

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Курганский государственный университет»

*На правах рукописи*



**БОРОДИН АЛЕКСЕЙ ЛЕОНИДОВИЧ**

**МЕТОД ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГЛАВНОГО ТОРМОЗНОГО  
ЦИЛИНДРА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ  
АВТОМОБИЛЯ**

Специальность 2.9.5. Эксплуатация автомобильного транспорта

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель – доктор  
технических наук, профессор,  
профессор В.И. ВАСИЛЬЕВ

Курган – 2024

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
Глава 1. Анализ состояния вопроса, цель и задачи исследования.....	9
1.1 Безопасность дорожного движения и влияние неисправностей тормозной системы на дорожный травматизм.....	9
1.2 Анализ методов диагностирования гидравлической тормозной системы.....	13
1.3 Применение ассистентов торможения и роль главного тормозного цилиндра в них.....	21
1.4 Цель и задачи исследования.....	25
Глава 2. Теоретические предпосылки разработки метода диагностирования главного тормозного цилиндра.....	29
2.1 Основная идея и гипотеза исследования.....	29
2.2 Формализация неисправностей главного двухконтурного тормозного цилиндра.....	33
2.3 Математическое обеспечение теоретических исследований.....	36
2.4 Алгоритмическое и программное обеспечение.....	55
Выводы по второй главе.....	63
Глава 3. Математическое моделирование работы главного тормозного цилиндра.....	64
3.1 Выбор режима нажатия на педаль тормоза при проведении диагностирования.....	64
3.2 Результаты моделирования.....	66
3.3 Исследование влияния структурных параметров на диагностические в зависимости от темпа нажатия на педаль тормоза.....	69
3.4 Исследование диагностических параметров на чувствительность и однозначность.....	86
3.5 Выбор предварительного комплекса диагностических параметров.....	90
Выводы по третьей главе.....	91
Глава 4. Экспериментальные исследования.....	92
4.1 Общая методика экспериментального исследования.....	92
4.2 Аппаратурное обеспечение экспериментального исследования...	93

4.3	Сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований.....	104
4.4	Способ автоматической фиксации информативных участков.....	105
4.5	Определение информативных тестовых режимов и оптимального комплекса диагностических параметров.....	106
4.6	Определение предельно допустимых значений диагностических параметров.....	112
	Выводы по четвертой главе.....	117
Глава 5.	Рекомендации по практическому применению и оценка эффективности метода.....	118
5.1	Разработка методики постановки диагноза.....	118
5.2	Определение периодичности диагностирования главного тормозного цилиндра разработанным методом.....	119
5.3	Рекомендации по практической реализации метода и направления дальнейших исследований.....	121
5.4	Оценка эффективности результатов исследования.....	122
	Выводы и основные результаты работы.....	125
	Список использованных источников.....	127
	Приложения.....	142
	Приложение А (Описание этапов торможения, диапазонов изменения воздействия сил в тормозном приводе)	143
	Приложение Б (Программа).....	146
	Приложение В (Исследование влияния структурных параметров на диагностические в зависимости от темпа нажатия на педаль тормоза).....	160
	Приложение Г (Исследование структурных параметров на чувствительность).....	172
	Приложение Д (Свидетельство на изобретение).....	180
	Приложение Е (Акты внедрения).....	181
	Приложение Ж (Вид полученных данных от экспериментального комплекса).....	184

## Введение

Статистика дорожно-транспортной аварийности показывает, что примерно до 60 % всех аварий «по технической неисправности» происходит по причине неисправностей тормозной системы, причем данные дорожно-транспортные происшествия (ДТП) наиболее опасные, за частую пострадавшие получают тяжкие телесные повреждения и гибнут. В условиях постоянно увеличивающегося количества автомобилей на дорогах страны и увеличения плотности транспортного потока все большее количество ДТП происходит при попутном следовании (до 35-40%) при использовании режима служебного торможения.

В этом контексте важную роль играет техническая исправность узлов и деталей тормозной системы, определяющих качественную работу тормозов именно на этом режиме. В первую очередь это относится к техническому состоянию главного тормозного цилиндра (ГТЦ), правильная работа которого влияет на всю тормозную систему автомобиля. Обеспечить полноценный контроль технического состояния ГТЦ должно диагностирование.

Существующие методы диагностирования гидравлических тормозных систем (ГТС), в основном, заключаются в общем диагностировании и дают заключение об исправности или неисправности тормозной системы в целом, на элементное диагностирование приходится малая их часть. Методы, направленные на выявление поврежденных элементов ГТС имеют низкую достоверность при определении неисправностей и не могут ориентированно выделить выход из строя узлов тормозной системы и деталей без явных признаков, подтверждающих неисправность. Определение остаточного ресурса данных узлов и деталей не входит в программу общих методов диагностирования. Таким образом, диагностирование тормозной системы сводится, зачастую, к испытанию на пригодность к дальнейшей эксплуатации.

Главным органом управления в ГТС можно заслуженно считать двухконтурный ГТЦ (типа тандем). Он является управляющим устройством не только в

традиционных тормозных системах, но и в электронных ассистентах торможения, таких как антиблокировочная система, система курсовой устойчивости и т.д. Выявление неисправностей в ГТЦ является трудоемкой задачей и очень часто сопровождается предварительной заменой исправных узлов и деталей или имеющих большой ресурс наработки на отказ, что, в свою очередь, увеличивает трудоемкость, простои автомобилей на ремонте и расходы на закупку запасных частей, а снятие-установка узлов и деталей приводит к снижению их рабочего ресурса.

В то же время исследования в этом направлении практически не проводятся, поэтому разработка метода диагностирования ГТЦ является актуальной задачей. Причем разрабатываемый метод диагностирования должен обеспечить углубленное диагностирование ГТЦ, так как в современных условиях требуемого импортозамещения ввиду дефицита новых запасных частей для автомобилей, находящихся в эксплуатации, очевидно придется восстанавливать ГТЦ в условиях предприятий автомобильного транспорта, а не заменять его целиком, что делалось ранее.

**Основная идея исследования** заключается в том, что, во-первых, характер изменения силы нажатия на педаль тормоза на участке срабатывания достаточно полно отражает силовую динамику взаимодействия основных элементов ГТС, включая ГТЦ, и, следовательно, техническое состояние определяющих работоспособность деталей и, во-вторых, степень проявления уровня технического состояния этих деталей при торможении различна на разных режимах (время и сила нажатия на педаль) торможения.

**Цель диссертационной работы** – повышение безопасности движения автомобилей на основе разработки метода диагностирования главного тормозного цилиндра гидравлической тормозной системы.

