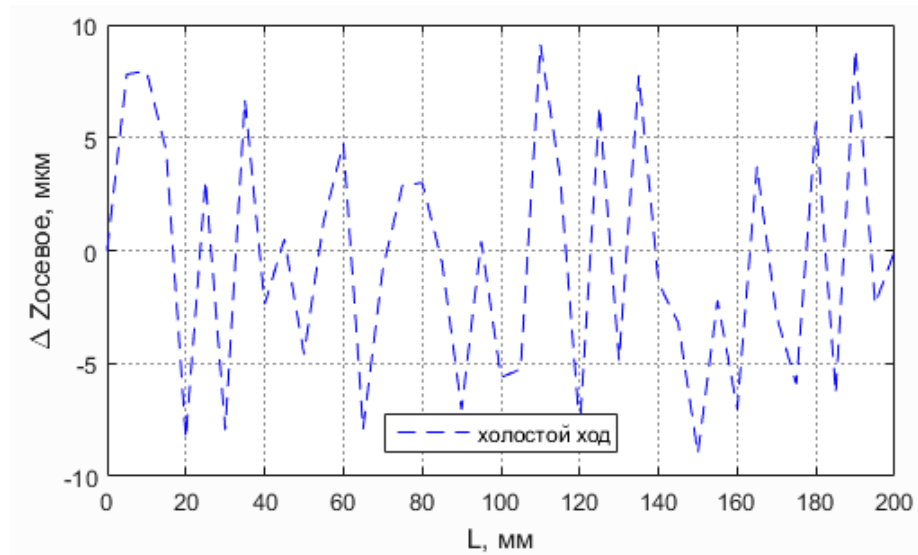


Рисунок 3.24 - Рассинхронизация на холостом ходу

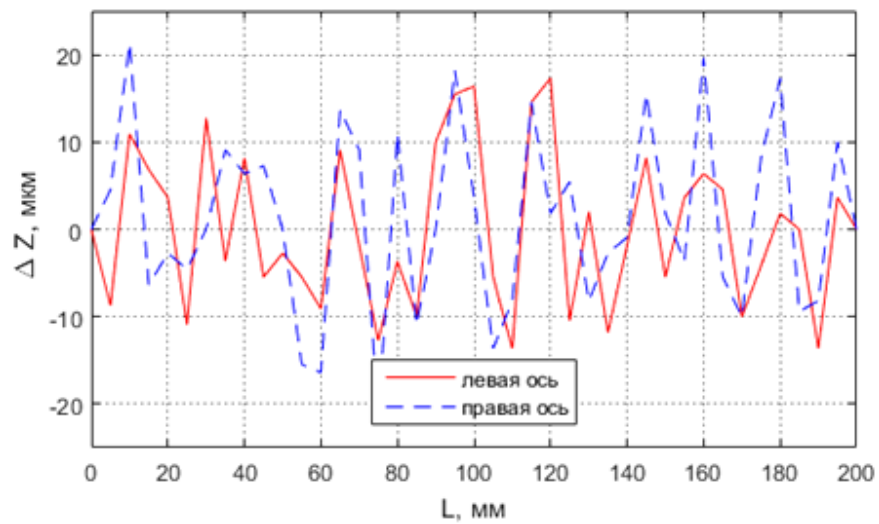


Рисунок 3.25 - Рассогласование по положению под нагрузкой

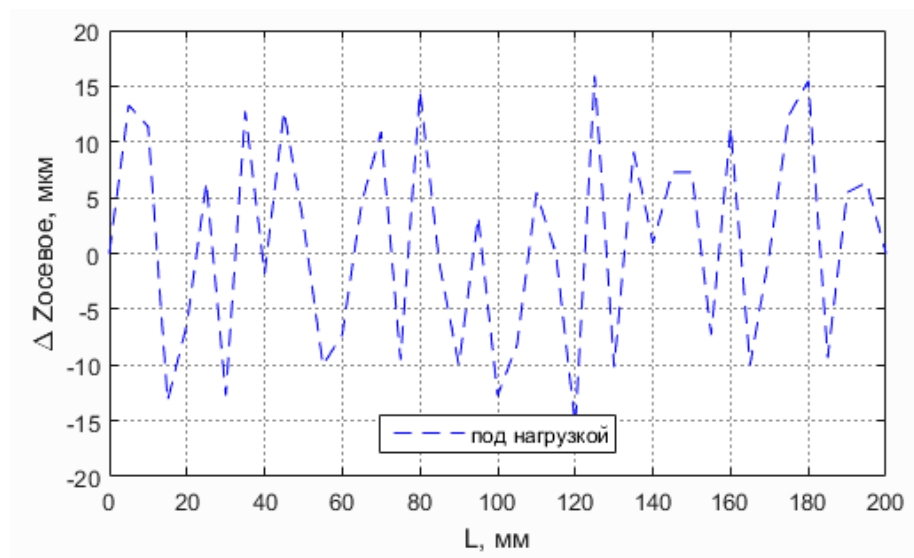


Рисунок 3.26- Рассинхронизация под нагрузкой

Максимальные значения рассинхронизации и рассогласования по положению, полученные при моделировании, представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 - Результаты моделирования прессы

Максимальное рассогласование по оси $ \Delta Z $, мкм		Максимальная рассинхронизация $ \Delta Z_{ос} $, мкм	
холостой ход	под нагрузкой	холостой ход	под нагрузкой
19,1	20,9	8,2	15,5

Переходной процесс удовлетворяет показателям качества управления, предъявляемым гидропрессовой сборкой к мехатронной системе. Предложенная система управления мехатронным прессом на базе нечеткой логики обеспечивает требуемое качество регулирования в режимах холостого хода и под нагрузкой, а также минимальную рассинхронизацию между осями прессы.

3.3 Мехатронный пресс с параллельной кинематикой

В соответствии с кинематической схемой и предъявляемыми требованиями спроектирован и смонтирован мехатронный пресс с параллельной кинематикой.

3.3.1 Конструкция мехатронного пресса

Структурная схема пресса представлена на рисунке 3.27, конструктивная схема – на рисунке 3.28, общий вид – на рисунке 3.29.

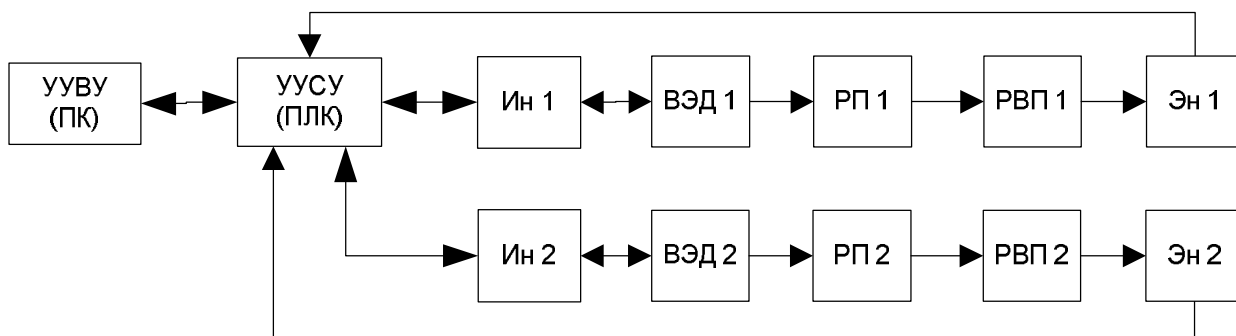


Рисунок 3.27 – Структурная схема мехатронного пресса

ВЭД 1,2 – вентильные электродвигатели; Ин 1,2 – инверторы;

РП 1,2 – ременные передачи; РВП 1,2 – роликовинтовые передачи;

Эн 1,2 – энкодеры; УУВУ – устройство управления верхнего уровня;

УУСУ – устройство управления среднего уровня

Конструкция электромеханического силового модуля образована станиной со смонтированными на ней рабочим столом и мехатронными приводами линейного движения. Кинематическая связь между роликовинтовыми направляющими осуществляется с помощью траверсы, служащей исполнительным органом, с закрепленным на ней силоизмерительным устройством.

Основными компонентами мехатронного пресса являются:

- силовой электромеханический модуль;
- шкаф управления с УУСУ (программируемый логический контроллер (ПЛК));
- УУВУ (персональный компьютер (ПК)).

Мехатронный пресс состоит из следующих основных узлов:

- станины 1;

– мехатронных модулей линейного движения на базе ВЭД 2 и РВП 3 (ход винта 9,6 мм/об);

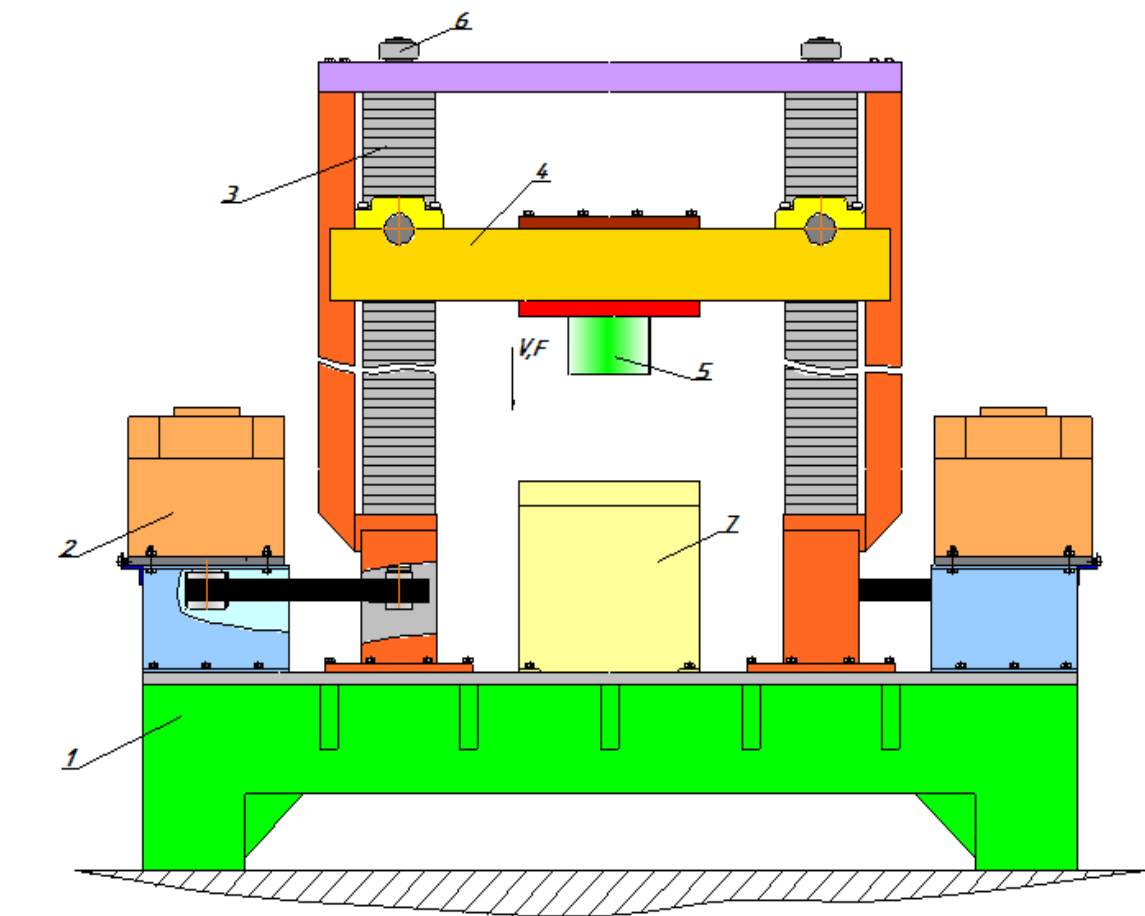


Рисунок 3.28 – Конструктивная схема пресса

1 – станина; 2 – ВЭД; 3 – РВП; 4 - траверса; 5 – силовой измерительный модуль;
6 – энкодеры; 7 – рабочий стол

– траверсы 4 с установленным на ней силовым измерительным модулем 5 с датчиком силы КС-183-22 (наибольший предел измерений 22 т);

– датчиков обратной связи по положению 6 (инкрементальные энкодеры ЛИР-158 со встроенным интерполятором) (разрешение 5000 имп/об, коэффициент интерполирования $K=5$);

– рабочего стола 7, используемого для размещения технологической оснастки для запрессовки и сборки;

– пульта ручного управления.

Управление движением исполнительного органа установки в ручном

режиме возможно как с пульта управления, так и через интерфейс программы управления.



Рисунок 3.29 – Общий вид мехатронного пресса с параллельной кинематикой
1 – мехатронный пресс; 2 – шкаф управления; 3 –УУВУ;

Шкаф управления содержит следующие основные компоненты

- блок управления (управляет работой инверторов и генерирует постоянное напряжение +24 В, +15/-15 В для измерительной системы КТЛ);
- модуль питания (генерирует постоянное напряжение промежуточного контура для инверторов на базе выпрямителя В6);
- инверторы напряжения (регулируют число оборотов и ток двигателя, управляют тормозом блокировки);
- блок сетевого питания (генерирует постоянное напряжение 25 В для питания тормозов);
- вторичный источник питания (трансформатор);
- программируемый логический контроллер с модулями расширения.

3.3.2 Программно-аппаратное обеспечение системы управления мехатронным прессом

Распределенная система управления мехатронным прессом согласно рисунку 3.27 включает два уровня управления: средний и верхний.

Устройство управления верхнего уровня на базе персонального компьютера используется для выполнения прикладного программного обеспечения, для управления работой системы управления мехатронным прессом в целом, выбора режимов работы, контроля параметров систем пресса и т.д.

Устройство управления среднего уровня реализует требуемые алгоритмы управления и решает задачи системного уровня в режиме реального времени [57, 76]. Используется для отработки пользовательских программ, расчета задания для инверторов и периферийных устройств, необходимых для управления мехатронным прессом.

Устройство управления включает в себя программируемый логический контроллер, необходимый для реализации алгоритмов управления; набор периферийных модулей для генерирования управляющих сигналов, управления периферийными устройствами, обработки сигналов с датчиков положения, расположенных на осях пресса.

Выбор устройства управления осуществлялся исходя из следующих требований:

- 1) производительность ПЛК, обеспечивающая работу системы управления с показателями быстродействия и качества, соответствующими технологическим требованиям;
- 2) возможность реализации управляющих алгоритмов для оборудования с параллельными осями;
- 3) наличие алгоритмов управления силовыми модулями и электромеханическими компонентами объекта управления.

На основании данных требований выбран ПЛК Siemens Simatic S7-1500

на базе центрального процессора S7-1516PN/DP, обеспечивающий:

- 1) возможность реализации собственных контуров положения, в том числе с использованием аппарата нечеткой логики;
- 2) возможность реализации требуемого профиля движения;
- 3) возможность отдельного создания программ электроавтоматики и управления движением;
- 4) поддержку большинства датчиков обратной связи с аналоговыми и цифровыми интерфейсами.

Устройство управления верхнего уровня: ПК с прикладным программным обеспечением ПЛК.

Устройство управления среднего уровня:

– программируемый логический контроллер Siemens Simatic S7–1500 на базе центрального процессора S7-1516PN/DP с установленными модулями расширения:

- модуль дискретного ввода (32 входа);
- модуль дискретного вывода (32 выхода);
- модуль аналогового ввода (8 каналов);
- модуль аналогового вывода (4 канала);
- технологический модуль TM Posinput 2 (счётный модуль/модуль позиционирования) (2 канала инкрементальных энкодеров/ SSI датчиков).

Блоки формирователя закона управления, регуляторов положения и расхождения реализованы программно.

Разработка прикладного программного обеспечения (ПО) велась исходя из следующих требований [34, 66]:

- разрабатываемое ПО должно обеспечивать возможность задания и редактирования входных параметров, а также контроль и сигнализацию работы оборудования;
- ПО должно обеспечивать возможность сбора информации для последующего анализа;
- ПО должно обеспечивать возможность настройки

конфигурационных параметров, а также хранение и загрузку конфигураций для различных технологических операций;

– ПО должно обеспечивать работу в автоматическом и ручном режимах, а также возможность отработки перемещения по заданному профилю;

На основании модифицированного способа синхронизации и требований к ПО разработана программа управления мехатронным прессом в среде Simatic Step 7 Professional V13 SP1 фирмы Siemens.

Интерфейс программы управления мехатронным прессом представлено на рисунке 3.30.

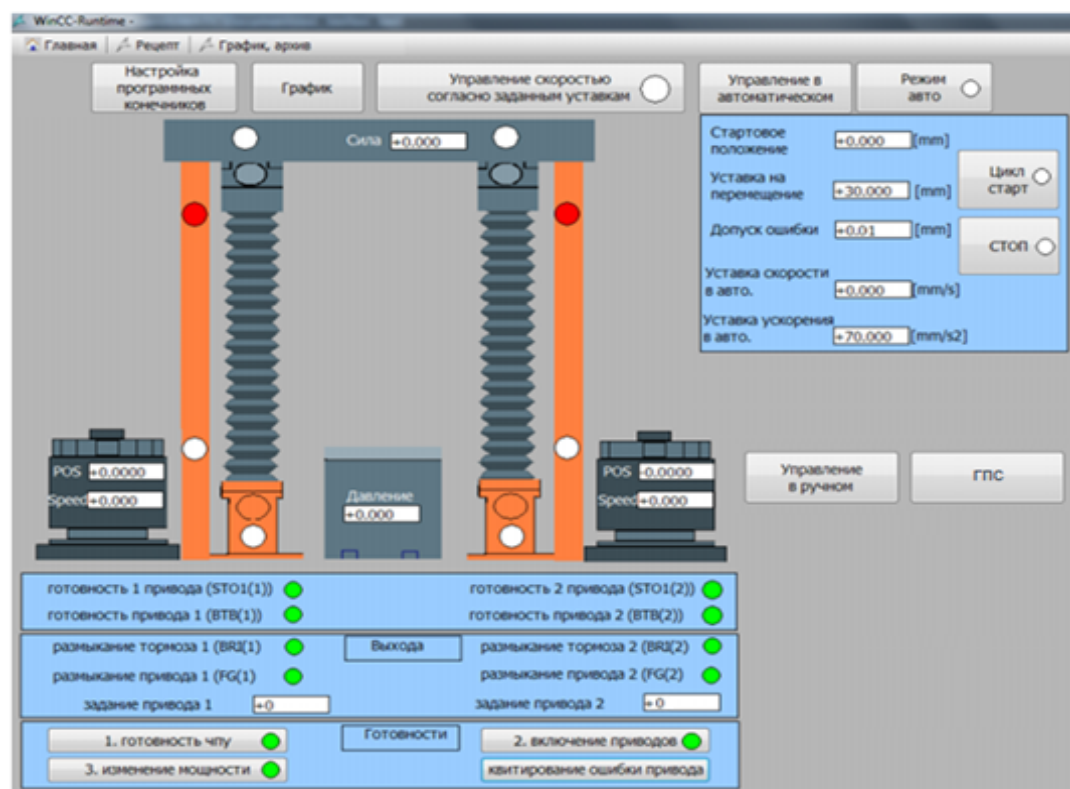


Рисунок 3.28– Интерфейс программы управления мехатронным прессом

Программное обеспечение обеспечивает работу установки, синхронное управление осями, управляемую сборку соединений в различных режимах обратными связями по перемещению, скорости, силе и давлению.

В рабочем окне ПО, в зависимости от выбранного режима, выводятся

текущие значения позиции, скорости, задания на ЦАП по каждому приводу, состояние экспериментальной установки и т.д.

При наличии каких-либо ошибок в силовом модуле, отсутствии готовности приводов, при значительной величине рассогласования на отдельной оси, либо рассинхронизации между ними, либо при наезде на концевой выключатель происходит блокировка силовой части и останов системы.

При запуске активируется ручной режим управления, позволяющий осуществлять перемещения траверсы с помощью пульта управления.

Ручной режим управления позволяет задавать требуемую скорость перемещения и ускорения разгона-торможения, а также ускоренные перемещения, путем активации режима ускоренного перемещения. Ускоренный режим перемещения обеспечивает скорость перемещения в 5 раз выше, чем в стандартном режиме.

Автоматический режим применяется для перемещения на требуемую величину. В данном режиме задаются скорость и ускорение перемещения, а также стартовое положение, с которого осуществляется перемещение.

Для отработки ступенчатого перемещения с требуемым профилем скорости используется режим «Управление скоростью согласно уставкам», позволяющий задавать величины перемещения, скорости и ускорения на каждом из 10 участков.

Для реализации аппарата нечеткой логики используется специализированный язык программирования программируемых логических контроллеров FCL (Fuzzy Control Language), описываемый стандартом IEC 1131-7. Язык FCL разработан для представления моделей систем управления с нечетким выводом, в частности, моделей программируемых контроллеров (programmable controllers) или ПЛК в форме структурируемого текста, который может быть интерпретирован как программа на языке высокого уровня.

На рисунке 3.31 представлен алгоритм реализации нечеткого вывода по

типу Мамдани, описанному в параграфе 3.1, на языке FCL.

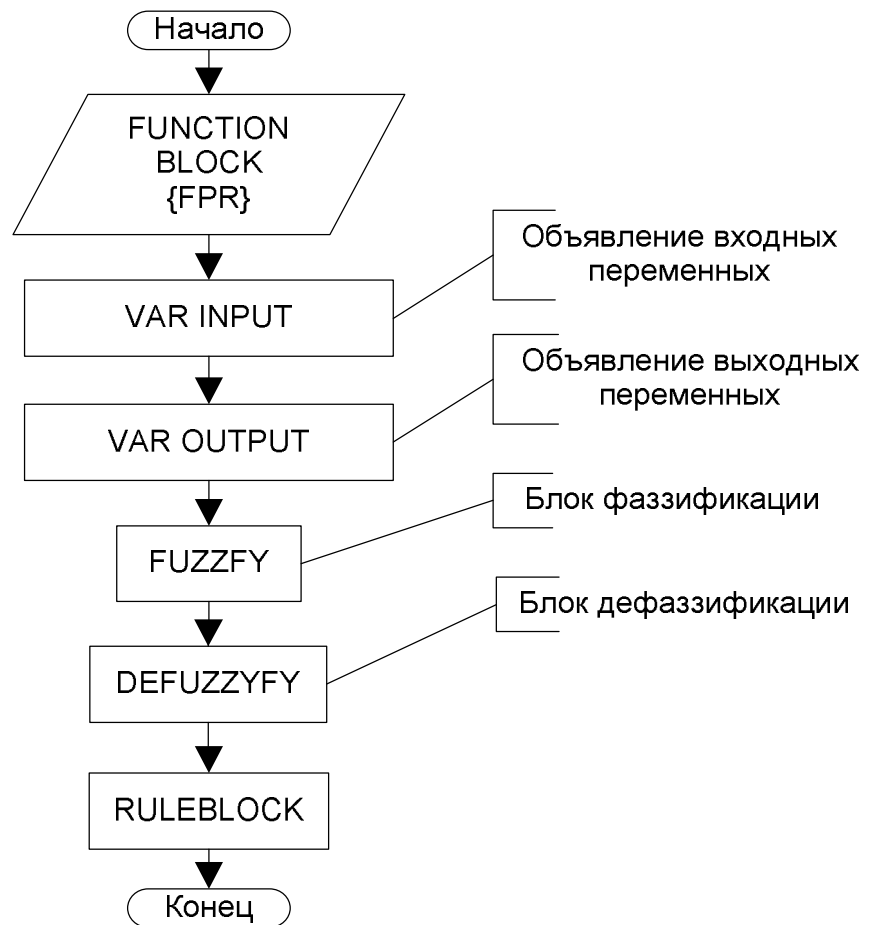


Рисунок 3.31 –Алгоритм реализации нечеткого вывода

Текст программы регулятора положения на основе нечеткой логики на языке FCL представлен в приложении Б, лингвистические переменные обозначены как: рассогласование ΔZ – «pos_delta», первая производная от рассогласования $\Delta Z'$ – «pos_d_speed», вторая производная от рассогласования $\Delta Z''$ – «pos_d_acc», выходная переменная – «pos_control».

Разработанное прикладное программное обеспечение реализует как непосредственное управление мехатронным прессом, так и сбор данных о состоянии системы управления.

3.4 Экспериментальная оценка работы пресса

Оценка работы разработанного мехатронного пресса проведена при

двух типах задающего воздействия: на холостом ходу и под нагрузкой.

Первый тип задает управляющее воздействие со ступенчатым изменением скорости, что позволяет оценить качество регулирования в предельных режимах работы (таблица 3.7).

Таблица 3.7 – Результаты экспериментальной оценки работы мехатронного пресса в предельных режимах

№ п/п	№ участка	L, мм	V, мм/с	a, мм/с ²	Максимальное рассоглас. по оси $ \Delta Z $, мкм	Максимальная рассинхрониз. $ \Delta Z_{ос} $, мкм
1	1	50	50	50	19,7	8,6
	2	100	40	100		
	3	70	50	120		
	4	80	40	150		
	5	60	50	200		
2	1	100	50	50	23,5	10,7
	2	80	40	100		
	3	60	50	120		
	4	50	40	150		
	5	70	50	200		
3	1	70	50	50	19,9	9,5
	2	60	40	100		
	3	50	50	120		
	4	100	40	150		
	5	80	50	200		
4	1	50	50	50	22,3	10,1
	2	100	40	100		
	3	70	50	120		
	4	80	40	150		
	5	60	50	200		

Результаты экспериментов приведены на рисунках 3.32 – 3.35.

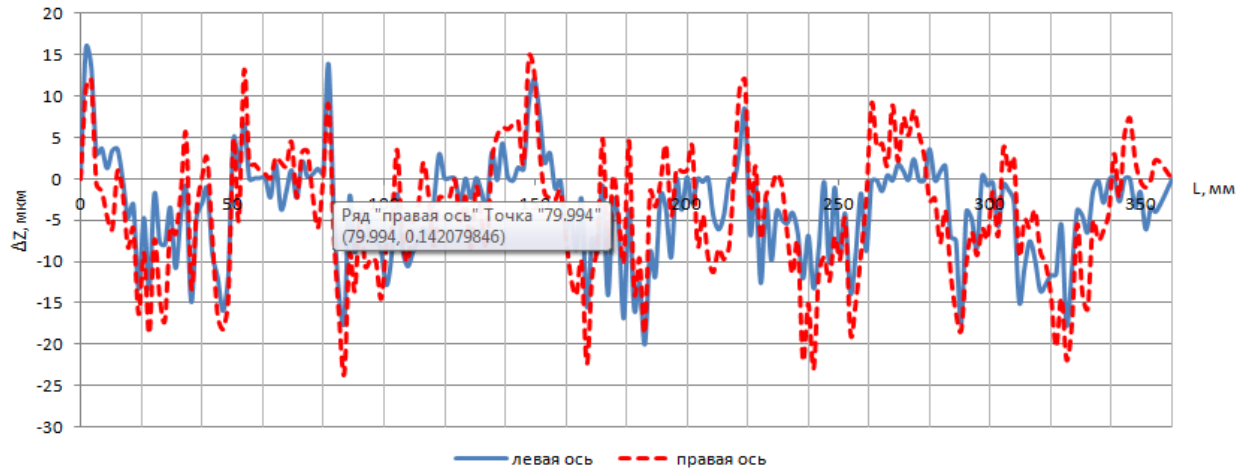


Рисунок 3.32 – Рассогласование по положению (эксперимент №2)

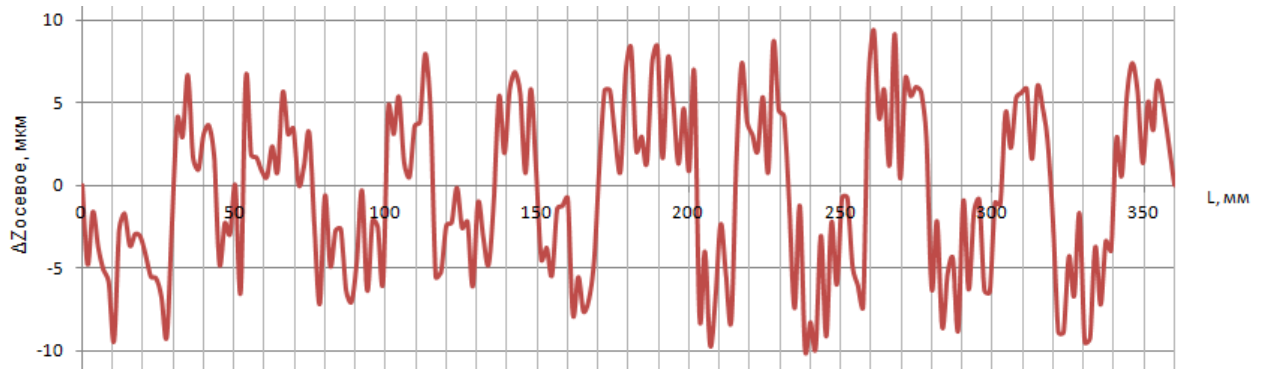


Рисунок 3.33 – Рассинхронизация на холостом ходу (эксперимент №2)

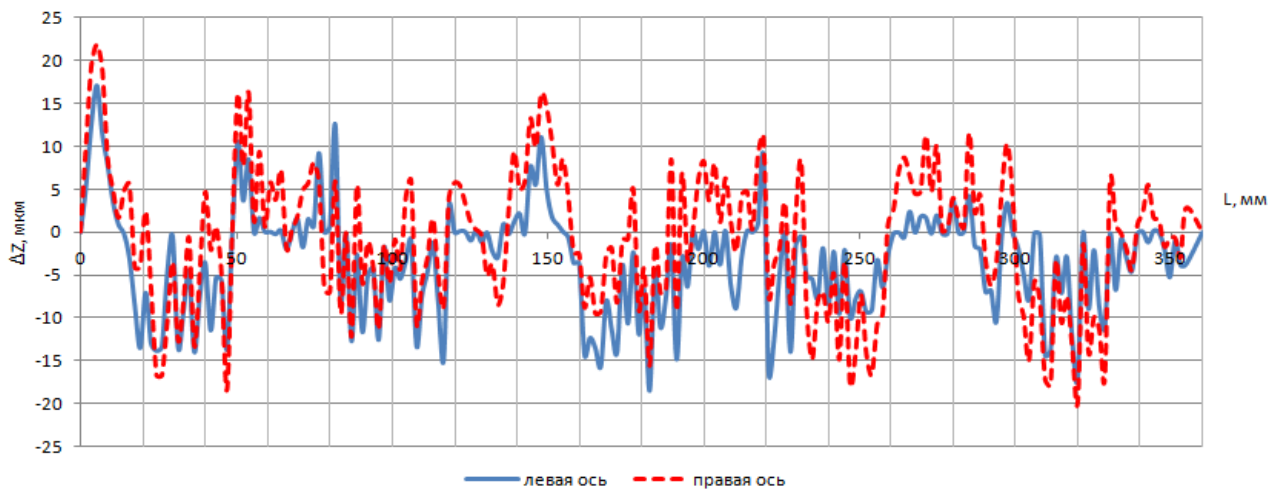


Рисунок 3.34– Рассогласование по положению на холостом ходу
(эксперимент №4)

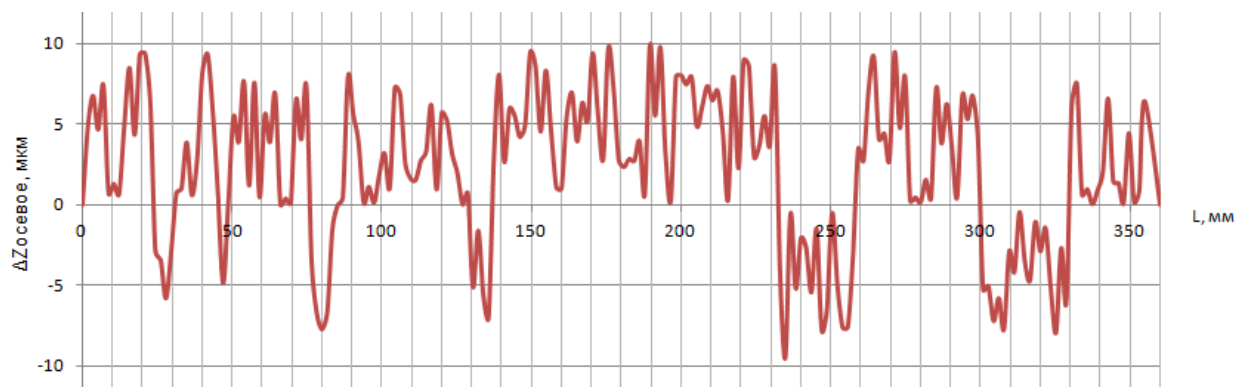


Рисунок 3.35 – Рассинхронизация на холостом ходу (эксперимент №4)

Второй тип задающего воздействия формирует плавное перемещение рабочего органа пресса и позволяет оценить работу системы управления в режиме установившегося движения (таблица 3.8).

В качестве нагружающего устройства использовался гидроцилиндр с управляемым дросселем, настроенным на требуемое давление масла, создающее постоянное усилие в 18 кН.

Таблица 3.8 – Результаты экспериментальной оценки работы мехатронного пресса в режиме установившегося движения

№ опыта	L, мм	V, мм/с	a, мм/с ²	F, кН	Максимальное рассогласование по оси $ \Delta Z $, мкм	Максимальная рассинхронизация $ \Delta Z_{ос} $, мкм
1	120	30	120	0	11,7	5,1
2				18	13,4	9,4
3			200	0	12,2	5,9
4				18	13,1	10,3
5		40	120	0	11,2	6,8
6				18	14,9	12,3
7			200	0	13,8	7,9
8				18	17,6	11,8
9		50	120	0	17,7	7,2
10				18	20,2	15,5
11			200	0	18,1	7,6

Таблица 3.8 – Продолжение

12				18	23,5	15,7
13	200	30	120	0	11,9	5,4
14		40	200	0	12,7	6,7
15			120	0	12,6	7,1
16		50	200	0	16,6	6,3
17			120	0	19,2	7,0
18			200	0	20,4	7,3

Результаты эксперимента ($L=120$ мм, $V=50$ мм/с, $a=200$ мм/с², нагрузка 18 кН) представлены на рисунках 3.36-3.39.

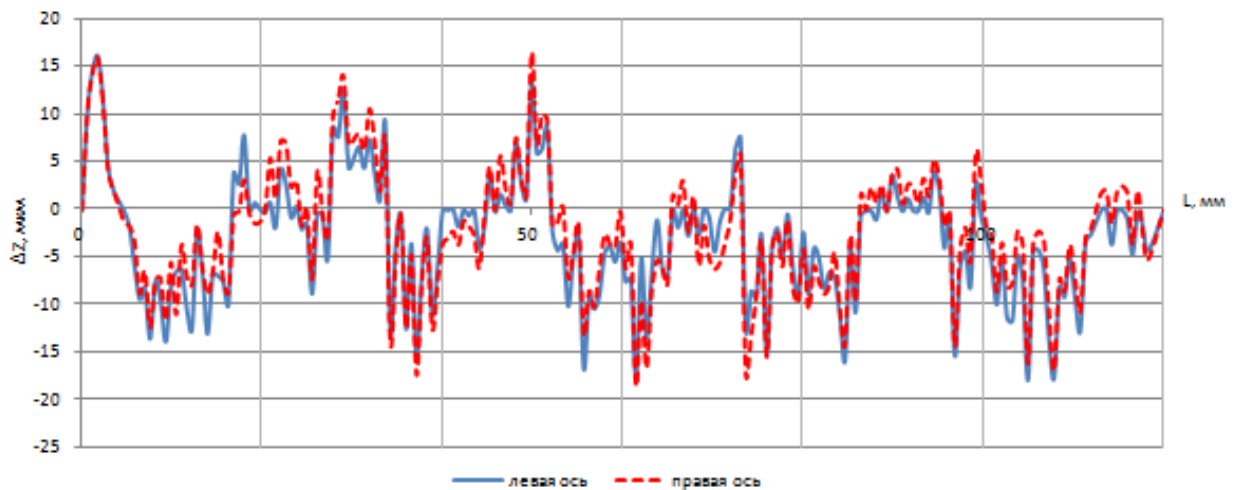


Рисунок 3.34 – Расогласование по положению на холостом ходу

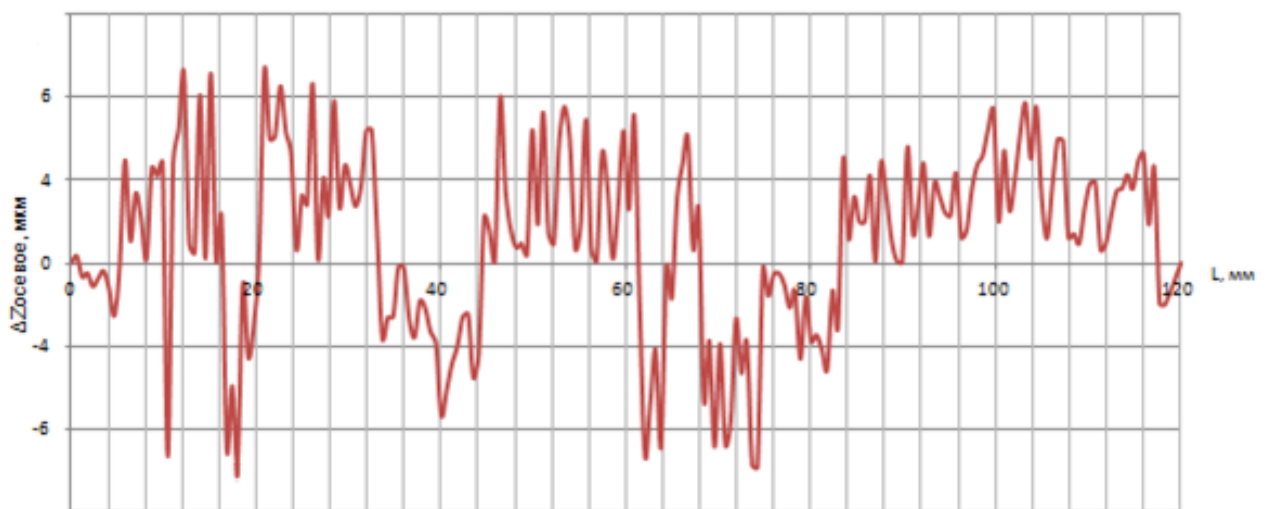


Рисунок 3.35 – Рассинхронизация на холостом ходу

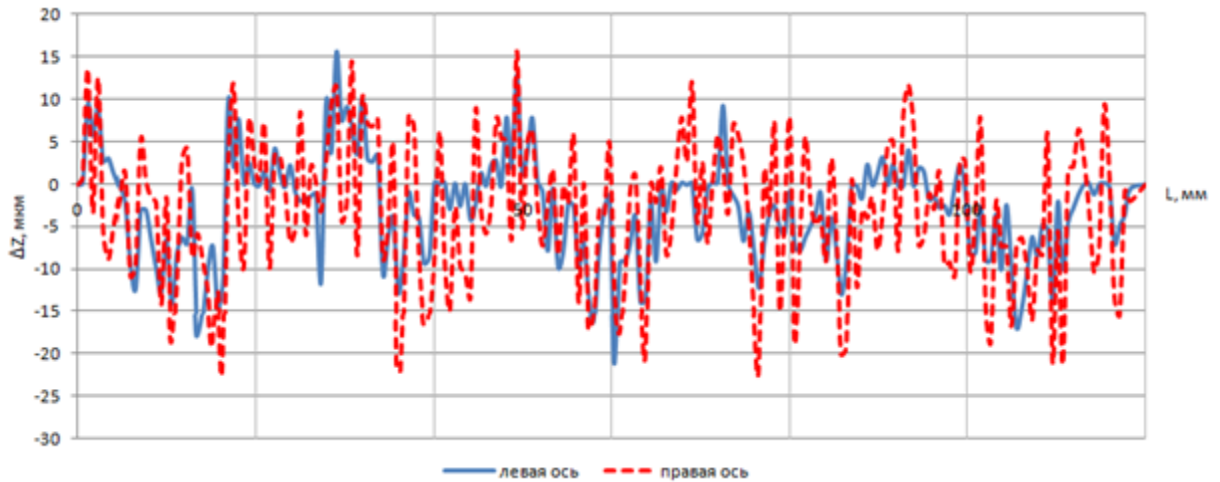


Рисунок 3.36 – Рассогласование по положению под нагрузкой

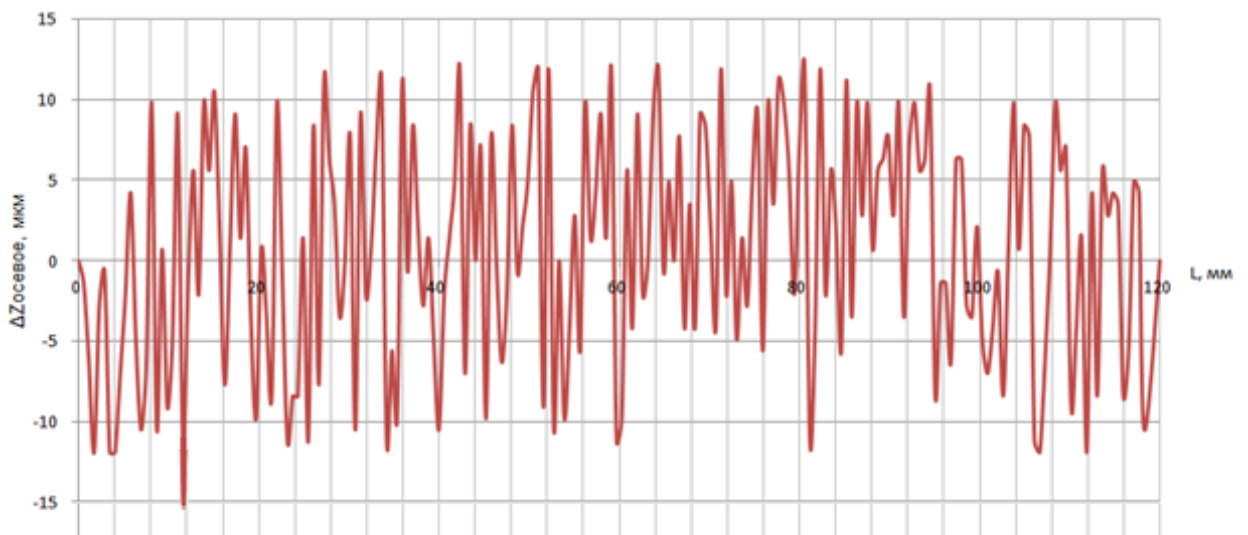


Рисунок 3.37 – Рассинхронизация под нагрузкой

Результаты экспериментальной оценки коррелируют с результатами, приведенными в таблицах 3.5, 3.6, сравнение расчетных и экспериментальных данных представлено в таблице 3.9.

Сравнительный анализ результатов моделирования и экспериментальных данных показывает, что максимальное расхождение между ними не превышает: по рассогласованию 19%, по рассинхронизации 17%, что говорит о достаточной точности предложенной в главе 2 математической модели движения рабочего органа мехатронного прессы.

Максимальные значения рассогласования по положению и

рассинхронизации при различных значениях скорости, ускорения и перемещения исполнительного органа пресса представлены в таблице 3.10.

Таблица 3.9 – Сравнение модельных и экспериментальных результатов оценки работы пресса

№ опыта	L, мм	V, мм/с	a, мм/с ²	F, кН	Макс. рассогл. по оси $ \Delta Z $, мкм		Расхождение, %	Макс. рассинхр. $ \Delta Z_{oc} $, мкм		Расхождение, %
					расчет	эксперимент		расчет	эксперимент	
1	120	30	200	0	11,4	12,2	-7,0	5,3	5,9	-11,3
2				18	13,7	13,1	4,3	9,6	10,3	-7,3
3		40		0	11,6	13,8	-19,0	8,5	7,9	7
4				18	15,8	17,6	11,4	13,4	11,8	11,9
5		50		0	17,8	18,1	1,7	6,9	7,6	-10,1
6				18	19,8	23,4	-18,2	13,7	15,7	-14,6
7	200	30		0	11,3	12,7	-12,4	5,8	6,7	-15,5
8		40		0	15,3	16,6	-8,5	7,6	6,3	17,1
9		50		0	19,1	20,4	-6,8	8,2	7,3	12,3

Таблица 3.10 – Результаты экспериментальной оценки работы пресса

Задающее воздействие	Максимальное рассогласование по оси $ \Delta Z $, мкм		Максимальная рассинхронизация $ \Delta Z_{oc} $, мкм	
	холостой ход	под нагрузкой	холостой ход	под нагрузкой
1 тип	23,5	–	10,7	–
2 тип	20,4	23,4	7,9	15,7

Предельные значения рассогласования и рассинхронизации на несколько порядков меньше требований по взаимному расположению собираемых деталей.

Выводы по главе 3

1. Использование в системе автоматического управления мехатронным прессом аппарата нечеткой логики позволило обеспечить требуемое качество регулирования без дополнительной подстройки регулятора при воздействии внешних возмущений.

2. В соответствии с предложенной кинематической схемой и предъявляемыми требованиями спроектирован и смонтирован мехатронный пресс с параллельной кинематикой. На основании требований к программно-аппаратному обеспечению системы автоматического управления мехатронным прессом выбрана распределенная двухуровневая система управления на базе программируемого логического контроллера и персонального компьютера. Разработанное программное обеспечение системы управления мехатронным прессом, реализующее предложенный алгоритм синхронизации и систему управления на основе нечеткой логики, обеспечивает как непосредственно управление мехатронным прессом, так и сбор данных о состоянии системы управления.

3. Проведенные натурные эксперименты доказали эффективность работы разработанной системы автоматического управления мехатронным прессом с нечетким выводом в переходных и установившихся режимах работы. Предельные значения рассогласования и рассинхронизации на несколько порядков меньше требований по взаимному расположению собираемых деталей.

4 ГИДРОПРЕССОВАЯ СБОРКА СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕХАТРОННОГО ПРЕССА

4.1 Физическая и математическая модели процесса гидропрессовой сборки

Физическая модель процесса гидропрессовой сборки соединений с натягом (технологическая схема с подводом масла с торца соединения) представлена на рисунке 4.1.

Основным управляющим воздействием данного процесса сборки является скорость перемещения вала V_3 относительно втулки .