**Задачи исследования.**

1. Выявить перечень наиболее часто отказывающихся деталей ГТЦ, определяющих его работоспособность, и провести анализ их характерных неисправностей;

2. Разработать математическую модель функционирования гидравлического тормозного привода с двухконтурным ГТЦ автомобиля, алгоритм моделирования рабочих процессов ГТС и программное обеспечение моделирования;

3. Теоретически определить оптимальный комплекс диагностических параметров и информативные тестовые режимы диагностирования ГТЦ;

4. Выполнить экспериментальную проверку метода диагностирования двухконтурного ГТЦ гидравлической тормозной системы по параметрам воздействия на орган управления;

5. Разработать практические рекомендации по применению разработанного метода диагностирования и определить его экономическую эффективность.

**Объект исследования** – процесс изменения технического состояния главного тормозного цилиндра гидравлической тормозной системы автотранспортного средства.

**Предмет исследования** – закономерности влияния неисправностей элементов двухконтурного ГТЦ легкового автомобиля на характер протекания процесса изменения силы нажатия на педаль тормоза с различными законами воздействия на нее.

**Методы исследования, достоверность и обоснованность результатов.**

Общая методология исследований построена на комплексе теоретических и экспериментальных методов, включающих имитационное моделирование, теорию автомобиля и его технической эксплуатации, методы теории вероятности, математической статистики и оценку сходимости результатов теоретических и экспериментальных исследований. Это обеспечивает достоверность научных положений и результатов, а также адекватность результатов теории и эксперимента.

**Новые научные результаты и положения, выдвигаемые для публичной защиты.**

1. Комплекс диагностических параметров, отличающийся тем, что параметры измеряются на режимах служебного торможения, и позволяющий определить

техническое состояние элементов, наиболее часто отказывающихся деталей ГТЦ, определяющих его работоспособность.

2. Диагностическая математическая модель работы ГТЦ, отличающаяся учетом влияния на выходные характеристики ГТЦ технического состояния элементов, определяющих его работоспособность, и позволяющая моделировать влияние эксплуатационных факторов на комплекс диагностических параметров.

3. Закономерности изменения диагностических параметров от структурных параметров при различном времени воздействия на орган управления тормозной системой, отличающиеся возможностью определения влияния неисправностей ГТЦ на диагностические параметры, и позволяющие на этой основе прогнозировать степень изменения технического состояния ГТЦ от степени изменения структурных параметров деталей, определяющих работоспособность ГТЦ и определяющих его техническое состояние.

4. Тестовые режимы (время и сила нажатия на педаль) диагностирования ГТЦ по выбранному комплексу диагностических параметров, предельно допустимые значения диагностических параметров на этих режимах и алгоритм постановки диагноза, отличающиеся их реализацией в диапазоне служебных торможений и позволяющие максимально реализовать информативную возможность каждого из диагностических параметров.

5. Метод углубленного диагностирования ГТЦ ГТС (Патент РФ № 2751101, приоритет 26.02.2020 г.), отличающийся использованием в качестве диагностических динамические параметры силы нажатия на педаль тормоза на режимах служебного торможения, позволяющий определять техническое состояние пружин и уплотнительных колец первого и второго контуров ГТЦ и повысить безопасность дорожного движения.

**Практическая значимость.** Ценность представляют разработанные метод диагностирования и практические рекомендации по его технической и технологической реализации, позволяющие своевременно устранять обнаруженные неисправности при выполнении операций технического обслуживания и ремонта.

Результаты исследования могут использоваться в учебном процессе подготовки квалифицированных кадров для отрасли автомобильного транспорта страны.

**Реализация результатов работы.** Результаты работы в виде комплекса диагностических параметров, их предельно допустимых значений, режимов и технологии диагностирования гидравлических тормозных систем автомобилей используются в диагностическом подразделении автотранспортного цеха предприятия ООО «Кургантрансколод». Результаты исследования также внедрены в учебный процесс подготовки студентов автотранспортного профиля ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет».

**Апробация работы.** Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на Международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития автомобильного транспорта» (г. Курган, КГУ, 2013 г.); Международной научно-технической конференции «Транспортные и транспортно-технологические системы» (г. Тюмень, ТИУ, 2020 г.); III Национальной научно-практической конференции «Образование. Транспорт. Инновации. Строительство» (г. Омск, СибАДИ, 2020 г.); XIV Международной научно-технической конференции «Авиамашиностроение и транспорт Сибири» (г. Иркутск, ИРНТУ, 2020 г.); XVII Международной научно-практической конференции «Прогрессивные технологии в транспортных системах» (г. Оренбург, ОГУ, 2022 г.).



## Глава 1. Анализ состояния вопроса, цель и задачи исследования

### 1.1 Безопасность дорожного движения и влияние неисправностей тормозной системы на дорожный травматизм

Автомобилизация Российской Федерации за последние 10 лет совершила очередной скачок, и количество легковых автомобилей увеличилось с 33 до 50 млн. штук, а это увеличение на 27% [2]. Рост количества автомобилей приводит к увеличению дорожно-транспортных происшествий (ДТП).

Несмотря на действия общества, направленные на снижение дорожно-транспортного травматизма с помощью реализации программ, направленных на повышение безопасности дорожного движения от 2013 и 2020 гг. [69,93], в результате дорожно-транспортных происшествий (ДТП) ежегодно погибает около 15 тыс. человек [39]. Согласно данным программ основными угрозами безопасности дорожного движения являются:

1. Значительное количество транспортных средств, не отвечающих современным требованиям безопасности (в настоящее время половина транспортных средств имеет срок эксплуатации более 10 лет);
2. Отсутствие действенного организационно-правового механизма контроля технического состояния транспортных средств;
3. Несовершенство системы допуска водителей к участию в дорожном движении (подготовка, экзамены, медицинские критерии);
4. Наличие в стране круга экономических проблем, зачастую препятствующих принятию необходимых мер по повышению безопасности дорожного движения;
5. Недостаточное внимание к причинам детского дорожно-транспортного травматизма;
6. Несовершенство действующей системы оповещения о дорожно-транспортных происшествиях;
7. Несовершенство системы оказания помощи пострадавшим в дорожно-транспортных происшествиях.

Внедрение новых методов поэлементного диагностирования ГТС АТС поможет снизить аварийность вследствие «технических неисправностей» и без того стареющего парка автомобилей, не отвечающих современным требованиям безопасности.

Конечно, в связи с пандемией в 2020-2021 годы снизилось передвижение транспорта, но по статистике мировой аварийности за 2022 год РФ занимает 72 место из 175 стран [90]. За 2021 год в стране произошло 133331 ДТП, вследствие которых ранено 167856 и погибло 14874 человека. Согласно данным ГИБДД [7] по технической неисправности произошло 6360 ДТП, ранено 10283 и погибло 1223 человека. Из аналитических обзоров дорожно-транспортной аварийности в Российской Федерации ясно, что за последние годы количество ДТП, произошедших по технической неисправности, растет: если этот показатель в 2017 году был на уровне 3,8% от общего, то в 2020 году уже вырос до 7,1% [7], (рисунок 1.1).

В данной статистике не учитывается фиксация причин ДТП при составлении протокола, где зачастую указывается пункт «не справился с управлением»

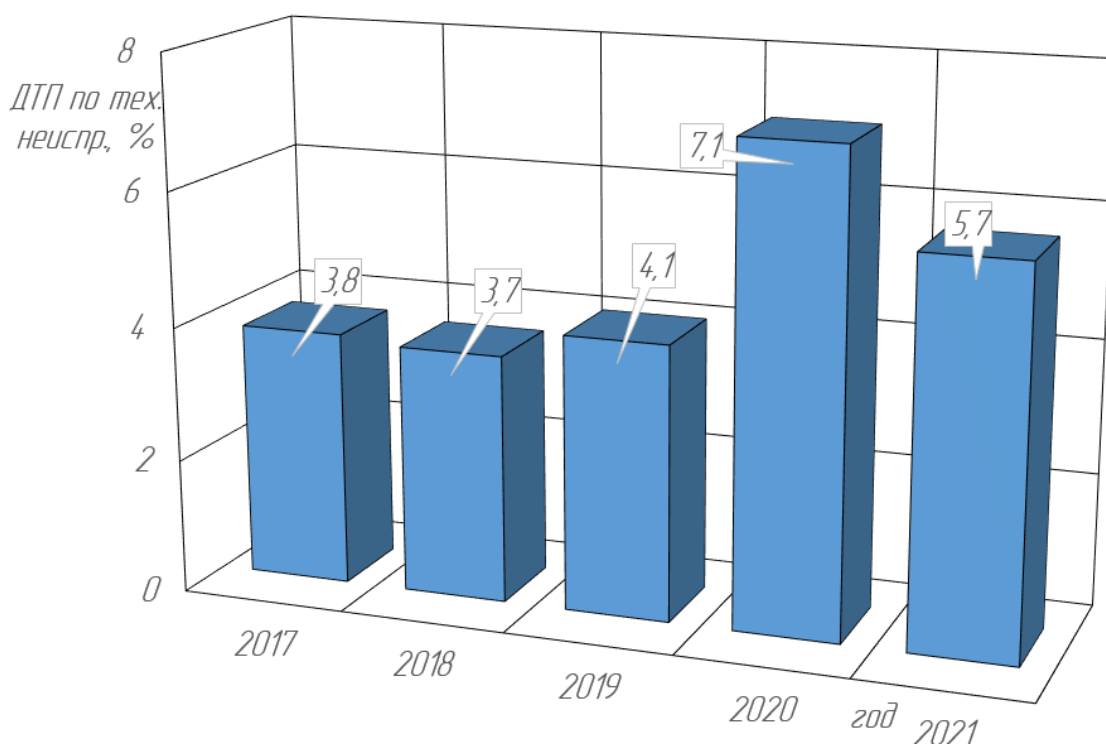


Рисунок 1.1 – Изменение количества ДТП «по технической неисправности» за последние пять лет

вместо «технической неисправности», так как выявление самой неисправности требует более высокой квалификации сотрудников ГИБДД в области эксплуатации транспорта и наличия современного диагностического оборудования.

Как и в предыдущие годы, в 2021 году наиболее частыми видами ДТП являлись столкновение ТС (42,5%) и наезд на пешехода (26,7%). Наибольшей тяжестью последствий характеризовались: наезд на пешехода (10,8%), опрокидывание ТС (11%), съезд с дороги (10,5%) и наезд на лицо, не являющееся участником дорожного движения, осуществляющее несение службы, производство работ и другую деятельность (14,9%). Рост всех трех основных показателей аварийности отмечен в таких видах ДТП, как наезд на велосипедиста (ДТП +5,9%, погибших +0,8%, раненых +6,4%) (рисунок 1.2).

Столкновения транспортных средств делятся на встречные (14,5%) и попутные (85,5%) [1,7,32].

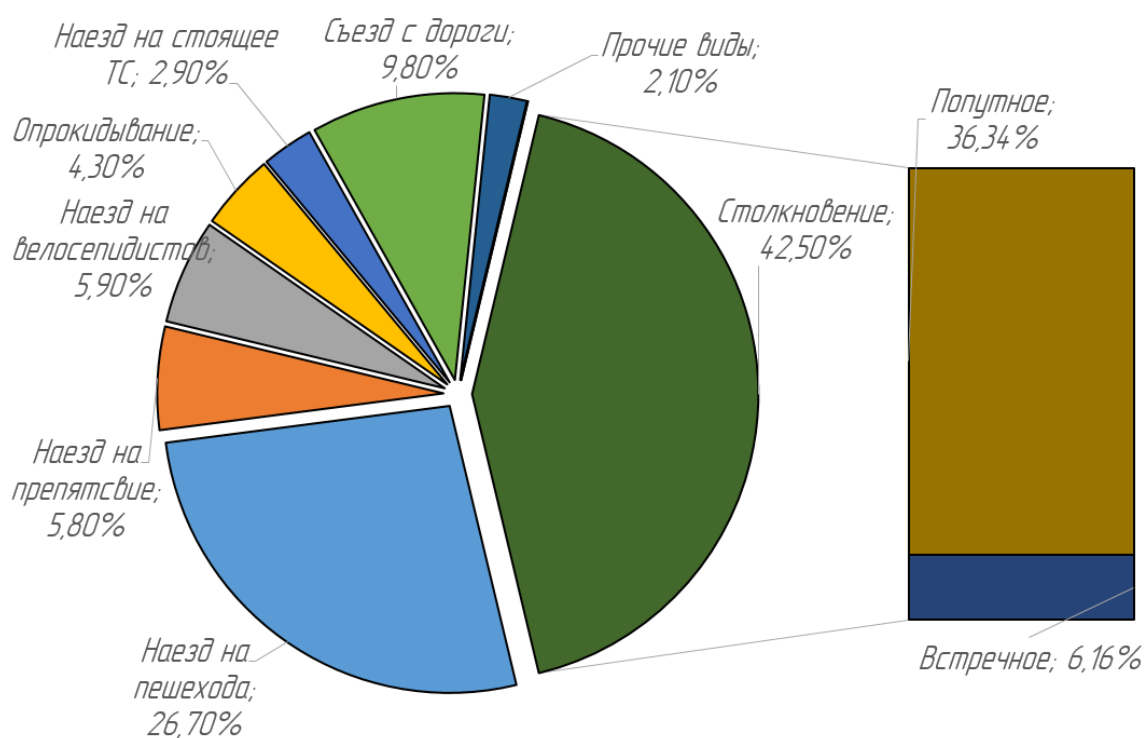


Рисунок 1.2 – Распределение ДТП по видам

Наиболее опасными являются встречные столкновения, которые сопровождаются тяжкими телесными повреждениями и летальным исходом. Попутные столкновения считаются менее опасными, причинами таких ДТП могут быть

внезапные перестроения, несоблюдение скоростного режима и дистанции, невнимательность и неправильная оценка дорожной ситуации водителем.