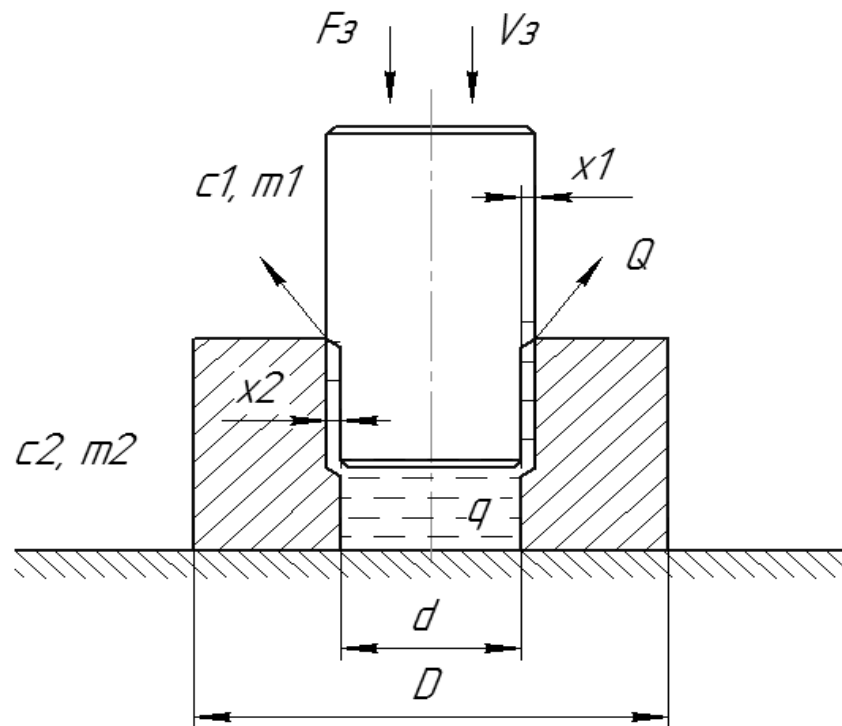


Рисунок 4.1 – Физическая модель
процесса гидропрессовой сборки соединений с натягом

В физической модели используются следующие обозначения:

c_1, c_2 - приведенные коэффициенты жесткости вала 1 и втулки 2;

d – диаметр сопряжения;

D – наружный диаметр втулки;

F_3 – сила запрессовки;

m_1, m_2 – приведенные массы вала 1 и втулки 2;

q – давление масла;

Q – расход масла;

x_1 – уменьшение диаметра вала;

x_2 – уменьшение диаметра втулки.

Метод гидропрессовой сборки разделяется на две составляющие: продольно-прессовая и поперечно-прессовая.

Рассмотрим поперечно-прессовую составляющую.

Суммарное изменение диаметра соединения вычисляется как:

$$\sum \Delta = \Delta\delta_1 + \Delta h_1 + \Delta\delta_2 + \Delta h_2 \quad (4.1)$$

Пусть $x_1 = \Delta\delta_1 + \Delta h_1$, $x_2 = \Delta\delta_2 + \Delta h_2$, где x_1 -изменение диаметра вала, x_2 -изменение диаметра втулки.

Величина расширения втулки, как и величина сжатия вала, по теории упругости может быть представлена соотношениями между силами и производимыми ими относительными удлинениями в пределах пропорциональности их материалов:

$$\frac{x_1}{d} = \frac{p}{E_1} C_1 = \frac{\sigma_1}{E_1}, \quad (4.2)$$

$$\frac{x_2}{d} = \frac{p}{E_2} C_2 = \frac{\sigma_2}{E_2}, \quad (4.3)$$

где σ_1 – напряжение материала вала в месте посадки;

σ_2 – напряжение материала втулки в месте посадки;

d – номинальный диаметр отверстия втулки и вала;

E_1 – модуль упругости материала вала;

E_2 – модуль упругости материала втулки;

p – удельное давление на поверхности контакта;

C_1 – коэффициент жесткости вала;

C_2 – коэффициент жесткости втулки.

Из формул (4.2, 4.3) следует:

$$x_1 = \frac{dp}{E_1} C_1 \quad (4.4)$$

$$x_2 = \frac{dp}{E_2} C_2 \quad (4.5)$$

Величина коэффициентов C_1 и C_2 определяется из решения задачи Ляме для толстостенной трубы:

$$C_1 = 1 - \mu_1, \quad (4.6)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2} + \mu_2, \quad (4.7)$$

где d – внутренний диаметр втулки;

D – наружный диаметр втулки;

μ_1 – коэффициент Пуассона для материала вала;

μ_2 – коэффициент Пуассона для материала втулки.

Коэффициенты C_1 и C_2 , как видно из приведенных формул, зависят от соотношения D, d , а также от механических свойств материалов втулки и вала.

Уравнения, связывающие между собой переменные F_3, x_1, x_2 , в общем виде могут быть представлены как:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{dx_1}{dt} + c_1 x_1 = F_3, \quad (4.8)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + \frac{dx_2}{dt} + c_2 x_2 = F_3, \quad (4.9)$$

где m_1, m_2 – приведенные массы первой и второй деталей;

c_1, c_2 – приведенные коэффициенты жесткости первой и второй деталей;

F_3 – сила запрессовки, необходимая для сборки соединения, рассчитывается как:

$$F_3 = F_{ж} + F_q, \quad (4.10)$$

$$F_{ж} = q\pi d l f_m, \quad (4.11)$$

$$F_q = q \frac{\pi d^2}{4}, \quad (4.12)$$

где $F_{ж}$ – сила на участке жидкостного трения;

F_q - сила от давления масла;

q – давление масла;

f_m – коэффициент трения;

l – длина сопряжения.

В свою очередь $q=f(t)$, $F=f(t)$, что приводит к возникновению нелинейностей при запрессовке.

Максимальная величина давления q_{max} ограничивается возникновением пластической деформации:

$$q_{max} \leq 0.58 \cdot \sigma_T \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right], \quad (4.13)$$

где σ_T - предел текучести материала втулки.

При использовании технологической схемы с подводом масла с торца соединения необходимо регулирование скорости запрессовки V_3 , обеспечивающее постоянство рабочего давления масла q и, тем самым, режим жидкостного трения.

Особенностью данной технологической схемы является избыточный объем масла, что требует значительного времени для его протекания через зазор. Одним из путей устранения этого недостатка является применение дифференциального способа создания давления (ДССД), либо управляемое дросселирование избыточного объема масла, что вызывает необходимость введения дополнительного контура управления дросселем. Для отвода масла может применяться как неавтоматизированный [97], так и автоматизированный регуляторы давления масла [26], обеспечивающие поддержание требуемого рабочего давления и невозникновение пластических деформаций.

Общий управляющий алгоритм процесса гидропрессовой сборки

соединений данной группы представлен на рисунке 4.2 [25].

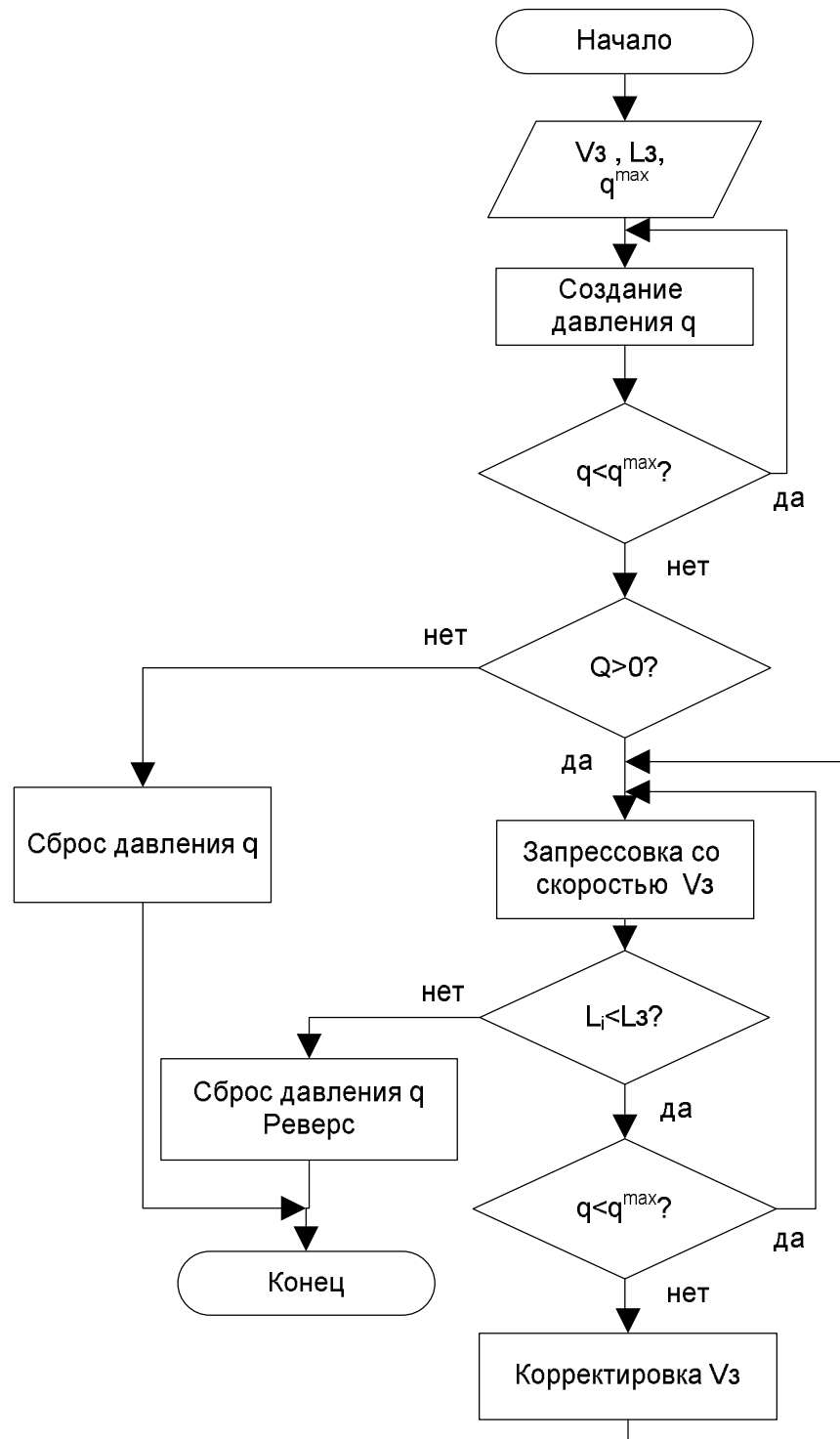


Рисунок 4.2 –Общий управляющий алгоритм гидропрессовой сборки соединений с натягом

В управляющем алгоритме используются следующие обозначения:

V_3 – скорость запрессовки;

L_3 – длина запрессовки;

q_{\max} – максимальное давление рабочей жидкости;

Q – расход масла.

Представленные физическая, математические модели и алгоритм регулируют процесс жидкостного трения и образования масляной прослойки между контактируемыми поверхностями. Расчетные значения параметров сборки требуют корректировки, а коэффициенты регулирования управляемых параметров должны иметь достаточный запас вследствие реологических изменений рабочей жидкости под высоким давлением и высокой нелинейности течения сборочного процесса.

Полученные уравнения (4.1–4.13) описывают физическую и математическую модели процесса и могут быть использованы при разработке системы автоматического управления гидропрессовой сборкой.

4.2 Технологическое обоснование требований к каналам регулирования

Сборка гидропрессовым методом имеет некоторые технологические и физические особенности, которые необходимо учитывать при обосновании требований к каналам регулирования.

При сборке данных соединений в автоматическом режиме необходимо систематическое получение информации, характеризующей истинное состояние процесса в каждый момент времени. Получаемая информация должна иметь комплексный характер и непрерывно поступать для обработки во время выполнения процесса. При этом процесс принятия решения должен обладать минимальным временем запаздывания [100].

Проведенный анализ показал, что для получения полной информации о ходе сборочного процесса и обеспечения своевременного регулирования его параметров необходимы четыре контура регулирования с подчиненным управлением:

- контур положения;

- контур скорости;
- контур давления;
- контур силы.

4.2.1 Контур положения

В процессе сборки необходимо в режиме реального времени контролировать положение вала.

Анализируя требования к контуру регулирования положения, в [67] выявлено, что основной помехой является сила сопротивления перемещению вала, вызывающая деформации технологической системы и обуславливающая различия в действительном и заданном положениях вала. Следовательно, для исключения отрицательных неконтролируемых воздействий помех таких, как зазоры, деформации и др., необходим замкнутый контур положения.

4.2.2 Контур скорости

Наравне с обеспечением качества получаемых соединений важной задачей управления движением вала является обеспечение заданной (либо максимально возможной) производительности сборочной операции. Скорость сборки с одной стороны определяет производительность, а с другой – связана с управляющим воздействием на объект управления, так как непосредственно определяет качество получаемого соединения при сборке по схеме с подводом масла с торца соединения, вследствие этого скорость V_3 должна быть управляемой, следовательно, необходимо наличие замкнутого контура скорости.

При назначении скорости сборки в автоматическом режиме ввиду высоких давлений (до 200 МПа) требуется принимать во внимание влияние давления на вязкость используемой рабочей жидкости (вязкость с увеличением давления возрастает) [125].

На участке холостого хода номинальное значение V_3 определяется из условия обеспечения наибольшей производительности (выбирается максимальная скорость, допускаемая мехатронным модулем линейного движения, а также условиями безопасной работы). Величина этой скорости примерно равна либо в несколько раз больше скорости движения вала на участке запрессовки. Данное определение относится в равной мере как к прямому, так и обратному ходам траверсы.

На участке центрирования и поджима выбор номинального значения скорости $V_{\text{подж}}$ определяется условиями соприкосновения вала с сопрягаемой деталью до касания. Вследствие отсутствия расчетных соотношений для определения значений данной скорости, она определяется экспериментально для конкретных условий. При очень малых скоростях запрессовки величину $V_{\text{подж}}$ можно принять равной значению скорости движения вала на участке запрессовки. На участке жидкостного трения в процессе сборки регулирование скорости осуществляется в соответствии с алгоритмом.

4.2.3 Контур давления

Важнейшей задачей при автоматической гидропрессовой сборке является обеспечение ее режимов и условий, поэтому за показатель, характеризующий качество соединений с гарантированным натягом, принимается давление масла q . Давление во время сборки является критическим параметром, определяющим несущую способность как самого соединения, так и элементов технологической оснастки. При давлении масла ниже рабочего наблюдаются задиры на сопрягаемых поверхностях деталей, повышенное же давление может привести к возникновению пластических деформаций или разрушению элементов технологического блока. Следовательно, контур регулирования давления в системе управления обеспечит требуемое качество сборки.

В [25] определены основные аспекты автоматизации гидропрессовой

сборки соединений с натягом, согласно которым в зависимости от выбранной схемы подвода масла информация о давлении играет ограничительную (дифференциальный способ, подвод масла с торца) либо регулятивную (подвод с торца) функции. Следовательно, в системе управления необходимо наличие датчика давления.

Согласно [125] гидропрессовый метод сборки соединений с натягом характеризуется наличием участка сухого трения L_1 , на котором происходит сжатие масла в полости между втулкой и валом, масляная прослойка между деталями начинает формироваться. Кривая давления q имеет резкий подъем, в дальнейшем принимает пологий характер, давление масла растет незначительно.

Исходя из этого, для определения нижнего значения диапазона измерения давления необходимо оценить значение контактного давления на конце участка сухого трения, увеличив его на 20-30%, для компенсации погрешностей изготовления и установки сопрягаемых деталей.

Верхнее значение давления можно вычислить по зависимости (4.13) для определения максимальной величины давления q_{\max} , исходя из условия невозникновения пластических деформаций.

4.2.4 Контур силы

При сборке соединений гидропрессовым методом контур силы выполняет информационную роль. По величине текущего значения силы запрессовки F_3 можно судить о том, на какой стадии находится процесс сборки в текущий момент времени [100].

Различают 4 стадии гидропрессовой сборки:

1. Подвод силового модуля к торцу запрессовываемого вала и поджим его. Сила запрессовки минимальна либо равна нулевому значению.

2. Запрессовка в режиме полусухого трения. Сила запрессовки на данном участке имеет высокий градиент нарастания и кривая запрессовки F_3

(L₃) имеет резкий подъем.

3. Запрессовка в режиме жидкостного трения. Происходит стабилизация процесса сборки, сила запрессовки возрастает незначительно.

4. Отвод силового модуля от вала. Возврат в исходное положение.

Кроме того, на участках центрирования и запрессовки по силе F_3 возможно определить степень соответствия установленным требованиям основных геометрических и физических параметров сопрягаемых поверхностей собираемых деталей [108].

Для получения измерительной информации о силе, необходимой для управления движением в режиме поджима, а также при сборке соединений с маслораспределительной канавкой, в системе управления требуется наличие датчика силы. Для определения диапазона измерений датчика силы необходимо оценить ее значение на участке жидкостного трения. Указанная оценка производится по зависимости для определения силы запрессовки F_3 , при дифференциальном способе сборки [107, 125] и при сборке с подводом масла с торца соединения (4.10–4.12).

Кроме диапазона изменения силы сопротивления движению запрессовываемого вала, необходимо определение требуемой точности ее измерения. Сделать это можно исходя из минимальной силы поджима вала, обеспечивающей герметичность собираемого соединения на этапе нагнетания давления. Согласно экспериментальным данным [29, 125] усредненное значение данной силы составляет 300–600 Н.

Как уже отмечалось выше, контур силы содержит сигнал о текущем значении общей силы и несет в себе, в основном, информационную функцию. Кроме того, информация заключенная в силе запрессовки, наряду с информацией о давлении в процессе сборки, имеет высокую значимость, так как хорошо характеризует режим жидкостного трения при формировании соединения с натягом и напряженно-деформированное состояние сопрягаемых деталей. Следует отметить двойственный характер силы сопротивления движению вала: одной стороны, как уже отмечалось, она

является возмущающим воздействием для управления движением вала, искажающим его фактическое положение по координате Z по отношению к программно-заданному; с другой стороны, содержит в себе составляющую, которая может рассматриваться в качестве выходной величины, определяющей отдельные показатели качества и процесса сборки выполняемых соединений.

Проведенное технологическое обоснование требований к каналам регулирования системы автоматического управления гидропрессовой сборкой соединений с натягом позволяет перейти к синтезу данной системы.

4.3 Система автоматического управления гидропрессовой сборкой

Протекание процесса сборки соединений деталей гидропрессовым методом зависит от множества факторов, большинство из которых не учтены в математической модели гидропрессовой сборки (влияние на силу запрессовки угла наклона заходных фасок, состояние поверхностного слоя деталей, механические свойства материала, вязкость масла, скорость процесса, точность относительного положения сопрягаемых деталей и т.д.). Кроме того, объект управления является нелинейным, вследствие чего, при решении задачи обеспечения требуемого давления масла в зоне запрессовки с помощью методов теории автоматического управления, возможно возникновение определенных проблем управления данным процессом.

Опыт исследования гидропрессовой сборки соединений с натягом [125] показывает, что при запрессовке при смене режима трения наблюдается резкое изменение величины силы запрессовки и в данных экстремальных точках требуется компенсация возникающих при этом возмущений.

Применение аппарата нечеткого управления, обладающего низкой чувствительностью к изменению параметров объекта управления, высоким быстродействием на динамику ошибки, возможностью корректной работы при возникновении больших возмущений и высокой нелинейности объекта

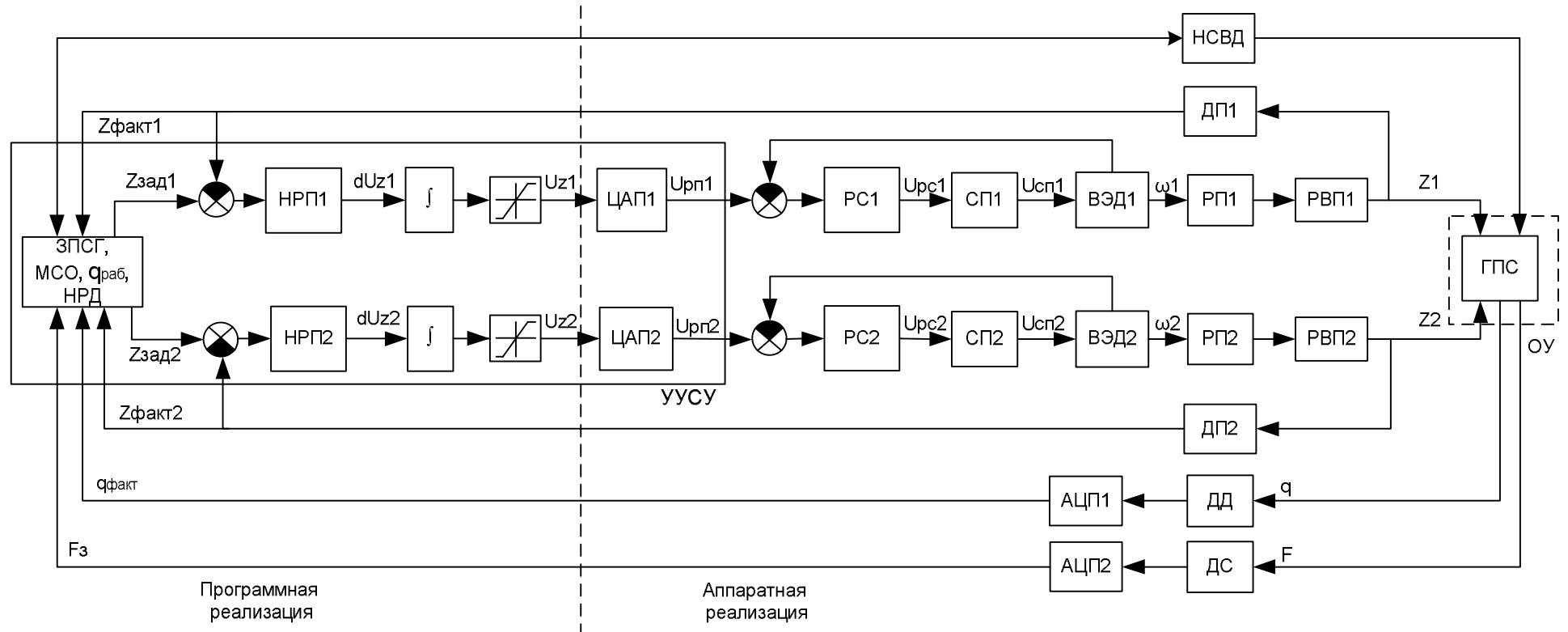


Рисунок 4.3 – Функциональная схема системы автоматического управления гидропрессовой сборкой

ЗПЦГ[z] – задание положения и скорости при ГПС; МСО – модуль синхронизации осей; $q_{раб}$ – задание рабочего давления; НРД – регулятор давления на базе нечеткой логики; НРП1,2 – регуляторы положения осей 1,2 на основе нечеткой логики; ЦАП1,2 – цифро-аналоговые преобразователи; УУСУ – устройство управления среднего уровня; РС1,2 – регуляторы скорости, реализованные в силовых преобразователях СП1,2, ВЭД1,2 – вентильные электродвигатели; РП1,2 – ременные передачи; РВП1,2 – роликовинтовые передачи; АЦП1,2 – каналы аналого-цифрового преобразователя; ДП1,2 – датчики положения; ДД – датчик давления, ДС – датчик силы, НСВД – насосная станция высокого давления; ОУ – объект управления – процесс гидропрессовой сборки ГПС

управления, позволяет решить вышеописанные проблемы

Рассмотрим систему автоматического управления гидропрессовой сборкой на основе нечеткой логики, представленную на рисунке 4.3. Система содержит два регулятора, выполняющие определенные функции: регулятор положения и регулятор давления, структура которого приведена на рисунке 4.4.