Неверная оценка дорожной ситуации и возможностей транспортного средства зачастую приводит к ДТП, такие виды аварий причисляют в основном к категории «не справился с управлением», которых большинство. Но если рассмотреть механизм взаимодействия «водитель – автомобиль – дорога», то можно увидеть, что при малейшем отклонении технических характеристик тормозной системы от нормы, к которой привык водитель, может произойти увеличение времени от реакции водителя на оценку дорожной ситуации и принятия решения к выполнению того или иного маневра. Ухудшение характеристик тормозной системы может повлечь за собой увеличение на доли секунды эффекта от ожидаемого результата или изменения траектории движения, снижения сцепления колес с дорогой, что и становится причиной ДТП. Но проведение экспертизы на наличие технической неисправности является трудозатратным или невозможным в силу низкой технической оснащенности бригад ГИБДД или послеаварийного состояния транспортного средства.

Неверная оценка дорожной ситуации и возможностей транспортного средства приводит к неправильному воздействию на педаль тормоза (времени и силе нажатия). Более того, при наличии неисправностей в гидравлической тормозной системе время отклика и ожидаемый результат на воздействие на тормозную педаль оказываются неверными, и доли секунды промедления на переоценку дорожной ситуации приводят к ДТП.

Изменение характеристик тормозной системы происходит естественным образом в процессе эксплуатации транспортного средства. Оценка тормозных свойств проводится при прохождении государственного технического осмотра и диагностировании на СТО. Основным для проверки тормозной системы является режим экстренного торможения, так как в аварийной ситуации водитель, в большинстве случаев, использует экстренный способ торможения. Однако, как показывают исследования, в эксплуатации 95% от общего числа торможений – служебные [29].

Статистика показывает, что примерно 40-60% всех аварий «по технической неисправности» происходит по причине отказов тормозной системы [22,38], причем данные ДТП наиболее опасные, так как люди получают тяжкие

телесные повреждения и гибнут. А также такие ДТП приносят наибольший ущерб экономике страны.

Если рассмотреть экономическую составляющую, то в смету расходов по ДТП в идеальном случае включаются [25,53,70]: расходы на лечение, включая амбулаторное и стационарное лечение, а также транспортировку раненых; расходы на реабилитацию, включая специальное обучение детей, санаторную реабилитацию и переоборудование жилья; недополученная продукция, включая постоянные расходы в связи с гибелью людей или постоянной нетрудоспособностью, а также временные расходы; потеря благополучия, включая боль и страдания, т. е. потеря благополучия, понимаемого в возможно более широком смысле; повреждение имущества, включая, главным образом, ремонт и замену автомобилей; административные расходы, включая расходы на полицейское расследование, организацию выплаты страховки и судебные издержки; прочие расходы, включая, например, потерю времени в связи с происшествием (когда задерживается дорожное движение).

Расчет общей суммы экономических потерь вследствие социально-экономических последствий ДТП за 2009 год составил 26 млрд. долларов или 2,5% от ВВП [63], в 2017 году ущерб в РФ от ДТП составил более 1 трлн. рублей [21], а в 2020 – 1,5-2 трлн руб. или до 2% от ВВП [85].

За последние годы наряду с увеличением количества ДТП «по технической неисправности» происходит значительный рост экономических потерь от последствий ДТП, что подтверждает рост опасных аварий, которые являются следствием неисправностей в тормозных системах. Научные разработки в области поиска новых методов диагностирования тормозных систем являются на сегодняшний момент актуальными.

## 1.2 Анализ методов диагностирования гидравлической тормозной системы

Исследованиями в области создания и изучения работы тормозных систем и диагностирования занимаются ведущие производители автомобилей с многолетней историей, такие как АвтоВАЗ, КамАЗ, BMW, Volvo, Mercedes-

Benz, Volkswagen, а также ученые научных школ ФГУП «НАМИ», МАДИ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ОГУ, ВолГТУ, СибАДИ, ИрГТУ и др. Большой вклад внесли многие отечественные и зарубежные ученые, такие как Чудаков Е.А., Гуревич Л.В., Меламуд В.А., Кукшин В.В., Грушевский А.И., Клинковштейн Г.И., Певзнер Я.М., Афанасьев Л.Л., Дьяков А.Б., Илларионов В.А., Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А., Кизман А.М., Кобылянский В.Н., Туревский И.С., Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Шукин М.М., Ракляр А.М., Ревин А.А., Болдин А.П., Говорущенко Н.Я., Крамаренко Г.В., Левинсон Б.В., Мороз С.М., Петин Ю.П., Bernard J.E., Fancher P.S., Gupta R., Moncarz H., Dugoff H., Fancher P. S., Segel L., Racejka H.B., Bakker E., Nyborg L., Tielking J.T., Mital N.K. и другие [6,18,19,26,29,43,45,47,63,79,84,101,108,115,118,125,126]. Они являются основоположниками разработок в теории торможения и в изучении рабочих процессов, протекающих в тормозных системах.

На сегодняшний момент основные виды диагностирования тормозных систем – это дорожный метод и при помощи тормозных стендов. Данные процедуры проводятся при плановом техническом осмотре [60] транспортных средств и в процессе ТО, ремонта. Испытания являются элементом общего диагностирования и дают заключение только о годности или негодности АТС к дальнейшему использованию. Поэлементного диагностирования, определяющего неисправность в узлах тормозной системы, не проводится. При диагностировании технического состояния тормозов с гидравлическим приводом традиционным считают силовой метод [57] по зависимости тормозной силы на каждом из колес от силы давления на педаль тормоза. Эта зависимость, называемая тормозной диаграммой, дает достаточно полную характеристику работоспособности тормозного привода. Данный метод диагностирования считается классическим, и основное его развитие направлено на доработку точности измерений стендов и адаптацию тормозных стендов к диагностированию автомобилей с АБС. На сегодняшний момент разработками в данной области диагностирования тормозных систем занимаются такие ученые, как Федотов А.И., Бойко А.В., Смолин А.А., Степанов А. Н., Доморозов А.Н., Котов В.В., Е.М. Портнягин, А.А. Смолин, А.Н. Степанов, Жуков И.С., Ле Ван Лаун и др. [12,33,46,48,51,63,74,82,87,92,104,105]. Но

при наличии компьютерного оборудования для снятия характеристик и обработки информации можно проследить малейшие изменения в силе нажатия и перемещения педали тормоза, а, сравнив их с нарастанием давления в тормозном приводе можно сделать более конкретные заключения при поэлементном диагностировании.