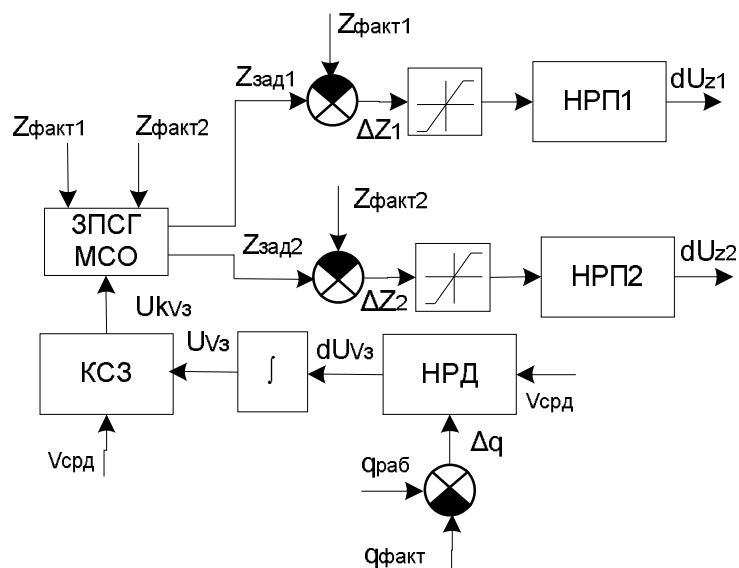


Рисунок 4.4 – Структура регулятора давления

ЗПСГ – задание положения и скорости при ГПС; МСО – модуль синхронизации осей; НРД – регулятор давления на основе нечеткой логики; КСЗ – корректор скорости запрессовки; НРП 1,2 – регуляторы положения осей 1,2 на базе нечеткой логики

Система управления гидропрессовой сборкой работает следующим образом. Регулятор давления включается на участке полусухого трения при достижении рабочего давления масла $q_{раб}$ и отключается на участке торможения. Значение рабочего давления масла $q_{раб}$ сравнивается с фактическим значением давления масла q , полученным с датчика давления после аналого-цифрового преобразования. Вычисленное рассогласование по давлению $\Delta q = q_{раб} - q$, его первая $\Delta q'$ и вторая $\Delta q''$ производные являются входными переменными для регулятора давления, формирующего

управляющее воздействие U_{v3} , уменьшающее отклонение давления рабочей жидкости от рабочего.

Вследствие того, что регулятор давления с нечетким выводом аппаратно реализуется посредством программируемых контроллеров, то требуется переход к дискретной форме представления, при которой производная рассогласования на входе регулятора на основе нечеткой логики заменяется приращением, а интеграл суммой:

первая производная по рассогласованию:

$$\Delta q_n = \Delta q - \Delta q_{n-1} \quad (4.14)$$

вторая производная по рассогласованию:

$$\Delta q'_n = \Delta q' - \Delta q'_{n-1} \quad (4.15)$$

интеграл:

$$U_{v3}_n = U_{v3}_{n-1} + dU_{v3} \quad (4.16)$$

Корректор скорости запрессовки на основе вычисленного управляющего воздействия U_{v3} и скорости, достигнутой на участке создания рабочего давления $V_{срд}$, ограничивает величину управляющего воздействия (рисунок 4.5).

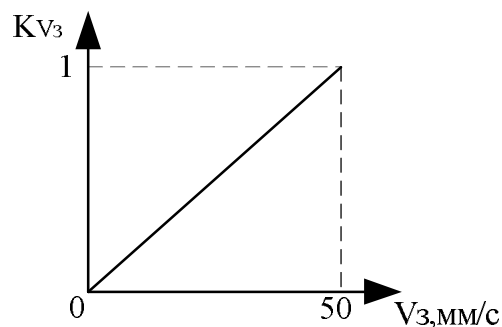


Рисунок 4.5– Зависимость поправочного коэффициента от скорости запрессовки

V_3 – скорость запрессовки при вхождении в диапазон регулирования давления, мм/с

Приращение скорости запрессовки вычисляется как:

$$U_{kV_3} = kV_3 \cdot U_{V_3}, \quad (4.17)$$

где kV_3 – поправочный коэффициент согласно рисунку 4.5;

U_{V_3} – значение управляющего воздействия на выходе регулятора давления.

Расчетное приращение скорости запрессовки выдается в модуль задания положения и скорости, затем на регулятор синхронизации осей и регуляторы положения осей, тем самым на участке регулирования обеспечивается поддержание давления близкого к рабочему путем уменьшения либо увеличения скорости.

Модуль задания положения и скорости запрессовки (ЗПСГ) в соответствии с (4.18) – (4.24) рассчитывает требуемое значение положения на каждом такте управления вычисляемое как:

участок создания рабочего давления при $q < q_{\text{раб}}$:

задание на положение за такт управления вычисляется как:

$$Z_{\text{срд зад } n} = n^2 S_1, \quad (4.18)$$

где n – номер такта управления;

S_1 - перемещение за первый такт управления, мм;

$$S_1 = \frac{a_3 t_1^2}{2}, \quad (4.19)$$

где a_3 - ускорение запрессовки, мм/с;

t_1 – длительность такта управления ($t_1 = 1$ мс);

длина участка создания рабочего давления:

$$S_{\text{срд}} = Z_{q_{\text{раб}}}, \quad (4.20)$$

где $Z_{q_{\text{раб}}}$ – положение при котором $q = q_{\text{раб}}$,

участок регулирования давления:

длина участка регулирования давления:

если $a_{\text{торм}} = a_3$, то $S_{\text{торм}} = S_{\text{срд}}$, следовательно:

$$S_{\text{рд}} = L_3 - 2S_{\text{срд}}, \quad (4.21)$$

где L_3 – длина запрессовки.

задание на положение на участке регулирования давления:

$$Z_{\text{рд зад}} = Z_{\text{созд qраб зад}} + V_{n-1} + U_{\text{KVз}}, \quad (4.22)$$

где V_{n-1} – скорость на предыдущем такте, мм/такт;

$U_{\text{KVз}}$ - приращение скорости запрессовки, мм/такт (рисунок 4.5);

при этом $0 \leq (V_n = V_{n-1} + U_{\text{KVз}}) \leq V_{\text{срд}}$;

$V_{\text{срд}}$ - скорость, достигнутая на участке создания рабочего давления;

участок торможения ($L_i > (S_{\text{срд}} + S_{\text{рд}})$):

задание на положение на участке торможения в момент времени $t_{\text{тек}}$:

время торможения:

$$t_{\text{торм}} = \frac{V}{a_{\text{торм}}}, \quad (4.23)$$

где V – скорость перемещения на конце участка регулирования давления, $a_{\text{торм}}$ – ускорение торможения;

$$Z_{\text{торм зад}} = S_{\text{срд рд}} + V(t_{\text{тек}} - t_{\text{торм_н}}) - \frac{a_{\text{торм}}(t_{\text{тек}} - t_{\text{торм_н}})^2}{2}, \quad (4.24)$$

где $S_{\text{срд рд}} = S_{\text{срд}} + S_{\text{рд}}$, $t_{\text{торм_н}}$ – время на начале участка торможения.

При разработке регулятора давления на основе нечеткой логики использовались положения, приведенные в параграфе 3.1, в частности, выбор формы функций принадлежности, правила формирования базы правил, процедуры нечеткого вывода и т.д.

Для описания входных переменных регулятора давления (рассогласования по давлению Δq , первой $\Delta q'$ и второй производных от рассогласования $\Delta q''$) использовались три треугольных термина: отрицательный (О), нейтральный (Н), положительный (П).

Для лингвистического описания выходной переменной используется нечеткая переменная, имеющая семь треугольных термов: отрицательный большой (ОБ), отрицательный средний (ОС), отрицательный малый (ОМ), нейтральный (Н), положительный малый (ОМ), положительный средний (ПС), положительный большой (ПБ), что обеспечивает удовлетворительную

чувствительность регулятора к изменению состояния системы [62].

Коэффициенты нормализации $K_{\Delta q}$, $K_{\Delta q'}$, $K_{\Delta q''}$ для входных переменных определяются исходя из максимально возможных величин рассогласования по положению, его первой и второй производных, для выходной – исходя из максимально возможного значения на выходе цифро-аналогового преобразователя:

рассогласование по давлению:

$$K_{\Delta q} = \frac{1}{\max|\Delta q|}, \quad (4.25)$$

первая производная по рассогласованию:

$$K_{\Delta q'} = \frac{1}{\max|\Delta q'|}, \quad (4.26)$$

вторая производная по рассогласованию:

$$K_{\Delta q''} = \frac{1}{\max|\Delta q''|}, \quad (4.27)$$

управляющее воздействие:

$$K_{dU_{v3}} = \max|dU_{v3}| \quad (4.28)$$

Диапазоны изменения входной и выходной переменных назначались исходя из результатов экспериментальных исследований гидропрессовой сборки [24, 29, 27, 124] и уточнялись после проведения серии тестовых запрессовок.

Анализ экспериментальных данных показал, что рассогласование по давлению Δq изменяется в диапазоне от – 25 до 25 МПа, первая производная – в диапазоне от – 0,2 до 0,2 МПа/такт, вторая производная – в диапазоне от – 0,006 до 0,006 МПа/такт. Диапазон управляющего воздействия назначался исходя из максимальной скорости запрессовки на участке регулирования равной 50 мм/с, следовательно, приращение длины запрессовки за такт управления составляет 0,05 мм/такт, исходя из этого, управляющее воздействие dU_{v3} лежит в диапазоне от – 0,05 до 0,05. Диапазоны изменения входных и выходной переменных представлены в таблице 4.1.

При выходе переменной за границы диапазона степень

принадлежности данной переменной равна 1.

Значения нормализующих коэффициентов приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.1 – Диапазоны изменения лингвистических переменных

	Расогласование по давлению Δq	Скорость расогласования по давлению $\Delta q'$	Ускорение расогласования по давлению $\Delta q''$	Управляющее воздействие dU_{v_3}
Отрицательный	-1,05; -0,17	-1,05; -0,2	-1,05; -0,375	-
Отрицательный большой	-	-	-	-1,05; -0,7
Отрицательный средний	-	-	-	-1; -0,25
Отрицательный малый	-	-	-	-0,5; -0,07
Нейтральный	-0,25; 0,25	-0,6; 0,6	-0,85; 0,85	-0,08; 0,08
Положительный малый	-	-	-	0,07; 0,5
Положительный средний	-	-	-	0,25; 1
Положительный большой	-	-	-	0,7; 1,05
Положительный	0,17; 1,05	0,2; 1,05	0,375; 1,05	-

Таблица 4.2 – Коэффициенты нормализации

Коэффициент нормализации	Значение
$K_{\Delta q}$	0,04
$K_{\Delta q'}$	5
$K_{\Delta q''}$	270
$K_{dU_{v_3}}$	0,05

Сформируем базу правил нечеткого регулятора на основании диапазонов разбиения лингвистических переменных. При этом используем предположение о том, что большему отклонению давления от требуемого должно соответствовать большее управляющее воздействие, в зависимости от его величины сформулированы лингвистические правила.

Расогласование по давлению является положительным, если рабочее

значение давления превышает фактическое, и отрицательным – если меньше.

При описании лингвистических правил использовался общий алгоритм гидропрессовой сборки, представленный на рисунке 4.2.

Приведем некоторые из них:

– если фактическое давление незначительно больше заданного (рассогласование отрицательно), имеется тенденция к его увеличению и скорость увеличения не меняется, то необходимо уменьшать управляющее воздействие со средним воздействием;

– если фактическое давление примерно равно заданному (рассогласование отрицательно), имеется тенденция к его увеличению и скорость увеличения не меняется, то необходимо уменьшать управляющее воздействие с малым воздействием.

Аналогично правила могут быть сформулированы для других значений входных величин.

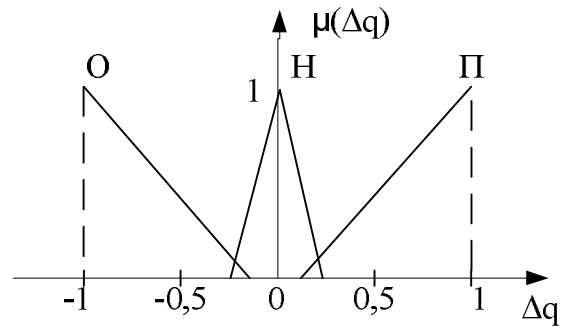
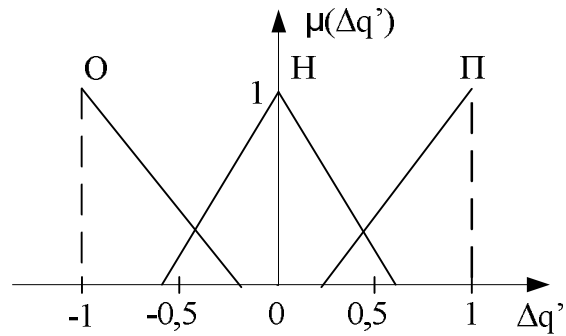
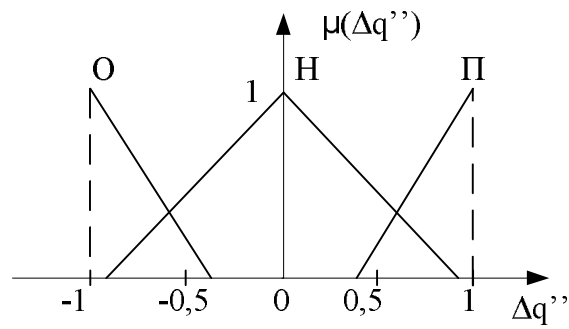
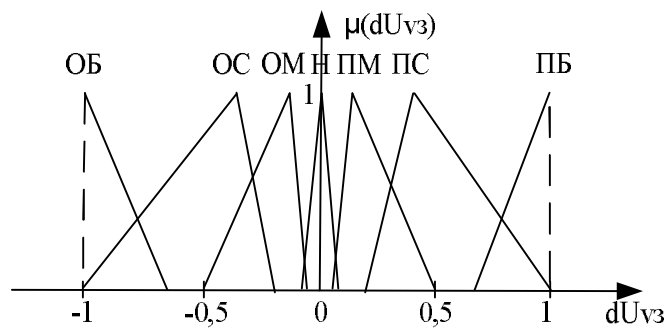
На основании вышеприведенных правил составлена база правил, приведенная в таблице 4.3.

Таблица 4.3 - База правил нечеткого регулятора положения

$\Delta q''=O$				$\Delta q''=H$				$\Delta q''=P$			
$\Delta q' / \Delta q$	O	H	P	$\Delta q' / \Delta q$	O	H	P	$\Delta q' / \Delta q$	O	H	P
O	OB	H	H	O	OC	OM	H	O	OM	H	H
H	H	OM	H	H	OM	H	PM	H	H	PM	H
P	H	H	PM	P	H	PM	PC	P	H	H	PB

Сформулированная база правил описывает все возможные комбинации входных переменных и соответствующее им значение выходной переменной. При таком подходе исключается вариант неопределенности решения системы нечеткого вывода.

Полученные термы входных и выходных переменных представлены на рисунках 4.6 – 4.9.

Рисунок 4.6 – Термы входной переменной Δq Рисунок 4.7 – Термы входной переменной $\Delta q'$ Рисунок 4.8 – Термы входной переменной $\Delta q''$ Рисунок 4.9 – Термы выходной переменной dUv_3

Нечеткий вывод выполнен по типу Мамдани, подробно описан в параграфе 3.1.5.

В результате, на выходе регулятора давления на основе нечеткой логики, в зависимости от значений входных переменных в соответствии с лингвистическими правилами, формируется требуемое приращение скорости запрессовки dU_{V_3} .

Сборка в автоматизированном режиме осуществляется в соответствии с алгоритмом, представленным на рисунке 4.10.

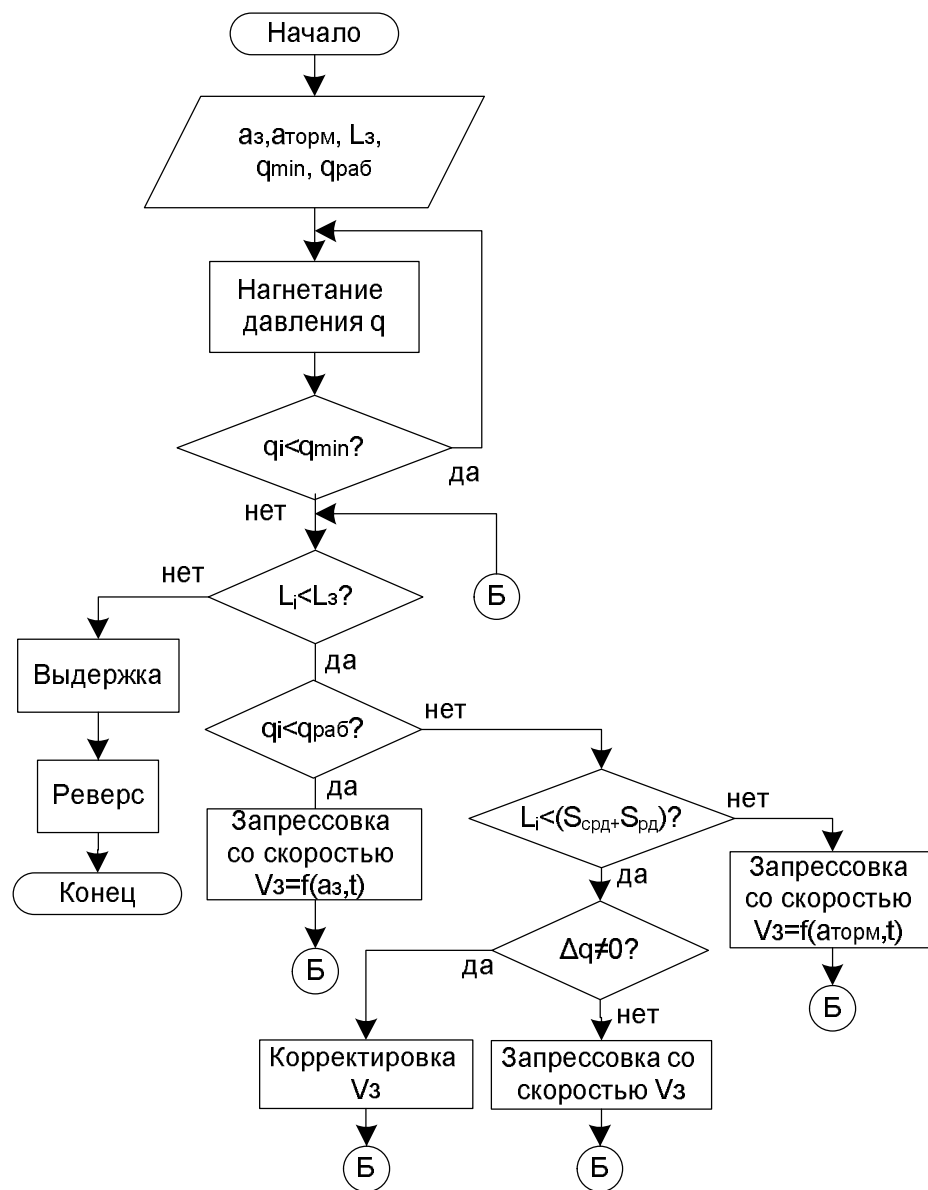


Рисунок 4.10 –Алгоритм управления гидропрессовой сборкой в автоматическом режиме

В алгоритме используются следующие обозначения:

a_z – ускорение запрессовки;

$a_{\text{торм}}$ – ускорение торможения;

L_i – длина запрессовки в i -момент времени;

L_z – длина запрессовки;

q_i – давление масла в i -момент времени;

q_{min} – начальное (стартовое) давление масла;

$q_{\text{раб}}$ – рабочее давления масла;

$S_{\text{рд}}$ – длина участка регулирования давления;

$S_{\text{срд}}$ – длина участка создания рабочего давления;

t – время;

V_z – скорость запрессовки.

Алгоритм выполнен на основе общего управляющего алгоритма гидропрессовой сборки соединений с натягом (рисунок 4.2), поддерживает рабочее давление масла $q_{\text{раб}}$ на участке регулирования (участок полусухого-жидкостного трения), путем изменения V_z , что обеспечивает требуемые режимы гидропрессовой сборки.

После настройки проведена апробация разработанной системы управления гидропрессовой сборки, результаты которой представлены в параграфе 4.6.

Сформулированный регулятор давления на основе нечеткой логики является основой системы управления технологическим комплексом для гидропрессовой сборки соединений с натягом, осуществляет поддержание заданного давления масла и скорости запрессовки, что обеспечивает требуемые режимы сборки.

4.4 Обоснование технологических параметров гидропрессовой сборки

На данном этапе исследование направлено на установление параметров регулирования режимов автоматизированного технологического процесса

гидропрессовой сборки. Для сборки используются образцы соединений с натягом с различными параметрами. Варьируются комбинация материалов и натяг.

Номинальный диаметр посадки вала и втулки принят $d=10$ мм. Уменьшение данной величины может привести к значительным погрешностям изготовления и измерения при проведении натурального эксперимента, увеличение же величины диаметра посадки вала, в свою очередь, повысит металлоемкость испытательных образцов, потребует применения прессового оборудования большей мощности.

Внешний диаметр втулки $D=30...25$ мм определялся из условий обеспечения достаточной жесткости охватываемой детали и надежного закрепления в технологическом блоке. Длина втулки $L=35$ мм принималась из условия двукратного использования образца с обеих сторон. Длина вала $l=100$ мм принималась с учетом технологических особенностей изготовления образца, а также двукратного использования образца с обеих сторон.

Величина натяга выбиралась варьировалась в диапазоне поля допуска посадки H7/r6 ($H7^{+0,015}$, $r6^{+0,028}_{+0,019}$, $\delta_{MAX} = 0,028$ мм, $\delta_{MIN} = 0,004$ мм) от $+0,006$ до $+0,021$ мм для заданного диаметра, а также с учетом невозникновения пластических деформаций в образцах (обеспечивался 1,5 кратный запас).

Для проведения сборки использовались образцы, чертежи которых представлены на рисунке 4.11.

Для снижения концентрации контактных давлений у торцов соединения и для улучшения соосности при сборке все детали имеют заходные фаски: вал $1,6 \times 15^\circ$, втулка $1 \times 30^\circ$.

Посадочные поверхности втулки получены электроэрозионной обработкой, вала – чистовым точением с последующим шлифованием.

С целью повышения предела текучести для втулок из стали проводилось улучшение, стальные валы подвергались термообработке – закалке с последующим отпуском в масле.

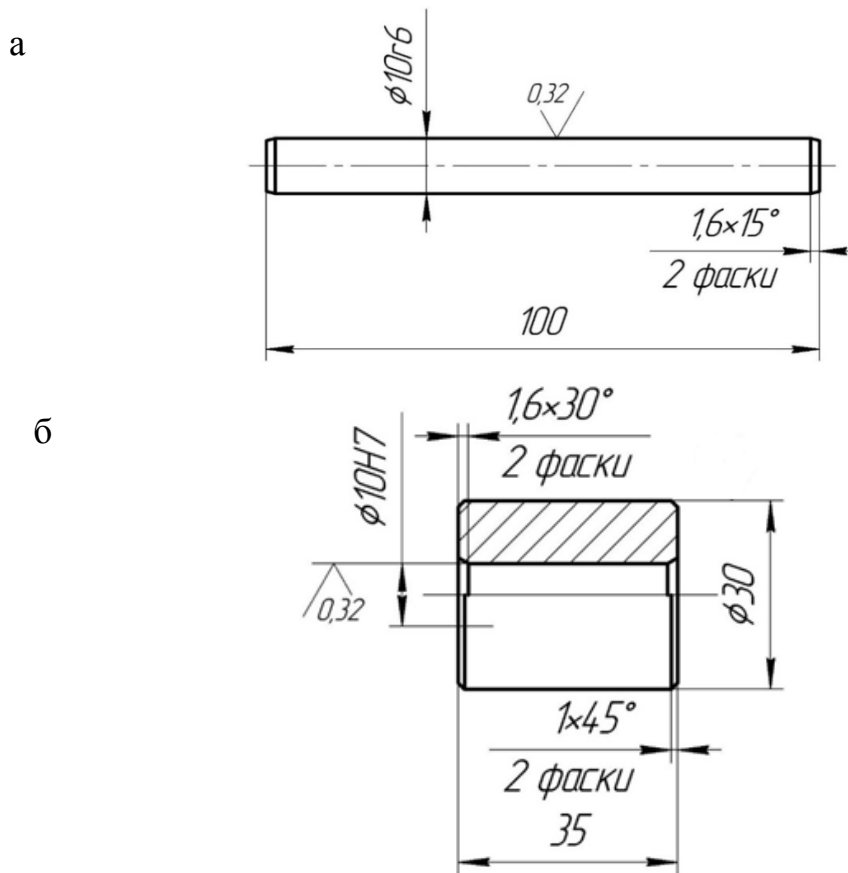


Рисунок 4.11 – Конструкция образцов деталей соединения с натягом

а – вал; б – втулка

Материал сопрягаемых деталей:

вал – сталь 40 ХН (HRC 40...45);

втулка – сталь 45 (230...260 НВ), титан ОТ-4.

Физико-механические характеристики материалов деталей образцов представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 - Характеристики материалов образцов

Материал	σ_T , МПа	σ_B , МПа	E , МПа $\times 10^5$	μ	ρ , кг/м ³
сталь 45	450	750	2	0,28	7826
сталь 40 ХН	490	850			
титан ОТ-4	500	750	1,12	0,32	4550

Для проведения экспериментов изготовлено восемнадцать образцов (рисунок 4.12), по три для каждой комбинации материалов и натягов.

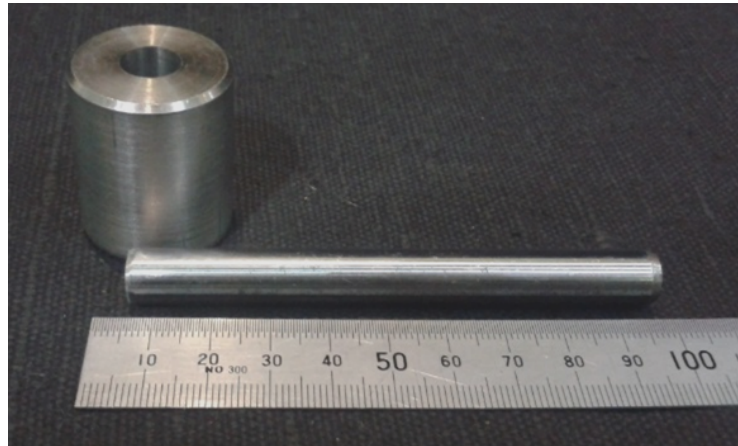


Рисунок 4.12 – Комплект деталей соединения с натягом для ГПС

Измерения посадочных диаметров образцов осуществлялись на контрольно-измерительной машине (КИМ) DEAGLOBAL Silver Performance (рисунок 4.13) по следующим схемам:

1) определение средних точек хорд окружности (рисунок 4.13, а), метод основывается на определении координат X, Y центра окружности.

2) определение диаметра окружности по трем касательным точкам (рисунок 4.13, б).

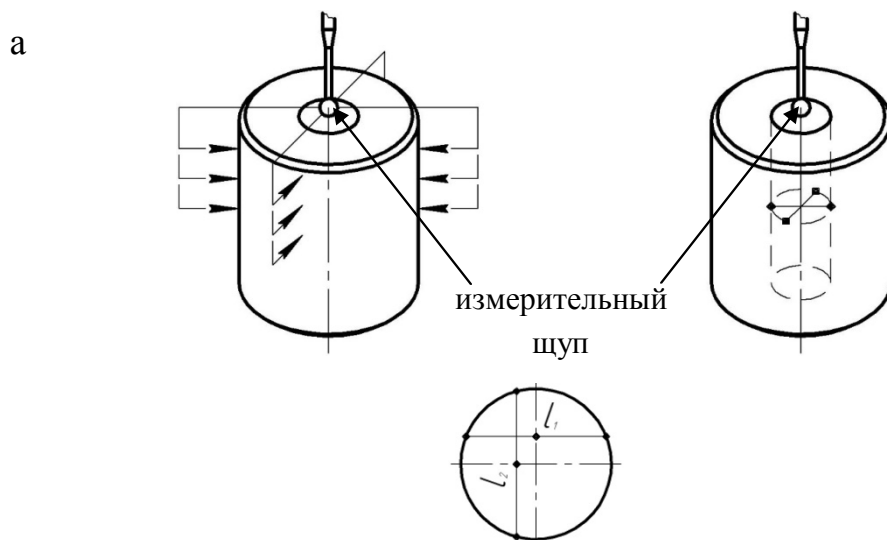


Рисунок 4.13 – Схемы измерения образцов на КИМ

а– определение средней точки хорд окружности;

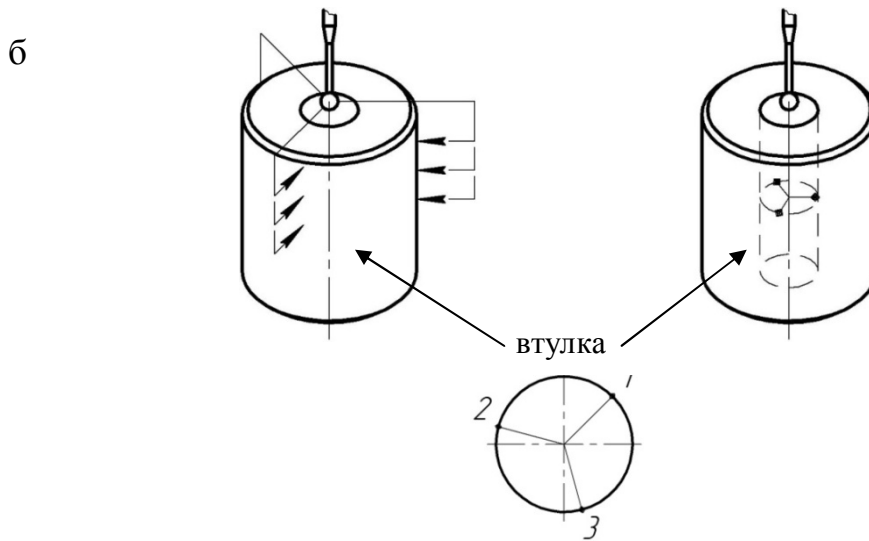


Рисунок 4.13 – Продолжение

б–определение диаметра окружности по трем касательным точкам

Измерение шероховатости сопрягаемых поверхностей производилось на цифровом профилометре Mahr Perthometer M2. Данные измерений геометрических параметров деталей образцов представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Измеренные геометрические параметры деталей

№ соединения	Вал		Втулка		Натяг, мкм
	$d_{\text{наруж.}}$, мм	R_a мкм	$d_{\text{внутр.}}$, мм	R_a , мкм	
1	10,0098	0,32	10,0033	0,31	6,5
2	10,00102	0,31	10,0039	0,33	6,3
3	10,0133	0,32	10,0066	0,32	6,7
4	10,0103	0,34	10,0041	0,32	6,2
5	10,0107	0,33	10,0047	0,30	6,0
6	10,0096	0,29	10,0036	0,33	6,0
7	10,0150	0,32	10,0009	0,32	14,1
8	10,0203	0,31	10,0050	0,34	15,3
9	10,0177	0,29	10,0029	0,30	14,8
10	10,0182	0,32	10,0043	0,29	13,9
11	10,0180	0,28	10,0029	0,32	15,1

Таблица 4.5 – Продолжение

12	10,0215	0,29	10,0057	0,31	15,8
13	10,0251	0,30	10,0045	0,31	20,6
14	10,0226	0,29	10,0017	0,32	20,9
15	10,0245	0,31	10,0035	0,33	21
16	10,0237	0,29	10,0024	0,34	21,3
17	10,0225	0,34	10,0028	0,31	19,7
18	10,0207	0,30	10,0004	0,29	20,3

После проведения измерений сформировано восемнадцать испытательных образцов.

4.5 Технологический комплекс для гидропрессовой сборки соединений с натягом

Для реализации возможности гидропрессовой сборки мехатронный пресс дополнительно оборудован датчиком давления ДМ–5007А (диапазон измерений 0–250 МПа, выходной сигнал 4–20 мА). Сигнал с датчика обрабатывается с помощью модуля аналогового ввода.

Нагнетание масла в зону сопряжения осуществляется с помощью управляемой ПЛК насосной станции высокого давления НСВД–4 ($q_{\max}=600$ МПа).

Структурная схема технологического комплекса для гидропрессовой сборки, включающая мехатронный пресс и технологический блок, представлена на рисунке 4.14.

Управление процессом сборки осуществляется с помощью ПЛК, ввод–вывод и запись данных осуществляется на ПК. Система управления мехатронным прессом дополнена модулем, реализующим логику управления процессом запрессовки и обеспечивает режимы гидропрессовой сборки в соответствии с управляющим алгоритмом (рисунок 4.10).

Режим «ГПС» программы управления (рисунок 3.28) используется для

сборки соединений с натягом гидропрессовым методом. В окне параметров данного режима задаются длина, ускорение запрессовки, начальная сила поджима, начальное давление масла (при котором начинается сборка), номинальное (рабочее) давление масла (используется для регулирования) и максимальное (при выходе за которое происходит останов системы, во избежание пластических деформаций материала втулки).

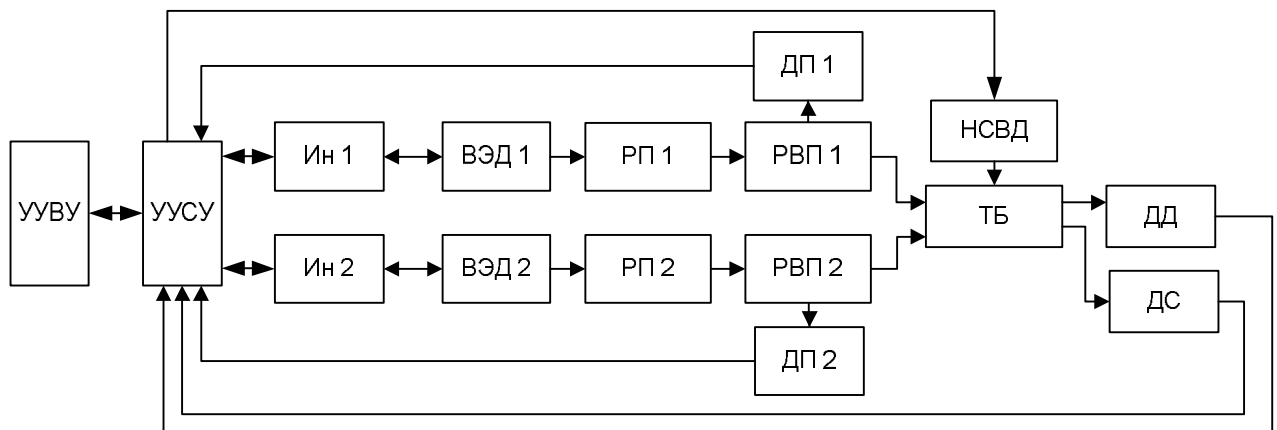


Рисунок 4.13 – Структурная схема технологического комплекса для гидропрессовой сборки

УУВУ – устройство управления верхнего уровня; УУСУ – устройство управления среднего уровня; Ин 1,2 – инверторы осей 1,2 соответственно; ВЭД 1,2 – вентильные электродвигатели; РП 1,2 – ременные передачи 1,2; РВП 1,2 – роликовинтовые передачи; ТБ – технологический блок; НСВД – насосная станция высокого давления; ДД – датчик давления; ДС – датчик силы; ДП1,2 – датчики положения 1,2

Регулятор давления масла на основе нечеткой логики разработан на языке FCL, текст программы приведен в приложении В.

Схема технологического блока для гидропрессовой сборки представлена на рисунок 4.15.

Общий вид технологического комплекса для гидропрессовой сборки соединений с натягом приведен на рисунке 4.16, оснастка – на рисунке 4.17

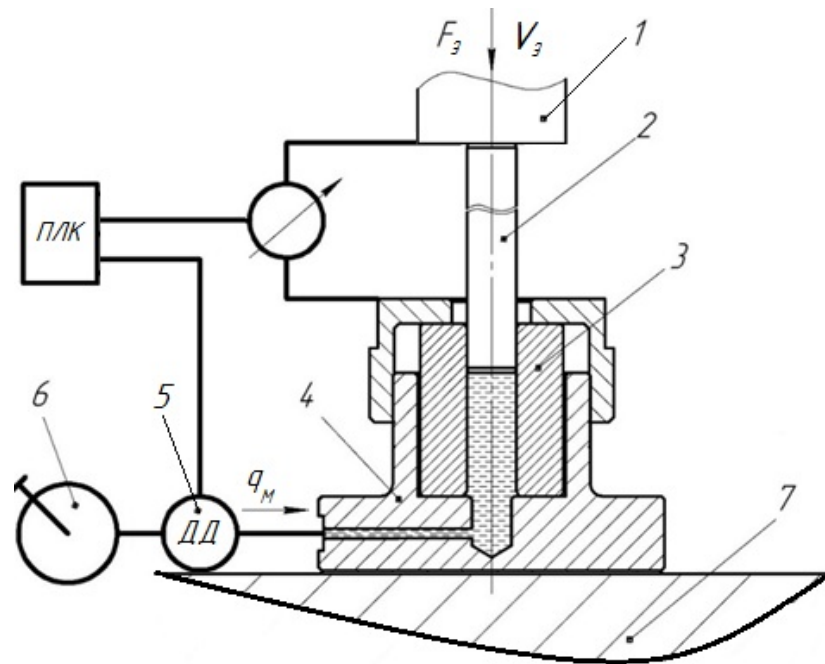


Рисунок 4.15 – Схема технологического блока для гидропрессовой сборки
 1 – силоизмерительный модуль; 2 – вал; 3 – втулка; 4 – корпус технологического блока; 5 – датчик давления; 6 – насос высокого давления; 7 – рабочий стол пресса



Рисунок 4.16 – Общий вид технологического комплекса для гидропрессовой сборки
 1 – мехатронный пресс; 2 – технологическая оснастка

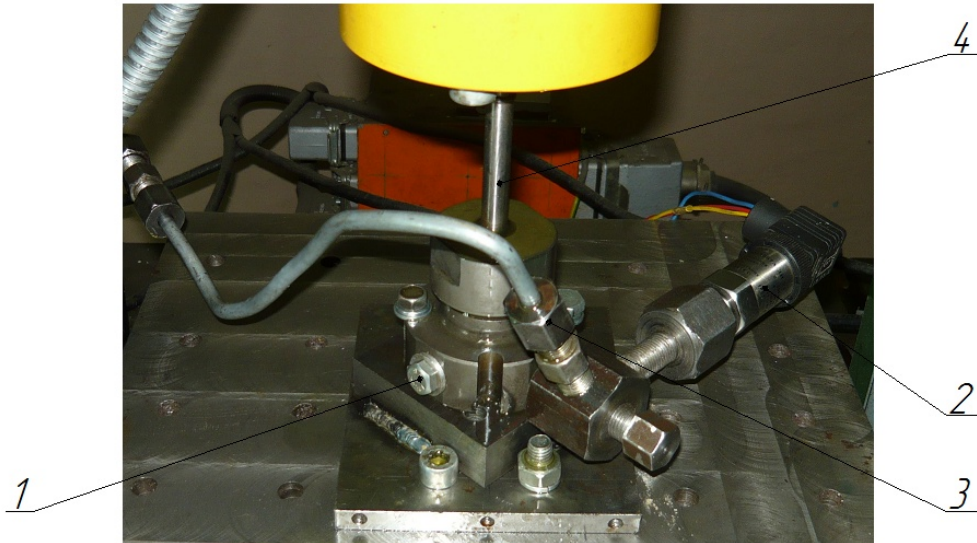


Рисунок 4.16 – Оснастка и собираемое соединение

1 - технологический блок; 2 - датчик давления; 3 – подводящая трубка от насосной станции высокого давления; 4 – собираемое соединение

Разработанный технологический комплекс удовлетворяет требованиям, предъявляемым к гидропрессовой сборке.

4.6 Сборка соединений с натягом гидропрессовым методом в автоматическом режиме

Для установления параметров регулирования режимов автоматизированного технологического процесса гидропрессовой сборки использовались образцы с различной комбинацией материалов и с различными величинами натяга.

Основным показателем качества получаемого соединения, как установлено в главе 1, является давление масла q . Проведенный анализ процесса гидропрессовой сборки выявил, что при сборке соединений на характер изменения давления масла q основное влияние оказывают скорость сборки и натяг.

Максимальная величина давления q_{\max} , исходя из условия невозникновения пластических деформаций, составляет:

- для соединения «сталь-сталь»:

$$q \leq 0,58 \sigma_{\text{Тстали}} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right) = 0,58 * 450 * \left(1 - \left(\frac{10}{30} \right)^2 \right) = 232 \text{ МПа} \quad (4.29)$$

- для соединения «сталь-титан»:

$$q \leq 0,58 \sigma_{\text{Ттитана}} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right) = 0,58 * 500 * \left(1 - \left(\frac{10}{30} \right)^2 \right) = 255 \text{ МПа} \quad (4.30)$$

Особенно важное значение величина ускорения имеет на первом этапе, на котором создается давление масла, необходимое для обеспечения жидкостного режима трения. Из опыта гидропрессовой сборки можно предположить, что при сборке соединений с минимальным натягом требуется большее ускорение, вследствие повышенного расхода масла в зазоре между контактируемыми поверхностями. Поэтому, начальное ускорение движения траверсы при запрессовке определялось исходя из технологических требований, предъявляемых к процессу сборки гидропрессовых соединений, а также исходя из соображений обеспечения производительности сборочной операции и в зависимости от натяга варьировалось в пределах $a_3 = 50 \dots 200 \text{ мм/с}^2$ [107].

Исходя из того, что для большинства соединений с натягом, используемых в машиностроении, соотношения величины длины и диаметра посадки варьируются в пределах $L=0,5 \dots 3d$, длина запрессовки в натуральных экспериментах принималась $L=30 \text{ мм}$.

Рабочая величина давления масла для соединения «сталь-сталь» принималась равной 100 МПа, «сталь-титан» соответственно 130 МПа, исходя из условия обеспечения жидкостного трения и невозникновения пластических деформаций, при этом сила запрессовки согласно (4.10) – (4.12) составляет:

для соединения «сталь-сталь»:

$$F = 100 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot \left(10 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 0,013 + \frac{(10 \cdot 10^{-3})^2}{4} \right) = \quad (4.26)$$

$$= 9,074 \text{ кН}$$

для соединения «сталь-титан»

$$F = 130 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot \left(10 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 0,013 + \frac{(10 \cdot 10^{-3})^2}{4} \right) = \quad (4.27)$$

$$= 11,797 \text{ кН}$$

Полученные значения меньше усилия, развиваемого прессом в номинальном режиме работы (19,27 кН), что свидетельствует о возможности применения прессы для больших диаметров сопряжения.

Запрессовка деталей гидропрессовым способом в автоматическом режиме осуществлялась следующим образом:

1. В системе управления прессом задавались: начальное ускорение a_3 , длина запрессовки L_3 , рабочее давление масла q , сила поджима F_3 .
2. Запрессовываемый вал базировался во втулке, установленной в технологическом блоке.
3. Вал поджимался силовым модулем с датчиком силы с силой $F_{\text{подж}} = 300\text{--}600 \text{ Н}$.
4. Рабочая полость технологического блока заполнялась маслом от насосной станции высокого давления до достижения стартового давления q_{min} .
5. При достижении рабочего давления, достаточного для образования гарантированного зазора в зависимости от величины выбранного натяга, в сопряжении образовывалась масляная прослойка, происходила запрессовка вала во втулку. При этом осуществлялось регулирование давления масла q для обеспечения требуемых режимов сборки.
6. Запрессовка осуществлялась на требуемую длину L_3 с максимально возможной скоростью запрессовки V_3 .
7. Выдержка в течение 1 минуты.
8. Отвод силового модуля от вала.

Собранный образец гидропрессового соединения представлен на рисунке 4.18.

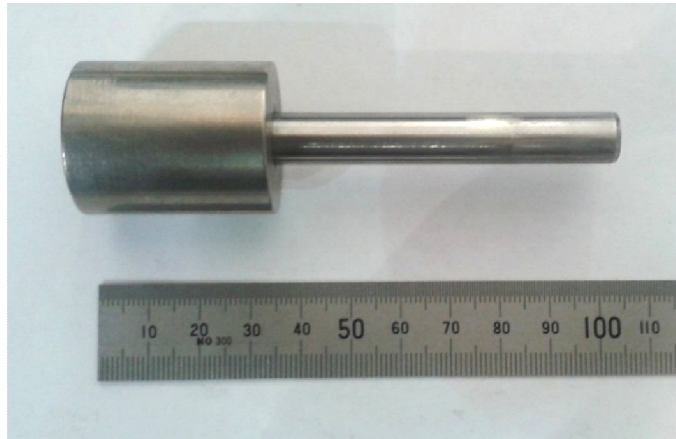


Рисунок 4.18 – Образец экспериментальный в сборе

Изменения параметров процесса запрессовки приведены в виде диаграмм (рисунки 4.19 – 4.26).

В литературе [71] приняты следующие значения коэффициентов трения: жидкостное 0,01–0,03; полусухое 0,03–0,05; сухое свыше 0,05. Определение границ участков трения проводилось перерасчетом коэффициента трения из экспериментальных значений давления масла.

Диаграммы запрессовки для соединения «сталь-сталь» для случая с наиболее жесткими условиями сборочного процесса (максимальный натяг $\delta=21$ мкм, ускорение запрессовки $a_3=70$ мм/с²) представлены на рисунках 4.19, 4.20.