В настоящее время известен способ определения неисправностей тормозной системы по изменению формы тормозной диаграммы (рисунок 1.3). Здесь определяют неисправности по изменению контрольных точек на тормозной диаграмме и характеру ее изменения [27].

Диагноз ставится по сравнительному анализу нормативной тормозной диаграммы с характерными диаграммами, указывающими на неисправности тормозного привода. Недостатком этого способа являются низкая информативность и отсутствие определения конкретной неисправности в тормозном приводе.

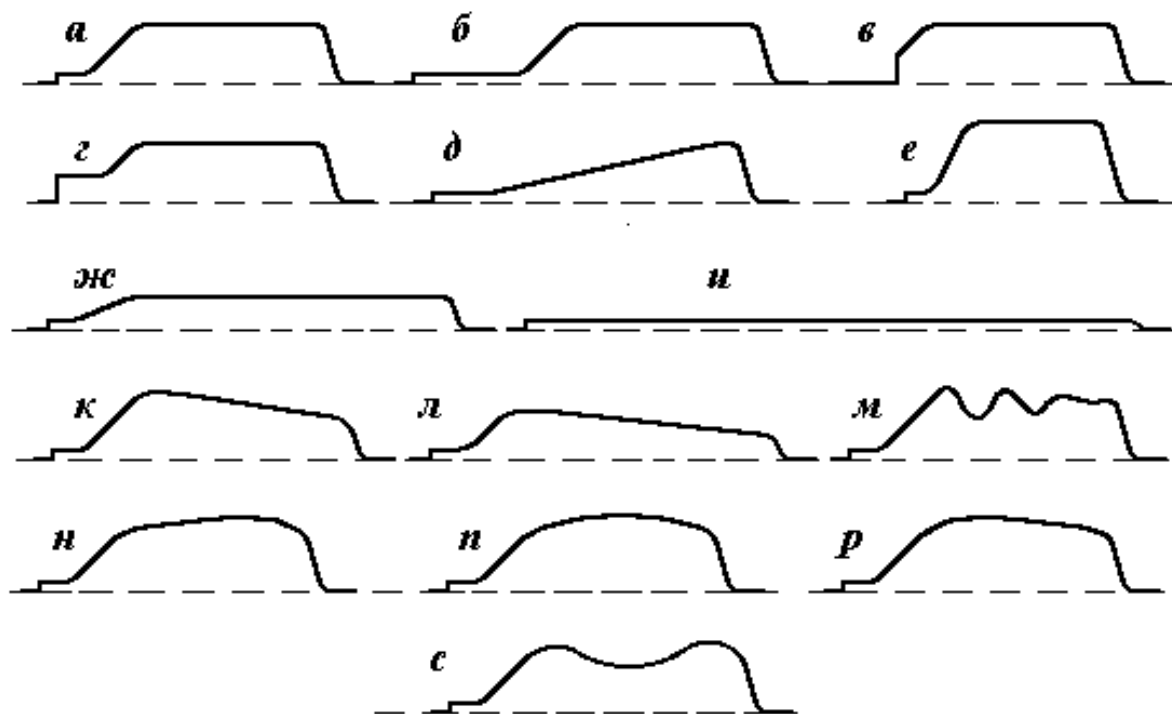


Рисунок 1.3 – Проявление неисправностей ТС на тормозной диаграмме:  
 а – нормальная диаграмма; б – увеличено время запаздывания (велики зазоры); в – отсутствует участок запаздывания (нет зазоров); г – повышено замедление свободного выбега колеса (перетянуты подшипники); д – увеличено время нарастания (воздух в системе); е – повышено установившееся замедление (клинит колодка); ж – понижено замедление (замасливание); и – отсутствует торможение (тормоз не срабатывает); к, л – падающая диаграмма на участке установившегося торможения (утечки); м – волнистая диаграмма (эллипсность); н, п, р – выпуклая диаграмма; с – седловидная диаграмма (понижена площадь контакта)

Следующий способ определения неисправностей по зависимости тормозной силы от усилия на педали тормоза. При сравнении поведения кривой на участке срабатывания тормозного привода, ставится диагноз (рисунок 1.4) [57, 103].

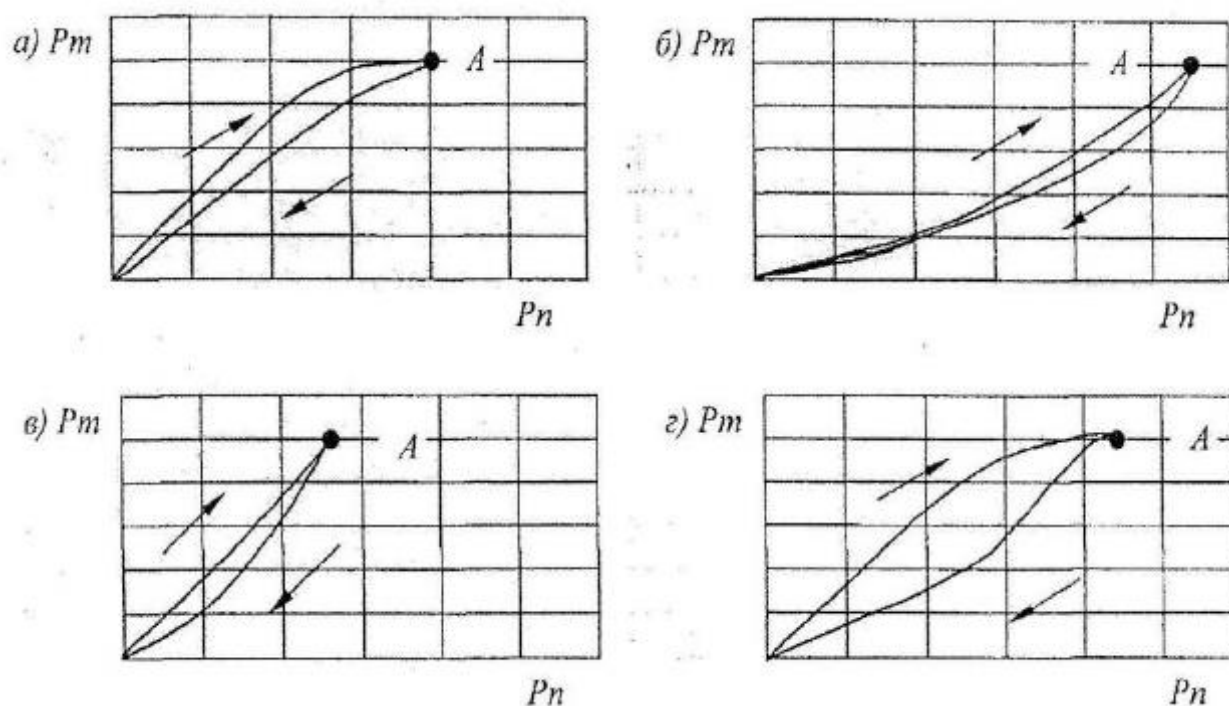


Рисунок 1.4 – Зависимость тормозной силы  $P_t$  от усилия на педаль тормоза  $P_p$  при различных состояниях тормозов:

*a* – тормоз исправен; *б* – привод срабатывает медленно; *в* – мал зазор между поверхностями трения; *з* – плохое оттормаживание; *A* – начало блокировки колеса

При диагностировании данным способом основным является исследование силовой характеристики воздействия на тормозную педаль на участке срабатывания тормозного привода и характера поведения кривой тормозной силы. Недостатком способа является определение обобщенной неисправности без конкретного указания на неисправный элемент тормозного привода.

Перспективный метод в свое время предложил Петин Ю.П. Это статический метод диагностирования тормозных систем в дорожных условиях, использующий в качестве параметров диагностирования перемещение педали тормоза, приводное усилие и время срабатывания при рабочем ходе тормозной педали (рисунок 1.5) [67].



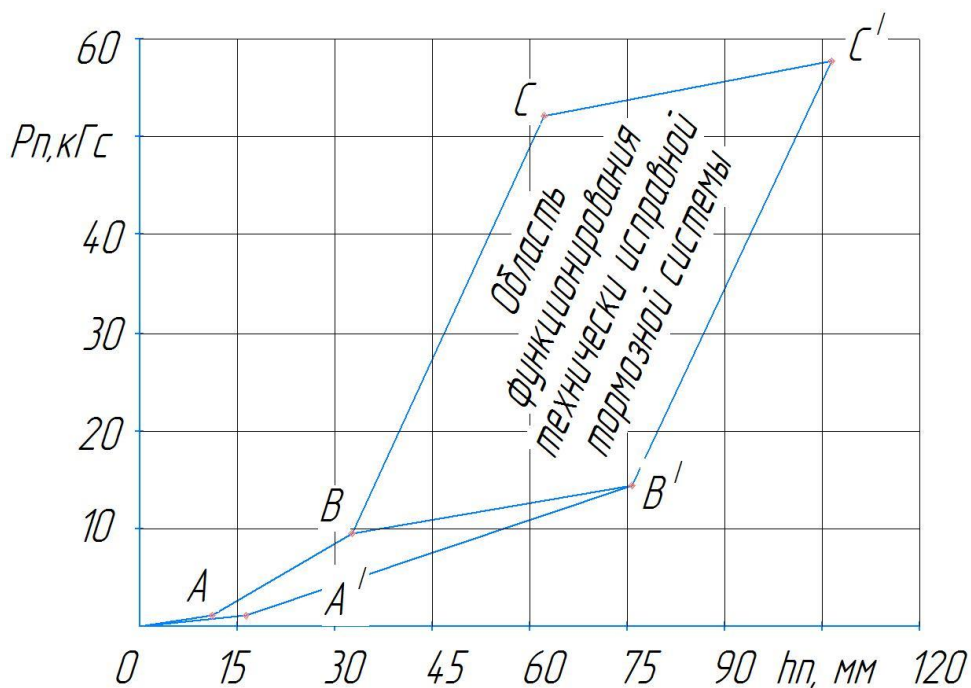


Рисунок 1.5 – Зависимость перемещения тормозной педали от тормозного усилия:

ОАВС – свободный ход тормозной педали – 8 мм, зазор между тормозными накладками  $\approx 0,25$  мм; ОА<sup>1</sup>В<sup>1</sup>С<sup>1</sup> – свободный ход тормозной педали – 14 мм, зазор между тормозными накладками  $\approx 0,75$  мм; ВВ<sup>1</sup> – характеризует жесткость стяжных пружин колодок; СС<sup>1</sup> – характеризует начало блокирования колес на стенде НРА-233

Данный метод интересен тем, что при управлении автомобилем в реальных дорожных условиях накапливается статистическая информация о перемещении тормозной педали и приводной силе с различным временем торможения, а по зависимости перемещения тормозной педали от приводной силы были установлены пределы изменений параметров, в допуске которых тормозная система функционирует в исправном состоянии.

Получена эталонная область, и остальное пространство разбито на подобласти, при выпадении параметра из допуска в какую-либо подобласть определялась неисправность с достоверностью 91%. Определение неисправности производилось с помощью теории распознавания образов. В диссертации рассмотрены основные неисправности тормозной системы, средняя частота проявления которых превышает 1/1000км на один автомобиль. В число этих неисправностей вошли: увеличение зазоров в тормозных механизмах, замасливание накладок, наличие воздуха в системе гидропривода, нарушение герметичности, изменение свободного хода педали тормоза. Данная методика интересна для рассмотрения,

но некоторые неисправности тормозного привода уже исправлены конструктивным путем при проектировании, некоторые неактуальны и остальные очевидны. Применение устаревшей компьютерной техники не дало исследователю достичь более точных результатов.

Пойда А.Н., Булгаков Н.П. [71] в своей работе делают попытку применения статистических характеристик при определении неисправностей в тормозном приводе с использованием параметров, позволяющих найти фазы рабочего процесса и перемещения поршня ГТЦ, с учетом сжимаемости и утечки рабочего тела, и установления действительных связей между ходом поршня и давлением, что позволяет достоверно определить причину и место возникшей неисправности.

Согласно данному методу можно определить характерные неисправности: повышенные зазоры в механизмах, наличие воздуха в системе, утечка рабочего тела, работоспособность усилителя тормоза. Обоснован и подтвержден экспериментально метод определения фаз рабочего процесса в гидроприводе, основанный на синхронной записи и перемещении педального привода и давления рабочего тела в системе с последующим автоматическим построением диаграмм перемещения поршня ГТЦ и скорости нарастания давления. Для применения данного метода необходима установка датчиков давления в тормозную систему, а диагноз о неисправности ставится от сравнения давления в приводе в зависимости от перемещения педали тормоза (рисунок 1.6).

В данной работе не придается значения изменению поведения кривой нарастания давления на фазе срабатывания тормозного привода, хотя, как раз она определяет наличие неисправностей элементов тормозной системы и является прообразом кривой силы сопротивления нажатия на педаль тормоза.