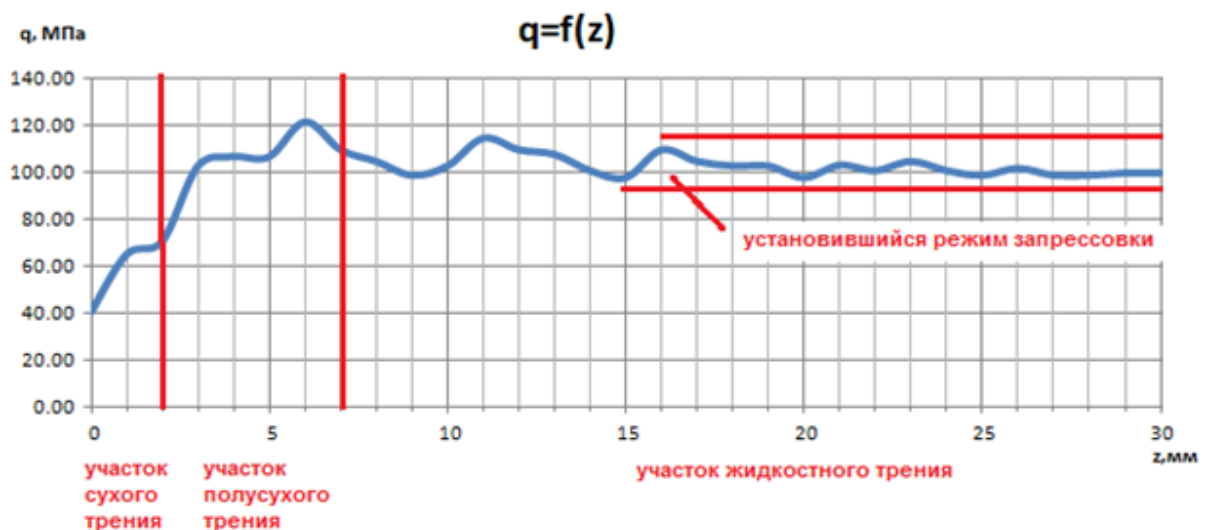


Рисунок 4.19 – График зависимости давления масла от длины запрессовки (соединение «сталь–сталь» натяг $\delta=21$ мкм)

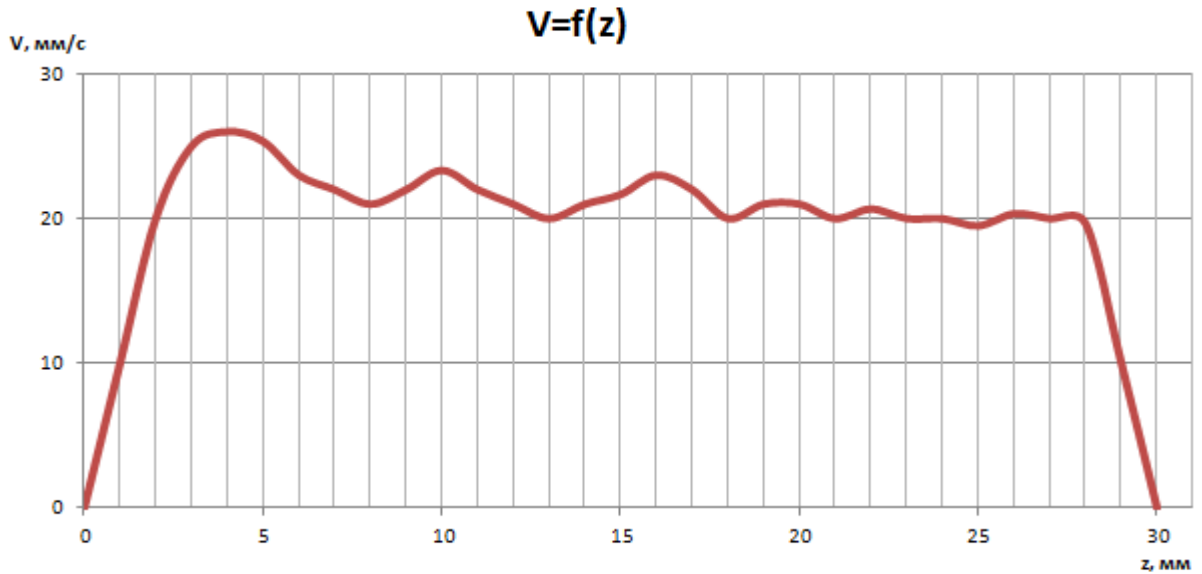


Рисунок 4.20 – График зависимости скорости запрессовки от длины запрессовки (соединение «сталь–сталь» натяг $\delta=21$ мкм)

Результаты экспериментов для соединения «сталь-сталь» (натяг $\delta=15$ мкм, ускорение запрессовки $a_3=100$ мм/с²) представлены на рисунках 4.20, 4.21.

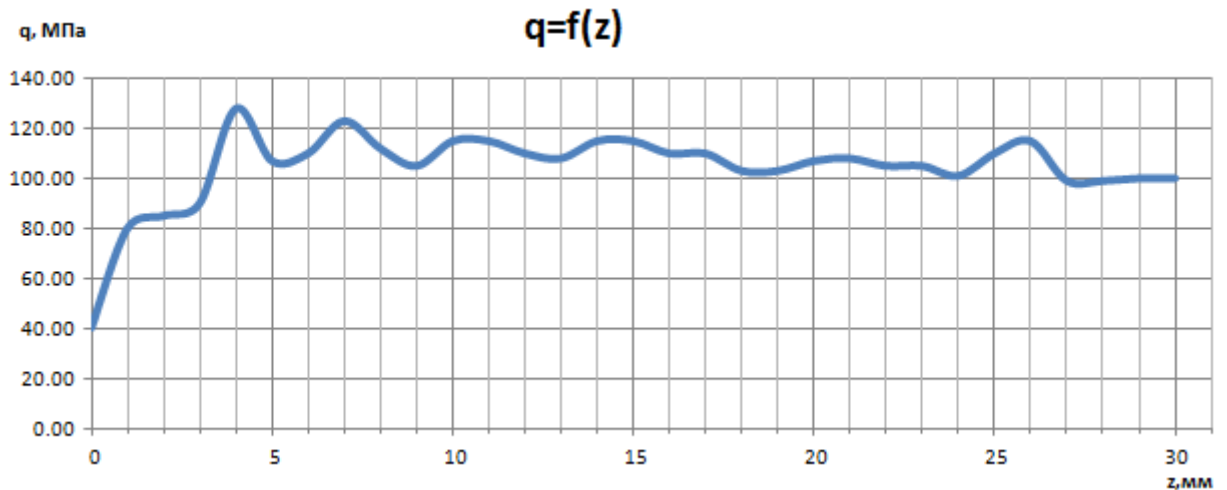


Рисунок 4.20 – График зависимости давления масла от длины запрессовки (соединение «сталь–сталь» натяг $\delta=15$ мкм)

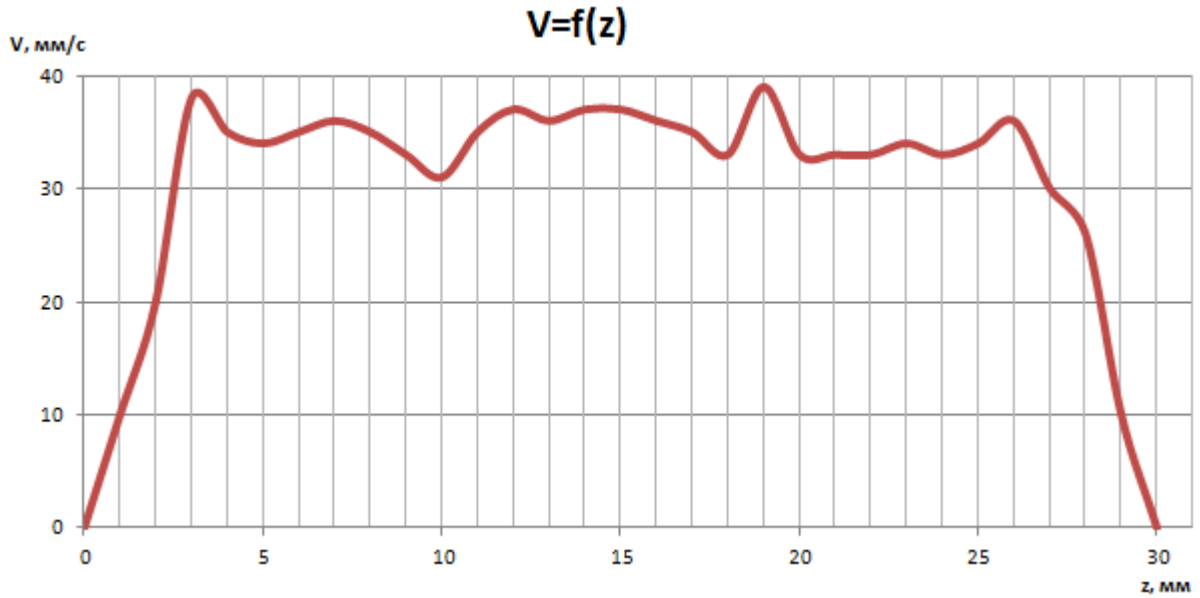


Рисунок 4.21 – График зависимости скорости запрессовки от длины запрессовки (соединение «сталь–сталь» натяг $\delta=15$ мкм)

Результаты экспериментов для соединения «сталь–сталь» (натяг $\delta=6$ мкм, ускорение запрессовки $a_3=200$ мм/с²) представлены на рисунках 4.22, 4.23.

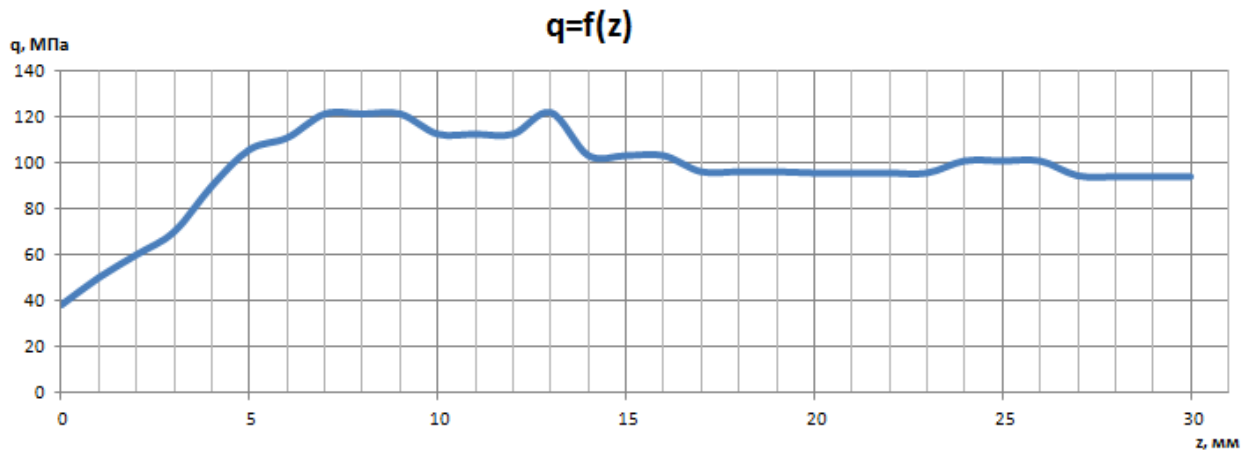


Рисунок 4.22 – График зависимости давления масла от длины запрессовки (соединение «сталь–сталь» натяг $\delta=6$ мкм)

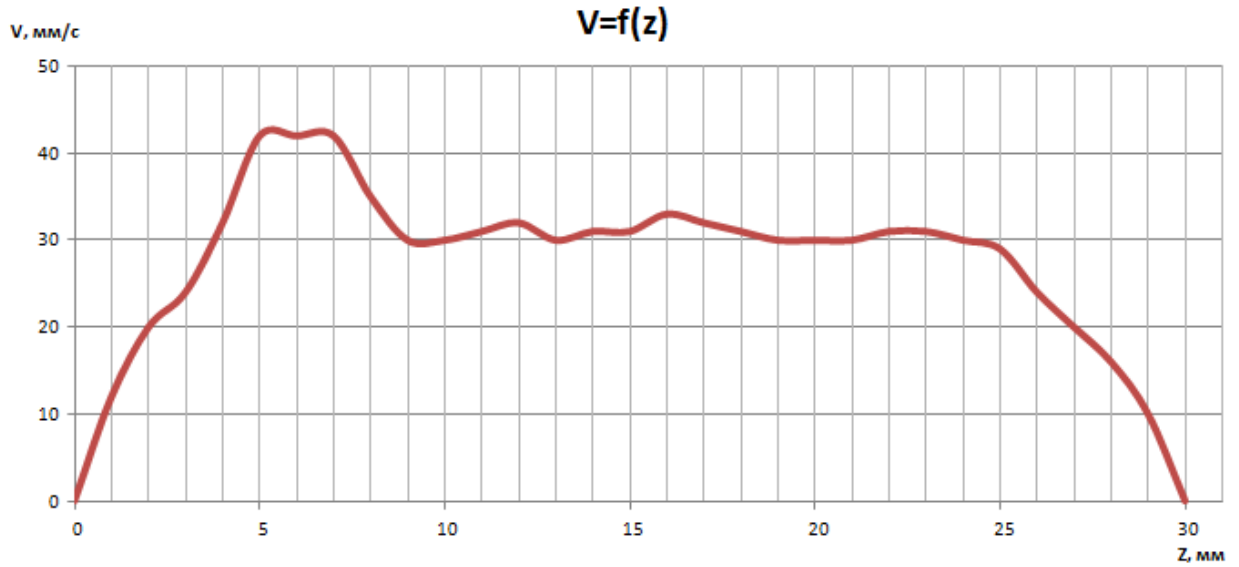


Рисунок 4.23 – График зависимости скорости запрессовки от длины запрессовки (соединение «сталь–сталь» натяг $\delta=6$ мкм)

Результаты экспериментов для соединения «сталь–титан» (натяг $\delta=21$ мкм, ускорение запрессовки $a_3=50$ мм/с²) представлены на рисунках 4.23-4.24.

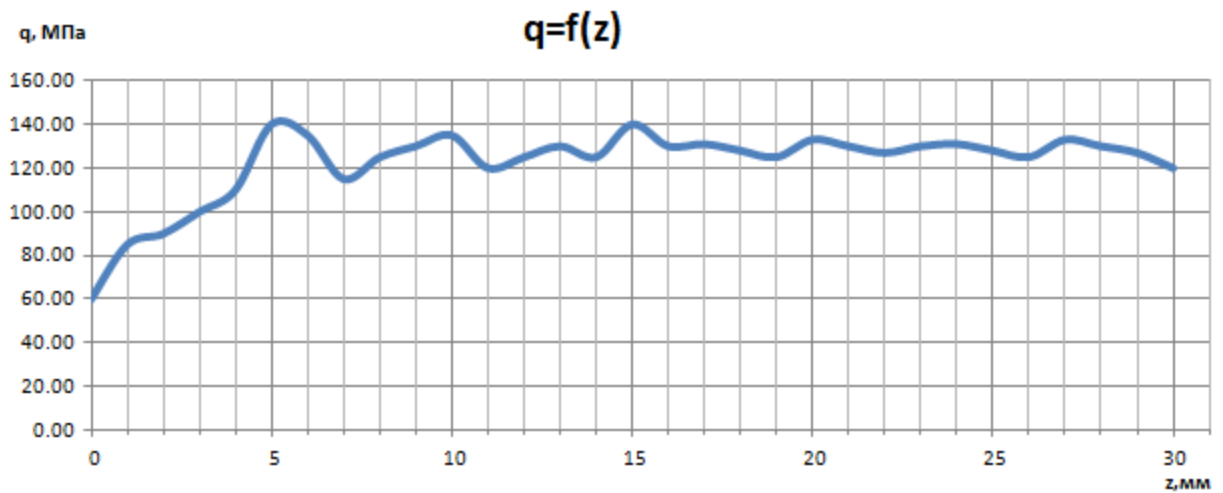


Рисунок 4.23 - График зависимости давления масла от длины запрессовки (соединение «сталь–титан» натяг $\delta=21$ мкм)

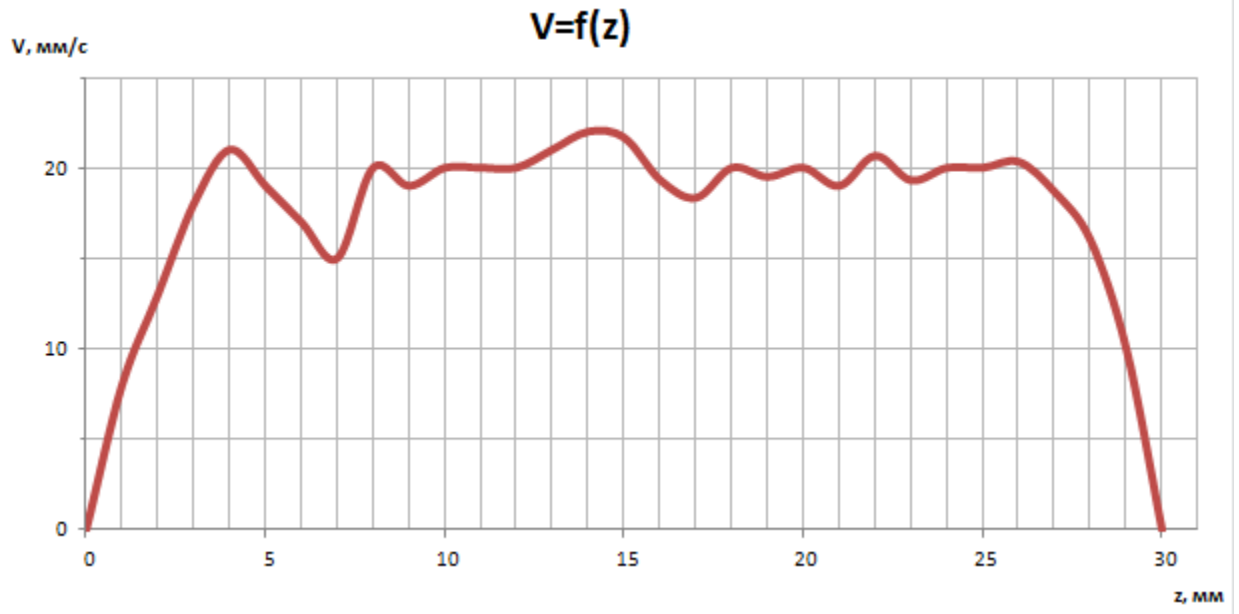


Рисунок 4.24 – График зависимости скорости запрессовки от длины запрессовки (соединение «сталь-титан» натяг $\delta=21$ мкм)

Рост давления масла в начале процесса сборки обусловлен наличием участка сухого трения на заходной кромке втулки ввиду того, что требуемый для истечения масла зазор только начинает формироваться. На участке полусухого трения давление масла также продолжает расти и при достижении рабочего давления начинает работать регулятор давления. Как следует из рисунков 4.19–4.26, в дальнейшем на изменение давления в значительной степени влияет скорость запрессовки.

Регулятор на основе нечеткой логики обеспечивает поддержание давления масла близкого к рабочему путем уменьшения или увеличения скорости запрессовки. Скачкообразное изменение давления масла объясняется инерционностью системы мехатронный пресс–технологический блок вследствие этого скорость меняется аналогично.

Результаты экспериментов по сборке ГПС в автоматическом режиме представлены в таблице 4.6.

Выявлено, что режимы запрессовки для соединений с меньшими натягами изменялись более плавно, при этом на минимальном натяге при высоких ускорениях a_3 (до 200 мм/с^2) скорость запрессовки V_3 возрастала до

43 мм/с.

Таблица 4.6 - Результаты экспериментов по сборке ГПС

№ образца	Материал соединения	Натяг δ , мкм	a_3 , мм/с ²	$V_{3 \text{ макс}}$, мм/с
1	сталь-сталь	6	200	43
2		15	100	37
3		21	70	28
4	сталь-титан	6	120	39
5		15	80	31
6		21	50	22

Выявлено, что режимы запрессовки для соединений с меньшими натягами изменялись более плавно, при этом на минимальном натяге при высоких ускорениях a_3 (до 200 мм/с²) скорость запрессовки V_3 возрастала до 43 мм/с.

Достигнутые скорости сборки значительно превосходят скорость запрессовки в неавтоматическом режиме (не превышает 10 мм/сек) для образцов с диаметром сопряжения 10 мм.

После сборки соединения проводилось определение несущей способности полученного ГПС.

Нагружение осевой силой проводилось на разрывной машине Р-5, предназначенной для испытания образцов из металлов на растяжение ГОСТ 1497-73 (рисунок 4.27,а).

Кроме того, проводилось исследование несущей способности полученных соединений при нагружении крутящим моментом (рисунок 4.27,б).

Нагружение крутящим моментом осуществлялось динамометрическим ключом КМШ-140.

Результаты испытаний приведены в таблице 4.7.

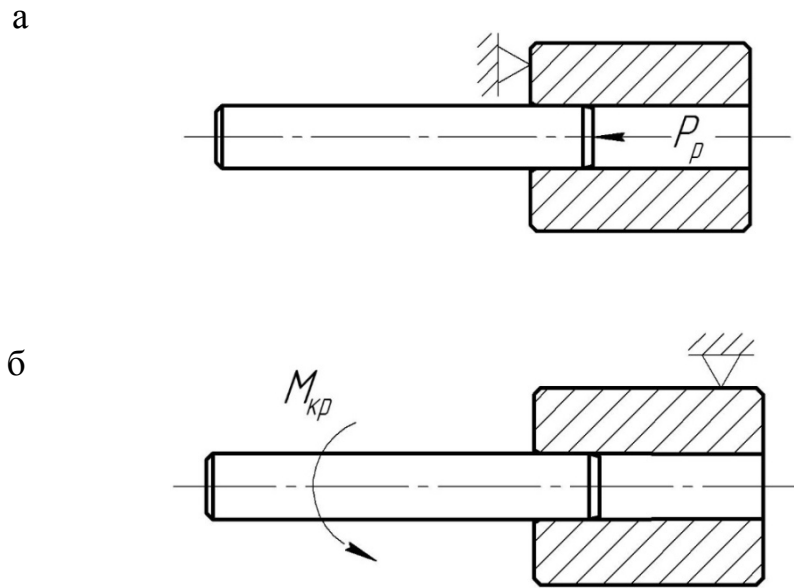


Рисунок 4.27 – Схема нагружения образца
а- осевой силой; б- крутящим моментом

Таблица 4.7 – Экспериментальные значения осевой силы и крутящего момента

№ образца	Образцы, вал-втулка	Натяг δ , мкм	P_p , кН	$M_{кр}$, Нм
1	сталь-сталь	6	2,89	15,70
2		15	7,46	34,93
3		21	10,35	51,46
4	сталь-титан	6	4,10	20,30
5		15	10,50	52,15
6		21	13,50	69,32

Результаты расчета несущей способности соединений с натягом методике, принятой на кафедре "Мехатронные системы" ИжГТУ им. М.Т. Калашникова, для рассматриваемых образцов приведены в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Расчетные значения осевой силы и крутящего момента

№ образца	Образцы, вал-втулка	Натяг δ , мкм	P_p , кН	$M_{кр}$, Нм
1	сталь-сталь	6	2,92	15,47
2		15	7,63	34,40
3		21	10,71	52,37

Таблица 4.8 – Продолжение

4	сталь-титан	6	4,09	20,44
5		15	10,34	51,70
6		21	13,76	68,74

Сравнительная оценка расчетных и экспериментальных значений осевой силы и крутящего момента представлена в таблице 4.9.

Таблица 4.9 - Сравнительные значения осевой силы и крутящего момента

№ образца	Образцы, вал-штулка	δ , мкм	P_p , кН			$M_{кр}$, Нм		
			Расчет	Эксперимент	Расхождение, %	Расчет	Эксперимент.	Расхождение, %
1	сталь-сталь	6	2,92	2,89	1,03	15,47	15,70	-1,48
2		15	7,63	7,46	2,23	34,40	34,93	-1,54
3		21	10,71	10,35	3,36	52,37	51,46	1,74
4	сталь-титан	6	4,09	4,10	-0,25	20,44	20,30	0,68
5		15	10,34	10,50	-1,55	51,70	52,15	-0,87
6		21	13,76	13,50	1,89	68,74	69,32	-0,84

По данным таблицы 4.9 расхождение между расчетными и экспериментальными значениями несущей способности не превышает 4%.