Другие исследователи рассматривают метод обнаружения неисправностей ГТЦ [114,123] посредством расчета потерь давления тормозной жидкости при наличии неисправностей. Тип неисправности определяется методом корреляционного анализа. Кроме того, по данной методике можно определить место

нахождение неисправности. Это достигается путем анализа сигналов давления ГТЦ. В статьях также представлены численные результаты данных, записанных

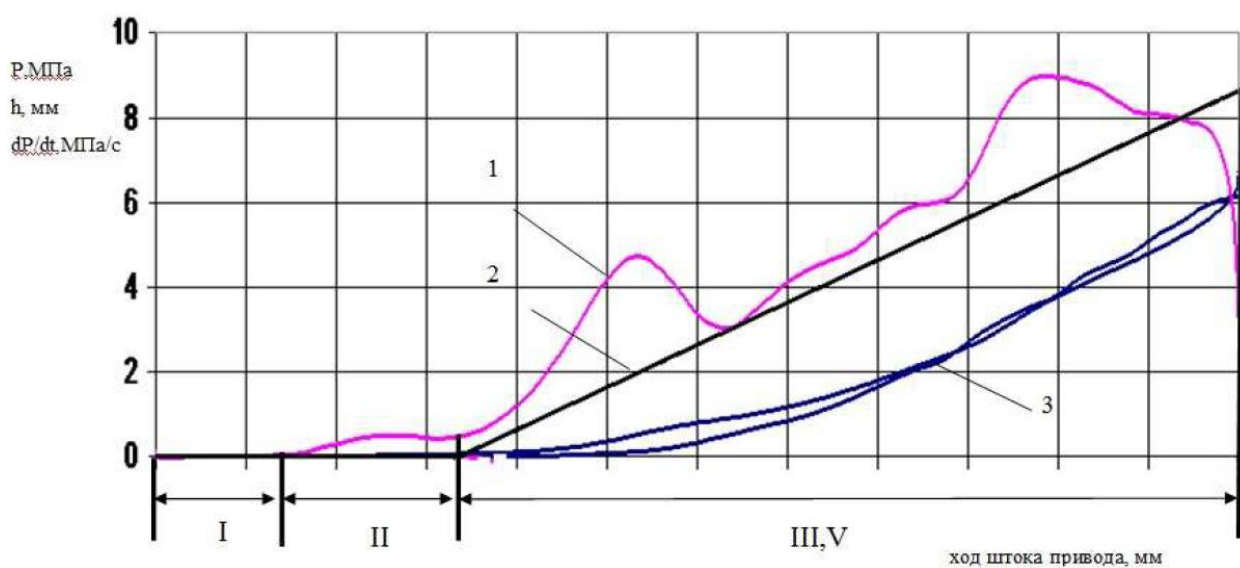


Рисунок 1.6 – Скорость нарастания и фазы движения поршня:

I – ход поршня до перекрытия компенсационных отверстий; II – вытеснение тормозной жидкости, выбор зазоров между колодками и диском; III – активный ход поршня, затрачиваемый на создание давления в системе; IV – момент, когда поршень ГТЦ неподвижен (не показан); V – обратный ход поршня ГТЦ; 1 – скорость нарастания давления, МПа/с; 2 – активный ход поршня ГТЦ, мм; 3 – давление в переднем колесе, МПа

на стационарном тестовом стенде тормозной системы, которые иллюстрируют осуществимость предложенных подходов. Для определения неисправности в ГТС применяется оценка свойств параметров на основе давления тормозной жидкости в колесных тормозных цилиндрах и перемещения педали тормоза, на основе положения диафрагмы вакуумного усилителя. Данная методика основана на анализе изменения давления в процессе торможения от перемещения штока главного тормозного цилиндра. Оценка неисправностей производится по изменениям в тормозной диаграмме в зависимости от неисправности.

В работе [122] предлагается применить модель LMS Amesim® для прогнозирования влияния на поведение типичных сбоев в гидравлической тормозной системе. Здесь широко рассмотрено поведение соответствующих систем переменных в нормальных условиях эксплуатации и потенциальных последствий типичных сбоев в производительности системы, продемонстрировано использо-

вание вычислительной модели ГТС, параметризованной в программном обеспечении LMS Amesim® для оценки. Предлагается использовать аппарат для содействия процессу проверки соответствия системы требованиям к эксплуатационным характеристикам и безопасности. Такой подход может также применяться для раннего выявления сбоев и эксплуатационных проблем еще на этапе разработки изделия. Модель разработана для ГТС самолетов, оборудованной новейшими электронными системами безопасности. Оценка работы системы проводится по сравнению выходных графиков давлений в системе с эталонными выходными параметрами. Система самолета оборудована датчиками давления, и автор предлагает смоделировать характерные неисправности в тормозной системе, и по эксплуатационным характеристикам с приборов самолета делать заключение о работоспособности и ресурсе элементов тормозной системы.

Рассмотренные методы диагностирования ГТС указывают на основные параметры работы ГТЦ, по которым корректнее всего ставить заключение об исправности или неисправности его элементов. При перемещении педали в тормозной системе происходят различные процессы, для осуществления которых необходимо различное усилие. Сила нажатия на педаль отражает динамическую характеристику данных процессов. Состояние элементов ГТС оценивается на участке срабатывания тормозного привода, который наиболее полно отражает силовую динамику срабатывания всех основных элементов тормозной системы. При сравнении экстремальных значений переходных процессов, происходящих в тормозной системе, с предельно-допустимыми диагностическими параметрами, можно сделать заключение о состоянии ГТЦ и выявить неисправности.

### 1.3 Применение ассистентов торможения и роль главного тормозного цилиндра в них

Для проведения исследований необходимо знать степень полезности их в настоящее время. ГТС в последнее время претерпела ряд существенных усовершенствований. Если рассматривать автомобили среднего ценового сегмента,

которые составляют примерно 95% от общего числа, то данные автомобили стали оборудоваться электронными системами ABS и ESC. Эти системы устанавливаются на новые автомобили. А возраст парка легковых транспортных средств в России, по данным «Автостат Инфо» [1], до пяти лет составляет 18,5% автомобилей, до 10 лет – 25,7% и более 10 лет – 55,8%. То есть основной парк автомобилей оборудован традиционными ГТС.

Количество новых автомобилей в России растет. И ежегодно продается, в среднем 2 - 2,5 млн. автомобилей. Лидерами по продажам массовых марок на сегодняшний день являются LADA, Renault, Skoda, Mazda и китайские автомобили. Все данные автомобили имеют управляющий орган тормозной системы ГТЦ типа «тандем» (рисунок 1.7).

Увеличенные пробеги (средний годовой пробег за последние 10 лет вырос с 10200 км в 2010 году до 17500 км в 2020 году [2]) автомобилей, не соответствующих современным требованиям безопасности, наряду с увеличением скоростных характеристик транспортных потоков приводят к увеличенной потребности поддержания в технически исправном состоянии ГТС.