Сравнительная оценка несущей способности соединений полученных механической запрессовкой и гидропрессовой сборкой представлена на рисунке 4.28.

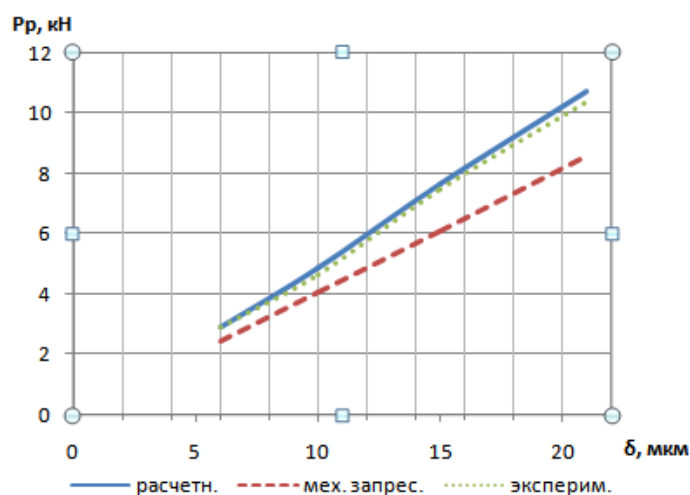


Рисунок 4.28 - График зависимости силы распрессовки от натяга

На основании информации из рисунка 4.28 следует, что несущая способность формируемых гидропрессовых соединений выше чем у соединений собираемых механической запрессовкой. При этом параметры получаемых соединений находятся в допустимых пределах по качеству.

Полученные результаты по несущей способности собранных соединений подтверждают высокое качество сборки, обеспеченное управляющим воздействием в виде изменения скорости сборки, что коррелирует с результатами сборки в неавтоматическом режиме [24].

Выводы по главе 4

1. Разработанная система автоматического управления обеспечивает управление технологическими режимами, а, именно, поддержание давления масла в заданном диапазоне, и обеспечивает гарантированное наличие жидкостного трения. При ужесточении требований к диапазону изменения давления масла следует использовать датчики давления с минимальным временем отклика. интеллектуальные системы управления на базе нейронных сетей или другие технологические схемы гидропрессового метода.

2. Достигнутый для этой схемы уровень скорости запрессовки 43 мм/с более чем в 4 раза превышает максимальную скорость сборки в неавтоматическом режиме, однако, не реализует в полной мере возможности гидропрессового метода, более высокие скорости запрессовки могут быть достигнуты при применении других схем сборки, в частности ДССД, либо с использованием регуляторов расхода масла.

3. Примененный алгоритм «покачивания» траверсы, заключающийся в смене роли «ведущий-ведомый», при сборке подтвердил свою эффективность по точности позиционирования осей по градиенту скорости и позволил обеспечить требуемое качество регулирования спроектированной системы управления при нелинейном изменении технологических параметров гидропрессовой сборки.

4. Использование аппарата нечеткой логики в недетерминированных условиях сборки позволило достичь требуемого качества соединений; при ужесточении диапазона регулирования рекомендуется использовать базу знаний с большим числом термов и правил, а также другие виды функций принадлежности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Достижение поставленной в диссертационной работе цели потребовало комплексного решения теоретических и экспериментальных задач, связанных как с установлением закона движения рабочего органа – траверсы мехатронного пресса, так и реализации закона управления, учитывающего обратные связи по давлению и основные параметры технологического процесса гидропрессовой сборки соединений с натягом.

В работе получены следующие основные результаты:

1. На основании требований, предъявляемых гидропрессовой сборкой, разработана конструкция мехатронного пресса с качающейся траверсой и двумя независимыми параллельными мехатронными модулями, что позволило обеспечить центрируемость собираемых деталей, сохранность масляной пленки и гарантированный режим жидкостного трения.

2. Разработана математическая модель мехатронного пресса, включающая закон движения рабочего органа пресса и обратные связи, учитывающие состояние технологического процесса гидропрессовой сборки, а именно: давление масла, силу и длину запрессовки.

3. Модифицированный способ синхронизации движения параллельных мехатронных приводов, заключающийся в ротации роли «ведущий-ведомый», обеспечил уменьшение рассинхронизации между осями под нагрузкой в условиях внешних воздействий по сравнению со способами параллельного управления в 1,5 раза, «ведущий-ведомый» – в 2,6 раза.

4. Разработан опытный образец мехатронного пресса с качающейся траверсой, и на его основе реализован технологический комплекс гидропрессовой сборки. Система автоматического управления мехатронным прессом на базе нечеткой логики позволила достичь требуемого качества процесса управления без дополнительной подстройки регуляторов при внешних возмущениях. Использование аппарата нечеткого управления при гидропрессовой сборке обеспечило управление технологическими

режимами сборки, включающими: скорость запрессовки; давление масла, контроль силы и длины запрессовки без идентификации параметров сборочного процесса, а также гарантированное наличие жидкостного трения в условиях нелинейности процесса сборки.

5. Обоснована и подтверждена целесообразность применения управляющего воздействия на объект в виде изменения скорости запрессовки вала, обеспечивающего регулирование основного технологического параметра – давления масла – в требуемом диапазоне. Установлены параметры регулирования процесса гидропрессовой сборки соединений с натягом. Достигнутый для схемы с подводом масла с торца соединения уровень скорости запрессовки 43 мм/с более чем в 4 раза превышает максимальную скорость сборки в неавтоматическом режиме.

Дальнейшие перспективные направления исследования связаны с апробацией сборки с автоматизированным регулятором давления [26]. Планируется повышение интеллектуальности системы автоматического управления технологическим комплексом путем внедрения нейро-нечеткого контроллера. Указанные меры позволят обеспечить повышение производительности сборочного процесса без потери качества получаемых соединений.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

- АЦП – аналого-цифровой преобразователь;
- ВЭД – вентильный электродвигатель;
- ГПС – гидропрессовая сборка;
- ДД – датчик давления;
- ДП – датчик положения;
- ДС – датчик силы;
- ДССД – дифференциальный способ создания давления;
- КИМ – контрольно-измерительная машина;
- КПД – коэффициент полезного действия;
- ММЛД – мехатронный модуль линейного движения;
- НРД – регулятор давления на основе нечеткой логики;
- НРП – регулятор положения на основе нечеткой логики;;
- НС – нагрузочная способность;
- НСВД – насосная станция высокого давления;
- ОУ – объект управления;
- ПК – персональный компьютер;
- ПЛК – программируемый логический контроллер;
- РВП – роликвинтовая передача;
- РП ременная передача;
- РС – регулятор скорости;
- САУ – система автоматического управления;
- СП – силовой преобразователь;
- СЧПУ – система числового программного управления;
- УУВУ – устройство управления верхнего уровня;
- УУСУ – устройство управления среднего уровня;
- ЦАП – цифро-аналоговый преобразователь.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Abramov I., Klekovkin V., Schenyatsky A. Residual stresses and strenght of joints with revolving parts automatically connected // Proceedings of the Fourth International Conference on Residual Stresses, ICRS 4 / Society for Experimental Mechanics, Inc., June 8-10, 1994, Baltimore, Maryland USA, 1994. – pp. 1071-1078.
2. Ahmed El-Bakly, A. Fouda, W. Sabry A Proposed DC Motor Sliding Mode Position Controller Design using Fuzzy Logic and PID Techniques // 13th International Conference on AEROSPACE SCIENCES & AVIATION TECHNOLOGY, ASAT- 13, May 26 – 28, 2009.
3. Beltzer, A. I. Variational and Finite Element Methods: Symbolic Computation Approach. – Berlin et al. : Springer-Verlag, 1990. – XI, 254 pp.
4. Božek Pavol, Abramov Andrey, Abramov Ivan, Nikitin Yury, Romanov Alexander. Synchronous control of parallel axes equipment //Applied Mechanics and Materials Vol. 816 (2015)
5. Brezzi F.; Fortin M. Mixed and Hybrid Finite Element Methods. – New York ; Berlin ; Heidelberg [et al.], 1991. – IX, 350 pp. (vol. 15 of Springer Series in Computational Mathematics).
6. Cordts, D. Berechnung der beim thermischen Fügen von Pressverbänden entstehenden Eigenspannungen unter Berücksichtigung nichtelastischer Effekte : Diss. – Darmstadt : [s. n.], 1988. – 99 S.
7. Gates Mectrol. Timing Belt Theory. [Электронный ресурс]. - Режим доступа: http://www.gatesmectrol.com/mectrol/downloads/download_common.cf?file= Belt_Theory06sm.pdf&folder=brochure
8. George K. I. Mann, Bao-Gang Hu, Raymond G. Gosine analysis of direct action fuzzy PID controller structures // IEEE TRANSACTIONS ON SYSTEMS, MAN, AND CYBERNETICS—PART B: CYBERNETICS, VOL. 29, NO. 3, JUNE 1999
9. Hsieh M. F, Chang W.C. Combining full and semi closed loop

synchronous control for dual mechanically coupled ball screw system // Int. J. Computer Applications in Technology, Vol. 45, Nos. 2/3, 2012

10. Jang J.-S. R. "ANFIS: Adaptive-Network-based Fuzzy Inference Systems,"IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Vol. 23, No. 3, pp. 665-685, May 1993.

11. Koehler H.; Sawitzki M. Theoretische und praktische Spannungsermittlung an der Big-Omega-Verbindung // Erdoel, Erdgas. – 1985. – Vol. 101, Nr 4. – S. 113-117.

12. Koren Y. Cross-coupled biaxial computer control for manufacturing systems // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 102, 1980, pp. 265-272.

13. Lekomtsev Pavel, Božek Pavol, Romanov Alexander, Abramov Andrey, Abramov Ivan, Nikitin Yury. Extracting load research of taper interference fit made of glass and ceramics parts using a servo press //Applied Mechanics and Materials Vol. 816 (2015)

14. Linear motion standard range [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://www.skf.com/binary/56-68266/12774-EN-LM-Standard-Range.pdf>

15. Lorenz R. D., Schmidt P. B. Synchronized motion control for process automation // Proceedings of the IEEE Industry Applications Annual Meeting, vol. 2, 1989. pp. 1693-1698.

16. Merlet J.P. Parallel Robots. Solid Mechanics and Applications / J.P. Merlet. – Berlin : Springer, 2006. – 394 p.

17. ORMEC Tech note № 27. Coupling High Performance Servos to Mechanical Loads. [Электронный ресурс]. - Режим доступа: http://www.ormec.com/LinkClick.aspx?fileticket=A_5dLGalCA%3D&tabid=145&mid=621

18. Roth, G. Flexibel automatisierte Montage genormter Welle-Nabe-Verbindungen. – Stuttgart : Inst. für Werkzeugmaschinen, 1992. – 144 S. – (Berichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen : Konstruktion und Fertigung ;

1).

19. Schenyatsky A. V., Abramov I.V. On the problem of hydraulic interference- fit joint theory // Dynamics of Machine Aggregates : Proceedings of the 5th International Conference, June 27-29, 2000, Gabčíkovo, Slovak Republic / ed. by J. Mudrik M. Nad R. Ďuriš. –Bratislava : Slovak University of Technology, 2000. – Pp. 183 – 188.

20. Srinivasan K., Kulkarni P. K. Cross-coupled control of biaxial feed drive servomechanisms // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 112, no. 2, pp. 225 – 232, 1990.

21. Sun D. Position synchronization of multiple motion axes with adaptive coupling control //Automatica, vol. 39, no. 6, , 2003, pp. 997-1005.

22. Würtz, G. Montage von Pressverbindungen mit Industrierobotern. – Berlin : Springer, 1992. – 124 S.

23. Yao W.S., Yang F.Y., Tsai M.C. Modeling and Control of Twin Parallel-Axis Linear Servo Mechanisms for High-Speed Machine Tools // International Journal of Automation and Smart Technology vol. 1, №1 2011, pp. 77 – 85.

24. Абрамов, А.И. Гидропрессовые соединения с деталями из титановых сплавов / А.И. Абрамов, И.В. Абрамов, А.В. Петров, А.В. Романов// Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2013. – №1. – С. 28–31.

25. Абрамов, А.И. Научно-технические аспекты автоматизации гидропрессовой сборки соединения с натягом / А.И. Абрамов, И.В. Абрамов, А.В. Романов // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2013. – №1. – С. 16 – 18.

26. Абрамов, И.В. Автоматизированный регулятор избыточного объема масла для гидропрессовой сборки / И.В. Абрамов, А. И. Абрамов, Салама Башар, А.В. Романов // Интеллектуальные системы в производстве. – 2017. – Том 15, №2. – С 10 – 13.

27. Абрамов, И.В. Высоконапряженные соединения с

гарантированным натягом / Абрамов И.В., Фаттиев Ф.Ф., Дулотин В.А. и др. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2002.– 300 с.

28. Абрамов, И.В. Интеллектуальные мехатронные системы: учеб. пособие для студентов вузов / И.В. Абрамов, А.И. Абрамов, Ю.Р. Никитин, С.А. Трефилов. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ имени М.Т. Калашникова, 2015. – 192 с.

29. Абрамов, И.В. Исследование и совершенствование гидропрессового метода сборки соединений с натягом : автореф. дис. ... канд. техн. наук: – Абрамов Иван Васильевич. – Пермь, 1970. – 20 с.

30. Андреев, Г. Я. Тепловая сборка колесных пар: [моногр.]. / Г. Я. Андреев. – Харьков: Изд-во Харьк. гос. ун-та, 1965. – 228 с.

31. Антипов, Ю.А. Контактные задачи теории упругости при наличии сцепления и сухого трения: автореф. ... дис. д-ра техн. наук: 01.02.04 / Антипов Юрий Александрович. – М., 1993. – 27 с.

32. Асаи, К. Прикладные нечеткие системы. / Пер. с япон.,.: под редакцией Т. Тэрано. – М.: Мир, 1993. – 368 с. ил.

33. Атопов, В.И. Моделирование контактных напряжений / В.И. Атопов, Ю.П. Сердобинцев, О.К. Славин. – М. : Машиностроение, 1988. – 272 с.

34. Баканов, А.С. Эргономика пользовательского интерфейса. От проектирования к моделированию человеко-компьютерного взаимодействия. / А.С. Баканов, А.А. Обознов– М.: 2011. – 176 с.

35. Балацкий, Л.Т. Прочность прессовых соединений / Л.Т. Балацкий.– Киев: Техника, 1982. – 152 с.

36. Банкетов, А.Н. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебник для машиностроительных вузов/ Под ред. А. Н. Банкетова, Е. Н. Ланского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 576 с, ил.

37. Баранов, Н. К. Влияние шероховатости поверхности на прочность посадок с натягом / Н. К. Баранов // Вопросы технологии точности и надежности в машиностроении : сб. науч. тр. – Пенза: Пенз. политехн. ин-т –

1974. – Вып. 3. – С. 103–105.

38. Бежелукова, Е. Ф. Расчет поправки на смятие и срез микронеровностей в соединении с натягом деталей при их продольной запрессовке / Е. Ф. Бежелукова, В. А. Белашев // Изв. вузов. – 1973. – № 10. – С. 31–34.

39. Берникер, Е.И. Посадки с натягом в машиностроении: справ. пособие / Е.И. Берникер. – М.; Л.: Машиностроение, 1966. – 166 с.

40. Блинов, Д.С. Планетарные роликовинтовые механизмы. Конструкции, методы расчетов / Под ред. проф. О.А. Ряховского. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 222 с: ил.

41. Бобырь, М.В. О некоторых свойствах управления мягкими мехатронными системами на основе нечеткой логики / М.В. Бобырь, В.С. Титов // Материалы XII всероссийского совещания по проблемам управления ВСПУ-2014 Москва 16-19 июня 2014 г.

42. Бочаров, Ю.А. Винтовые прессы / Ю.А. Бочаров. – М., «Машиностроение», 1976. – 247 с. с ил.

43. Браун, Э. Д. Основы трибологии (трение, износ, смазка): учеб. для техн. вузов / под ред. А. В. Чичинадзе. – М.: Наука и техника, 1995. – 778 с.

44. Бушуев, В.В. Практика конструирования машин: справочник / В.В. Бушуев. – М.: Машиностроение, 2006. – 448 с.

45. Ванин, В.А. Расчет динамических характеристик металлорежущих станков: учебное пособие / В.А. Ванин, А.Н. Колодин, Ю.В. Кулешов, Л.Х. Никитина. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос.техн. ун-та, 2007. – 104 с.

46. Вербицкий, А.А. Негибкие правила. Как не ошибиться с выбором гибочного пресса / А.А. Вербицкий // Станочный парк. – 2014. – №6. – С. 32–34.

47. Виноградова, М.Д. Применение гидропрессовых соединений в металлургическом оборудовании / М.Д. Виноградова // Вестн.

машиностроения. – 1968. – № 4. – С. 19–22.

48. Владимирова, Е.С. Синтез фаззи-регуляторов для позиционных и следящих электроприводов / Е.С. Владимирова // Электротехника. – 2000. – № 9. – С. 9–14.

49. Волокитина, Е.В. Новые моментные вентильные электродвигатели для прецизионных электроприводов технологических роботов и металлообрабатывающего оборудования / Е.В. Волокитина, А.И. Власов, Ю.Г. Опалев // Электроника и электрооборудование транспорта. – 2011. – №4 – С. 37–40.

50. Вульфсон, И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия / И.И. Вульфсон. – М: Машиностроение, 1990. – 309 с.

51. Гавриков, М.В. Контактные задачи с учетом износа и монотонного роста зоны контакта : автореф. ... дис. д-ра физ.-мат. наук : 01.02.04 / Гавриков Михаил Владимирович. – М., 1990. –13 с.

52. Глазунов, В.А. Пространственные механизмы параллельной структуры / В. А. Глазунов, А. Ш. Колискор, А. Ф. Крайнев. – М. : Наука, 1991. – 95 с.

53. Глубокий, В.И. Конструирование и расчет станков. Расчет приводов подач и направляющих: методическое пособие к практическим занятиям для студентов машиностроительных специальностей / В.И. Глубокий, А. М. Якимович, А. С. Глубокий. – Минск: БИТУ, 2013. – 97 с.

54. Глухова, К.А. Исследование технологических параметров гидропрессовой сборки соединений с натягом при повышенных скоростях формирования : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.02.08 / Глухова Калерия Аркадьевна. – Кишинев, 1975. – 28 с.

55. Голландцев, Ю. А. Сравнение механических характеристик асинхронных и вентильных индукторно– реактивных двигателей / Ю. А. Голландцев // Информационно– управляющие системы. – 2006. – №6. – С. 50– 53.

56. Гостев, В.И. Синтез нечетких регуляторов систем

автоматического управления / В.И., Гостев. – Киев: Радиоаматор, 2003. –971 с.

57. Гречищев, Е. С. Соединения с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление / Е.С. Гречищев, А.А. Ильяшенко. – М.: Машиностроение, 1981. – 247 с.

58. Дорф, Р. Современные системы управления / Р. Дорф, Р. Бишоп. – М.: Лаборатория базовых знаний, 2000. – 832 с.

59. Дурко, Е.М. Динамика станков: учебное пособие / Е.М. Дурко, С.И. Фецак. –Уфа, Уфимск. гос. авиац. техн. ун–т, 1996. – 92 с.

60. Егоров, О.Д. Мехатронные модули. Расчет и конструирование: учебное пособие / О.Д. Егоров, Ю.В. Подураев. – М.: МГТУ «СТАНКИН», 2004. – 360с.: ил.

61. Егупов, Н.Д. Методы робастного, нейро-нечеткого и адаптивного управления: учебник / Под ред. Н.Д. Егупова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 744 с.

62. Заде, Л.А. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений / Л.А. Заде. – М.: Мир, 1976.

63. Зайцев, А.И. Нечеткое управление сложными технологическими системами и комплексами: монография. / А.И. Зайцев, В.Л. Сташнев, А.В. Бурковский. – Воронеж: Воронеж. Гос. тех. Ун–т, 2003. – 255 с.

64. Заполовский, Н.И. Исследование работоспособности нечеткого регулятора электропривода переменного тока при различных функциях принадлежности / Н.И. Заполовский, Н.В. Мезенцев. // Вестник Национального технического университета Харьковский политехнический институт. Серия: Информатика и моделирование. – 2007. – №19. – С. 89–93.

65. Заполовский, Н.И. Разработка и исследование системы управления электроприводом переменного тока с использованием методов нечеткой логики / Н.И. Заполовский, В.И. Носков, Н.В. Мезенцев, Н.В. Горбач // Вестник НТУ ХПИ. Тематический выпуск: Информатики и

моделирование. – Харьков: НТУ ХПИ. – 2006. – № 23. – С. 53 – 60.

–Иваново, 2000. – 212 с.

66. Каракулов, А.С., Разработка программного обеспечения для систем управления электрическими двигателями / А.С. Каракулов, Д.С. Аксенов, Б.В. Арещенко, В.С. Саидов. – Томск: ТУСУР, 2007. – 261 с.

67. Кириллов, А.П. Разработка инженерного метода решения плоской контактно-гидродинамической задачи : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / Кириллов Александр Петрович. – М., 1987. – 14 с.

68. Клековкин, В.С. Конструкторско-технологические основы управления нагрузочной способностью соединений с натягом : автореф. дис. д-ра техн. наук : 05.02.02, 05.02.08 / Клековкин Виктор Сергеевич. – Ижевск, 1995. – 34 с.

69. Козырев, В.В. Конструкции роликвинтовых передач и методика их проектирования: учеб. пособие / В.В. Козырев. – Владимир: Владим. гос.

70. Колмогоров, В.Л. Гидродинамическая подача смазки / В.Л. Колмогоров, С.И. Орлов, Г.Л. Колмогоров. – М.: Металлургия, 1975. – 256 с.

71. Колмогоров, Г.Л. Гидропрессование труднодеформируемых тугоплавких металлов и сплавов / Г.Л. Колмогоров. – М.: Металлургия, 1991. – 180 с.

72. Коновалов, А.Б. Ременные передачи: учебное пособие / А.Б. Коновалов, В.М. Гребенникова – СПб.: СПбГТУРП, 2011. –106 с.: ил.42.

73. Кораблев, Ю.А. Системы управления с нечеткой логикой / Ю.А. Кораблев, М.Ю. Шестоналов. – СПб., 1999.

74. Крагельский, И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. –М.: Машиностроение, 1978. – 480 с.

75. Красильникьянц, Е. В. Цифровой асинхронный электропривод подачи / Е. В. Красильникьянц, А. П. Бурков, А. А. Смирнов, Г. А. Бурков //РИТМ. – 2012. – №4. – С. 44-49.

76. Красильникьянц, Е.В. Применение контроллеров движения для

систем управления электромеханическими объектами / Е. В. Красильникъянц, А.П. Бурков, В.А. Иванков // Мехатроника, Автоматизация, Управление. – 2008. – Вып. 2. – С. 45-50.

77. Кузнецов, Ю.Н. Компоновки станков с механизмами параллельной структуры / Под ред. Ю.Н. Кузнецова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2010. – 471 с.

78. Куленко, М.С. Исследование применения нечетких регуляторов в системах управления технологическими процессами / М.С. Куленко, С.В. Буренин // Вестник ИГЭУ. – 2010. – Вып. 2, – С. 72–76.

79. Леоненков, А.В. Нечеткое моделирование в среде MATLAB и fuzzyTECH. / А.В. Леоненков. – СПб.: БХВ–Петербург, 2005. – 736 с.

80. Лещенко, В.А. Станки с числовым программным управлением (специализированные) / В.А.Лещенко, Н.А. Богданов, И.В.Вайнштейн и др.; Под общ. ред. В.А. Лещенко. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 568 с.

81. Макаров, И.М. Методические основы аналитического конструирования регуляторов нечеткого управления / И.М. Макаров, В.М. Лохин, С.В. Манько, М.Л. Романов // Известия РАН. Теория и системы управления. – 2000. – № 1. С. 56–59.

82. Макарова, И.М. Интеллектуальные системы автоматического управления / Под ред. И.М. Макарова, В.М. Лохина. – М.: Физматлит, 2001. – 576 с.

83. Малинин, Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести: учеб. для студентов вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / Н.Н. Малинин.– М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.

84. Малицкий И. Ф. Исследование и выбор эффективных методов расчленения посадок с гарантированным натягом : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Харьков : [б. и.], 1964. – 15 с.

85. Мейстер, Р.Р. Прогрессивные методы сборки соединений с гарантированным натягом: обзор / Р.Р. Мейстер, Д.Х. Темиркиев. – М.:

ЦНИИТЭИ тракторсельмаш, 1977. – 37 с.

86. Мирзаев, Р.А. Управление приводами пространственного механизма с замкнутыми кинематическими цепями / Р.А. Мирзаев, Н.А. Смирнов // Вестник ТОГУ. – 2014. – № 3(34). – С. 39-48.

87. Мисюкевич, С.Д. Моделирование привода подачи металлорежущего станка, оснащенного шариковинтовой передачей / С.Д. Мисюкевич, П.Г. Мазеин // Известия Челябинского научного центра УрО РАН. – 2008. – №1 (39). С. 56–60.

88. Молодцов, В.В. Конструкция и расчет приводов подачи станков с ЧПУ с передачей винт-гайка качения / В.В. Молодцов // Инженерный журнал Справочник. – 2007. – Приложение №1.

89. Мусалимов, В.М. Моделирование мехатронных систем в среде MATLAB (Simulink / SimMechanics): учебное пособие для высших учебных заведений / В.М. Мусалимов, Г.Б. Заморуев, И.И. Калапышина, А.Д. Перечесова, К.А. Нуждин. – СПб.: НИУ ИТМО, 2013. – 114 с.

90. Новиков, А.Ф. Адаптивное управление процессом сборки продольно-прессовых соединений: дисс. ... канд. техн. техн. 05.13.06 / Новиков Алексей Федорович. – Самара, 2002. – 196 с.

91. Новиков, М.П. Основы технологии сборки машин и механизмов. 5-е изд., испр. / М.П. Новиков. – М.: Машиностроение, 1980. – 592 с, ил.

92. Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: учебное пособие / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1980. – 270 с.

93. Пегат, А. Нечеткое моделирование и управление / А. Пегат. – М.: БИНОМ, Лаборатория знаний, 2009. – 798 с.

94. Петров, А.В. Исследование нагрузочной способности гидропрессовых соединений с деталями из титановых сплавов: автореф. ... дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Петров Антон Владимирович. – Ижевск., 2013. – 26 с.

95. Подураев, Ю. В. Мехатроника. Основы, методы, применение. – 2-е изд. / Подураев Ю. В. – М.: Машиностроение, 2007. – 256 с.

96. Пуш, В.Э. Металлорежущие станки: учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В. Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. —256 с, ил.

97. Регулятор избыточного объема масла: пат. на полезную модель № 134677 Рос. Федерация. / Абрамов А.И., Абрамов И.В., Петров А.В., Романов А.В., Степанов А.В.; патентообладатель: ФГБОУ ВПО ИжГТУ имени М.Т. Калашникова, Абрамов А.И. –№ 2013105434; заяв. 08.02.13; опубл. 20.11.13.

98. Романов, А.В. Адаптивный сервопресс с синхронным управлением приводами / А.В. Романов, А.И. Абрамов, И.В. Абрамов // Выставка инноваций - 2014 (осенняя сессия) [Электронный ресурс]: электронное научное издание: сборник тезисов докладов XVIII Республиканской выставки-сессии студенческих инновационных проектов. – Ижевск, 2014. –С. 50-52.

99. Романов, А.В. Динамическая модель мехатронного модуля на базе вентильного электродвигателя и ролико-винтовой передачи / А.В. Романов // Вестник ИжГТУ им. М.Т. Калашникова. – 2016. – №1, – С. 22-25

100. Романов, А.В. Информационно-измерительная система автоматической установки для гидропрессовой сборки соединений с натягом / А.В. Романов, А.И. Абрамов, И.В. Абрамов // Молодые ученые – ускорению научно-технического прогресса в XXI веке. [Электронный ресурс]: электронное научное издание: сборник трудов II Всероссийской научно-технической конференции аспирантов, магистрантов и молодых ученых с международным участием. Ижевск, 23-25 апреля 2013. С. 389–392.

101. Романов, А.В. Моделирование системы управления мехатронным прессом в среде Simulink. / А.В. Романов, А.И. Абрамов, И.В. Абрамов // Сборник трудов Международной школы молодых ученых и специалистов в области робототехники, производственных технологий и автоматизации. – 2016. – С.25-28.

102. Рубанов, В.Г., Филатов А.Г., Рыбин И.А. Интеллектуальные системы автоматического управления. Нечеткое управление в технических

системах / В.Г. Рубанов, А.Г. Филатов, И.А. Рыбин. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://nrsu.bstu.ru>

103. Сабинин, Ю.А. Позиционные и следящие электромеханические системы / Ю.А. Сабинин. – СПб.: Энергоатомиздат, 2001. – 207 с.

104. Смирнов, В.А. Научные основы и алгоритмы управления оборудованием с параллельными приводами / В.А. Смирнов. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – 164 с.

105. Соловьев, В. А. Искусственный интеллект в задачах управления. Интеллектуальные системы управления технологическими процессами: учеб. пособие / В.А. Соловьев, С.П. Черный. – Владивосток: Дальнаука, 2010. – 267 с.

106. Соснович Э. В., Щенятский А. В. Метод конечных элементов при экспертизе некоторых технологических параметров гидропрессовых соединений / Э.В. Соснович А. В Щенятский // Проблемы системного обеспечения качества продукции промышленности : тез. докл. Междунар. науч.-техн. конф. (Ижевск, 5–10 окт. 1997 г.). – Ижевск, 1997. – С. 10–11.

107. Соснович Э. В., Щенятский А. В. Применение пакета ANSYS для выбора гидравлической оснастки и расчета технологических параметров гидропрессовых соединений // CAD/CAM/CAE системы в инновационных проектах : Всерос. науч. конф., 12–14 мая 1998 г. : тез. докл. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 1998. – С. 41.

108. Соснович, Э.В. Определение технологических параметров гидропрессовой сборки с учетом механизма распространения масляной прослойки / Э.В. Соснович, А.В. Щенятский // Вестн. ИжГТУ. – Вып. 2. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 1998. – С. 22–23.

109. Старостин, И.А. Исследование динамики и расчет на ЭВМ электроприводов кузнечно-прессового машиностроения: дис. . канд. техн. наук / Старостин Игорь Александрович. – Л., 1975. – 169 с.

110. Степанов, А.Г. Динамика машин / А.Г. Степанов. – Екатеринбург: УрО РАН, 1999. – 392 с.

111. Степанов, А.Н. Управление давлением и расходом масла при гидропрессовой сборке с использованием регулятора грузового типа / А.Н. Степанов, А.В. Романов, А.И. Абрамов, Абрамов // Молодые ученые – ускорению научно-технического прогресса в XXI веке [Электронный ресурс]: электронное научное издание: сборник трудов II Всероссийской научно-технической конференции аспирантов, магистрантов и молодых ученых с международным участием, Ижевск, 23–25 апреля 2013 года. С. 398–402.

112. Сухарев, И.А. Современный подход к построению оптимальных систем управления технологическими процессами / И.А. Сухарев, В.Л. Бурковский // Электромеханические устройства и системы. Межвуз. сб. Воронеж, 2002. С. 116–121

113. Тарарыкин, С.В. Системы координирующего управления взаимосвязанными электроприводами / С.В. Тарарыкин, В.В. Тютиков.

114. Терехов В.М. Некоторые аспекты применения фаззи управления в электроприводах / В.М. Терехов, Е.С. Владимирова //Электротехника. – 1999. – № 9. – С. 34-38.

115. Терехов, В.М. Стабилизация движения тихоходных электроприводов на основе Fuzzy-логики / В.М. Терехов, А.С. Барышников // Электротехника. – 1996. – № 8. – С. 61– 64.

116. Тимохин, В.С. Разработка и оптимизация параметров винтовых прессов с вращающимся штамподержателем на основе компьютерного моделирования: дисс. ... канд. техн. техн.: 05.03.05 / Тимохин Виктор Сергеевич. – Москва, 2001. – 203 с.

ун– т., 2004. – 100 с.

117. Усольцев, А.А. Нечеткий регулятор в системе управления следящим электроприводом с ограничением по скорости / А.А. Усольцев, Н.А. Смирнов // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2011. – № 3. – С. 27-32.

118. Федоров, Б.Ф. Рациональный способ распрессовки и запрессовки

деталей / Б.Ф. Федоров. – М.; Свердловск : Машгиз, Урал. – Сиб. отд–ние, 1955. – 68 с.

119. Федоров, Б.Ф. Сборка и демонтаж соединений с гарантированным натягом гидропрессовым методом / Б.Ф. Федоров, И.В. Абрамов // Вопросы совершенствования технологических процессов в машиностроении : сб. ст. / – 1970. – Вып. 2. – С. 63-68.

120. Федоров, Б.Ф. Усилия, возникающие при формировании соединений с натягом гидропрессовым методом / Б.Ф. Федоров, И.В. Абрамов // Вопросы совершенствования технологических процессов в машиностроении : сб. ст. – Ижевск, 1970. – Вып. 2. – С. 69-73.

121. Чернецкий, В.О. Анализ и синтез систем управления с нечеткой логикой: учебное пособие / В.О. Чернецкий, И.В. Чернецкая. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002.

122. Шрейнер, Р.Т. Системы подчиненного регулирования электроприводов: учеб. пособие для вузов / Р.Т. Шрейнер. – Екатеринбург; Изд-во Урал. гос. проф.-пед. ун-та, 1997. –279с.

123. Штовба С.Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB / С.Д. Штовба. – М.: Горячая линия – Телеком, 2007. – 288 с.

124. Щенятский А.В. Исследование давления в смазочном слое в условиях гидропрессовой сборки соединений с натягом / А.В. Щенятский И.В. Абрамов, Э.В. Соснович // Вестн. Ижев. гос. техн. ун-та. – 2001. – № 4. – С. 8–11.

125. Щенятский А.В. Теория и технология гидропрессовых соединений : монография / А. В. Щенятский, И. В. Абрамов., К. А. Глухова и др. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2012. – 496 с. : ил.

126. Щенятский А.В., Абрамов И.В., Лузгин А.А. Численно-аналитический подход к решению сопряженных задач механики деформированного твердого тела и механики жидкости / А.В. Щенятский И.В. Абрамов, А.А. Лузгин // Интеллектуальные системы в производстве. – Ижевск: Изд.-во ИжГТУ, 2003. – №2. – С. 23-31.

127. Яблонский А.А., Никифорова В.М. Курс теоретической механики / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. – М.: Интеграл–Пресс, 2007
128. Ярушкина Н.Г. Основы теории нечетких и гибридных систем: учебное пособие / Н.Г. Ярушкина. – М.: Финансы и статистика, 2009. – 320 с.
129. Яхьяева Г.Э. Нечеткие множества и нейронные сети / Г.Э. Яхьяева. – М.: Интернет-Университет Информационных Технологий; БИНОМ. Лаборатория знаний, 2006. – 316 с.

Приложение А. Акты внедрения, патенты**КАЛАШНИКОВ
КОНЦЕРН**

**АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
(АО «КОНЦЕРН «КАЛАШНИКОВ»)**
ПРОЕЗД ИМ. ДЕРЯБИНА, 3, Г. ИЖЕВСК,
УДМУРТСКАЯ РЕСПУБЛИКА, РОССИЯ, 426006;
ТЕЛ.: (3412) 609-936, (3412) 495-922;
ФАКС: (3412) 512-225;
E-MAIL: INFO@KALASHNIKOV.COM;
WWW.KALASHNIKOV.COM;
ОГРН 1111832003018; ОКВЭД 29.60;
ОКПО 90082579;
ИНН/КПП 1832090230/183650001

АКТ ВНЕДРЕНИЯ № 9 от 14.06.2016г.

результатов диссертационной работы

Настоящим актом подтверждается применение результатов диссертационной работы Романова Александра Васильевича на соискание ученой степени кандидата технических наук в производственном процессе.

Методология использована при проектировании пресса с параллельной кинематикой с четырьмя осями для гидропрессовой сборки режущего инструмента из быстрорежущей стали со специальным цанговым патроном, что позволило обеспечить передачу большего момента, точность и стабильность процесса резания, и, как следствие, снизить трудоемкость. Полученное соединение обладает улучшенными характеристиками вследствие более высокой жесткости крепления и соосности.

Алексей Александрович Татаринцев
Для
Документов
№ 22
Главный технолог
дивизиона инструментального производства





Автор(ы): *Абрамов Андрей Иванович (RU), Абрамов Иван Васильевич (RU), Петров Антон Владимирович (RU), Романов Александр Васильевич (RU), Степанов Артем Николаевич (RU)*

**Приложение Б. Листинг программы регулятора положения
на основе нечеткой логики**

FUNCTION_BLOCK FPR

VAR_INPUT {объявление входных переменных}

pos_delta: REAL;
pos_d_speed: REAL;
pos_d_acc: REAL;

END_VAR

VAR_OUTPUT {объявление выходной переменной}

pos_control: REAL;

END_VAR

FUZZFY pos_delta {блок фаззификации}

TERM NB:=(-1.05,0) (-1,1) (0,0)
TERM NS:=(-0.67,0) (-0.2,1) (-0.05,0)
TERM Z:=(-0.083,0) (0,1) (0.083,0)
TERM PS:=(0.05,0) (0.2,1) (0.67,0)
TERM PB:=(0,0) (1,1) (1.05,0)

END_FUZZFY

FUZZFY pos_d_speed; {блок фаззификации}

TERM NB:=(-1.05,0) (-1,1) (-0.6,0)
TERM NS:=(-0.8,0) (-0.15,1) (-0.06,0)
TERM Z:=(-0.1,0) (0,1) (0.1,0)
TERM PS:=(0.06,0) (0.15,1) (0.8,0)
TERM PB:=(0.6,0) (1,1) (1.05,0)

END_FUZZFY

FUZZFY pos_d_acc {блок фаззификации}

TERM N:=(-1.05,0) (-1,1) (-0.4,0)
TERM Z:=(-0.75,0) (0,1) (0.75,0)
TERM P:=(0.4,0) (1,1) (1.05,0)

END_FUZZFY

DEFUZZIFY pos_control {блок дефаззификации}

```

TERM NB:=(-1.05,0) (-1,1) (-0.65,0)
TERM NM:=(-1,0) (-0.5,1) (-0.3,0)
TERM NS:=(-0.5,0) (-0.15,1) (-0.08,0)
TERM Z:=(-0.1,0) (0,1) (0.1,0)
TERM PS:=(0.08,0) (0.15,1) (0.5,0)
TERM PM:=(0.3,0) (0.5,1) (1,0)
TERM PB:=(0.65,0) (1,1) (1.05,0)
ACCU:MAX;
METHOD:COG;           {метод центра тяжести}
DEFAULT:=0;
END_DEFUZZIFY

RULEBLOCK FPR_RULES  {база правил}
  AND:MIN;           {метод агрегирования}
  RULE 1: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS NB;
  RULE 2: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;
  RULE 3: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;
  RULE 4: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;
  RULE 5: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;
  RULE 6: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;
  RULE 7: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS NM;
  RULE 8: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;
  RULE 9: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;
  RULE 10: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;
  RULE 11: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;
  RULE 12: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;

```

RULE 13: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS NS;

RULE 14: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;

RULE 15: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;

RULE 16: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;

RULE 17: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;

RULE 18: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;

RULE 19: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS NS;

RULE 20: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;

RULE 21: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;

RULE 22: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;

RULE 23: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;

RULE 24: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS Z;

RULE 25: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS N THEN pos_control IS PS;

RULE 26: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS NB;

RULE 27: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS NB;

RULE 28: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS NM;

RULE 29: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS NS;

RULE 30: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS Z;

RULE 31: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS NB;

RULE 32: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS NM;

RULE 33: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS NS;

RULE 34: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS Z;

RULE 35: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS PS;

RULE 36: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS NM;

RULE 37: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS NS;

RULE 38: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS Z;

RULE 39: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS PS;

RULE 40: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS PM;

RULE 41: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS NS;

RULE 42: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS Z;

RULE 43: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS PS;

RULE 44: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS PM;

RULE 45: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS PB;

RULE 46: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS Z;

RULE 47: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS PS;

RULE 48: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS PM;

RULE 49: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS PB;

RULE 50: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS Z THEN pos_control IS PB;

RULE 51: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS NS;

RULE 52: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 53: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 54: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 55: IF pos_delta IS NB AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 56: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 57: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS NS;

RULE 58: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 59: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 60: IF pos_delta IS NS AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 61: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 62: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 63: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS PS;

RULE 64: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 65: IF pos_delta IS Z AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 66: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 67: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 68: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 69: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS PM;

RULE 70: IF pos_delta IS PS AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 71: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS NB AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 72: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS NS AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 73: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS Z AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 74: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS PS AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS Z;

RULE 75: IF pos_delta IS PB AND pos_d_speed IS PB AND pos_d_acc IS P THEN pos_control IS PB;

END_RULEBLOCK

END_FUNCTION_BLOCK

**Приложение В. Листинг программы регулятора давления
на основе нечеткой логики**

FUNCTION_BLOCK FPRESR

VAR_INPUT {объявление входных переменных}
 q_delta: REAL;
 q_d_speed: REAL;
 q_d_acc: REAL;
 END_VAR

VAR_OUTPUT {объявление выходной переменной}
 dUvz: REAL;
 END_VAR

FUZZFY q_delta {блок фаззификации}
 TERM N:=(-1.05,0) (-1,1) (-0.17,0);
 TERM Z:=(-0.25,0) (0,1) (0.25,0);
 TERM P:=(0.17,0) (1,1) (1.05,0);
 END_FUZZFY

FUZZFY q_d_speed; {блок фаззификации}
 TERM N:=(-1.05,0) (-1,1) (-0.2,0);
 TERM Z:=(-0.6,0) (0,1) (0.6,0);
 TERM P:=(0.2,0) (1,1) (1.05,0);
 END_FUZZFY

FUZZFY q_d_acc {блок фаззификации}
 TERM N:=(-1.05,0) (-1,1) (-0.375,0);
 TERM Z:=(-0.85,0) (0,1) (0.85,0);
 TERM P:=(0.375,0) (1,1) (1.05,0);
 END_FUZZFY

DEFUZZYFY dUvz {блок дефаззификации}
 TERM NB:=(-1.05,0) (-1,1) (-0.7,0);
 TERM NM:=(-1,0) (-0.4,1) (-0.25,0);
 TERM NS:=(-0.5,0) (-0.2,1) (-0.07,0);
 TERM Z:=(-0.08,0) (0,1) (0.08,0);
 TERM PS:=(0.07,0) (0.2,1) (0.5,0);
 TERM PM:=(0.25,0) (0.4,1) (1,0);
 TERM PB:=(0.7,0) (1,1) (1.05,0);
 ACCU:MAX;
 METHOD:COG; {метод центра тяжести}

DEFAULT:=0;
END_DEFUZZIFY

```

RULEBLOCK FPRESR_RULES    {база правил}
    AND:MIN;                {метод агрегирования}
    RULE 1: IF q_delta IS N AND q_d_speed IS N AND q_d_acc IS Z THEN
dUvz IS NM;
    RULE 2: IF q_delta IS N AND q_d_speed IS Z AND q_d_acc IS Z THEN
dUvz IS NS;
    RULE 3: IF q_delta IS N AND q_d_speed IS P AND q_d_acc IS Z THEN
dUvz IS Z;
    RULE 4: IF q_delta IS Z AND q_d_speed IS N AND q_d_acc IS Z THEN
dUvz IS NS;
    RULE 5: IF q_delta IS Z AND q_d_speed IS Z AND q_d_acc IS Z THEN
dUvz IS Z;
    RULE 6: IF q_delta IS Z AND q_d_speed IS P AND q_d_acc IS Z THEN
dUvz IS PS;
    RULE 7: IF q_delta IS P AND q_d_speed IS N AND q_d_acc IS Z THEN
dUvz IS Z;
    RULE 8: IF q_delta IS P AND q_d_speed IS Z AND q_d_acc IS Z THEN
dUvz IS PS;
    RULE 9: IF q_delta IS P AND q_d_speed IS P AND q_d_acc IS Z THEN
dUvz IS PM;
    RULE 10: IF q_delta IS N AND q_d_speed IS N AND q_d_acc IS N THEN
dUvz IS NB;
    RULE 11: IF q_delta IS N AND q_d_speed IS Z AND q_d_acc IS N THEN
dUvz IS Z;
    RULE 12: IF q_delta IS N AND q_d_speed IS P AND q_d_acc IS N THEN
dUvz IS Z;
    RULE 13: IF q_delta IS Z AND q_d_speed IS N AND q_d_acc IS N THEN
dUvz IS Z;
    RULE 14: IF q_delta IS Z AND q_d_speed IS Z AND q_d_acc IS N THEN
dUvz IS NS;
    RULE 15: IF q_delta IS Z AND q_d_speed IS P AND q_d_acc IS N THEN
dUvz IS Z;
    RULE 16: IF q_delta IS P AND q_d_speed IS N AND q_d_acc IS N THEN
dUvz IS Z;
    RULE 17: IF q_delta IS P AND q_d_speed IS Z AND q_d_acc IS N THEN
dUvz IS Z;
    RULE 18: IF q_delta IS P AND q_d_speed IS P AND q_d_acc IS N THEN
dUvz IS PS;
    RULE 19: IF q_delta IS N AND q_d_speed IS N AND q_d_acc IS P THEN
dUvz IS NS;
    RULE 20: IF q_delta IS N AND q_d_speed IS Z AND q_d_acc IS P THEN

```

```
dUvz IS Z;  
    RULE 21: IF q_delta IS N AND q_d_speed IS P AND q_d_acc IS P THEN  
dUvz IS Z;  
    RULE 22: IF q_delta IS Z AND q_d_speed IS N AND q_d_acc IS P THEN  
dUvz IS Z;  
    RULE 23: IF q_delta IS Z AND q_d_speed IS Z AND q_d_acc IS P THEN  
dUvz IS PS;  
    RULE 24: IF q_delta IS Z AND q_d_speed IS P AND q_d_acc IS P THEN  
dUvz IS Z;  
    RULE 25: IF q_delta IS P AND q_d_speed IS N AND q_d_acc IS P THEN  
dUvz IS Z;  
    RULE 26: IF q_delta IS P AND q_d_speed IS Z AND q_d_acc IS P THEN  
dUvz IS Z;  
    RULE 27: IF q_delta IS P AND q_d_speed IS P AND q_d_acc IS P THEN  
dUvz IS PB;  
END_RULEBLOCK  
  
END_FUNCTION_BLOCK
```