В связи с этим подавляющее большинство исследований направлены на диагностирование электронных систем помощи при торможении, что, в свою очередь, определяется установкой этих систем на все транспортные средства на законодательном уровне с 1 января 2016 года [60].

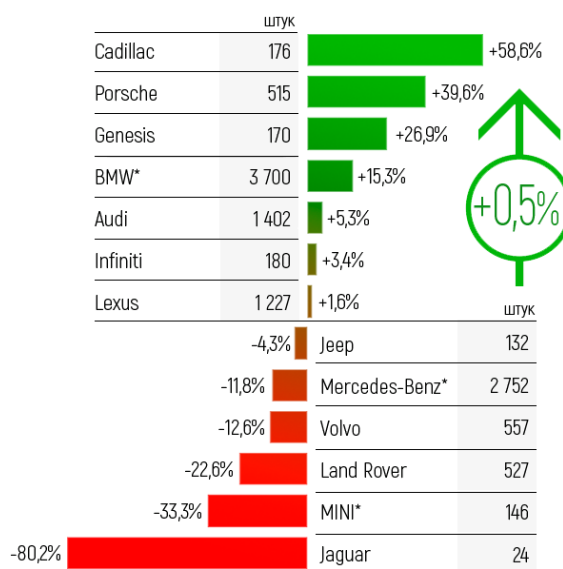
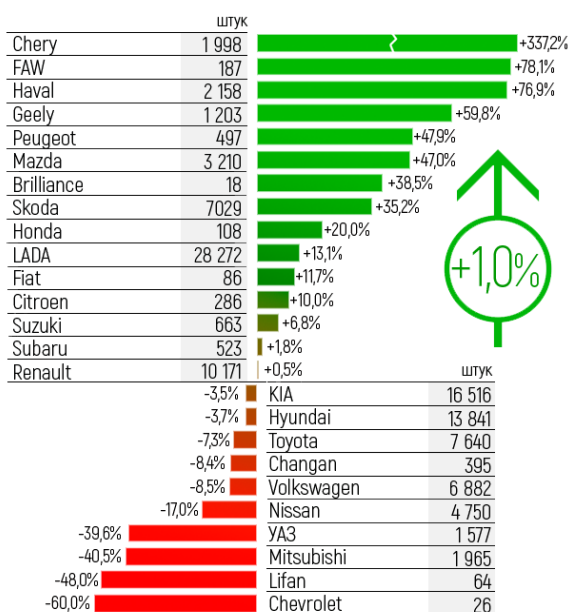
Практически все автомобили массового производства, не считая премиум класса, имеют систему ABS, оснащенную ГТЦ типа «тандем», который является основным органом управления ГТС.

В настоящее время большое распространение в тормозной системе легковых автомобилей и легких грузовых и пассажирских средств получил гидравлический тормозной привод, который состоит из следующих основных элементов: педаль тормоза; вакуумный или электрический усилитель тормозов; главный тормозной цилиндр (двухконтурный типа «тандем»); трубопроводы; модуль ABS/ESC; тормозные механизмы передних и задних колес.

# Динамика авторынка России в феврале 2021 года

**МАССОВЫЙ СЕГМЕНТ** | 90,6% | Динамика: +1,0%  
Объем продаж: 110 312 шт.

**ПРЕМИАЛЬНЫЙ СЕГМЕНТ** | 9,4% | Динамика: +0,5%  
Объем продаж: 11 508 шт.



Источник: АЕБ (без учета LCV по брендам: Ford, GAZ, Mercedes-Benz, Volkswagen и др.); оценка АВТОСТАТ.  
[\*] по данным регистраций в ГИБДД.

Рисунок 1.7 – Структура продаваемых автомобилей по маркам

Органами управления тормозной системой являются главный тормозной цилиндр и модуль ABS/ESC. Модуль ABS/ESC необходим для регулировки давления в контурах колес и поддержания колес автотранспортного средства в не заблокированном состоянии за счет перераспределения тормозного усилия на колесах. Данный эффект на современных транспортных средствах достигается работой электронного клапана и насоса. ABS срабатывает при соблюдении условий проскальзывания колес и нажатия на педаль тормоза. Если проскальзывания колес не наблюдается, то система работает в штатном режиме (без модуля ABS). При наличии неисправностей в главном тормозном цилиндре электронные системы могут не сработать или работать в режиме, не соответствующем режиму торможения, что, в свою очередь, может привести к дорожно-транспортному происшествию [35,124].

Выявление неисправностей в работе ГТЦ является трудоемкой задачей и часто сопровождается предварительной заменой узлов и деталей исправных или имеющих большой ресурс наработки на отказ, что, в свою очередь, увеличивает трудоемкость ремонта, простои автомобилей и повышенные расходы на запасные части. А снятие-установка узлов и деталей приводит к снижению их рабочего ресурса.

Изменение параметров работы элементов ГТС в эксплуатации рассматривается многими авторами, которые экспериментально доказывают ухудшение их эксплуатационных характеристик [86,110]. Фролов В.Г. [106,107] доказывает, что в ходе диагностики транспортных средств на станциях технического осмотра происходит постоянное изменение тормозных свойств в зависимости от пробега.

Влияние АБС на эксплуатационные характеристики ГТЦ подробно рассмотрено в работе Радченко М.Г [74]. В ней экспериментально доказано, что уплотнительные манжеты ГТЦ в наибольшей степени подвержены негативному воздействию рабочего процесса АБС. Их ресурс снижается при установке антиблокировочной системы для средних условий эксплуатации на 26% и лимитируется процессами механического изнашивания и изменения упругих свойств материала. В отличие от тормозной системы без АБС, где механическое изнашивание является определяющим фактором достижения предельного состояния манжет, в тормозной системе с АБС существенным оказывается и повышенный гистерезис упругой характеристики манжет. Последнее, в свою очередь, снижает быстродействие тормозного привода, что негативно отражается на корректном воспроизведении алгоритма работы АБС в процессе эксплуатации.

Широкое использование электронных систем ассистентов торможения привело к развитию исследований в области встроенного диагностирования тормозных систем. Исследованиями в данной области производятся такими учеными, как Лянденбургский В.В., Посыпкин Д.А., Карпиевич Ю.Д., Ивашин Э.Я., Васильев В.И., Осипов Г.В., Шарыпов А.В., Дик Д.И и многие др. [21,23,32,40,41,42,50,64,109]. Основная направленность исследований заключается в дооснащении ГТС датчиками для возможности получать заключительные

диагнозы о неисправности элементов тормозной системы или же проводить диагностирование по уже установленным штатным датчикам. В работе [40] рассматривается возможность применения бортового диагностирования тормозной системы при помощи непрерывного контроля объекта управления на базе датчика углового перемещения педали тормоза. При диагностировании происходит опрос датчиков и сравнение результатов с константами их технически исправного состояния, а также последовательности выполнения и анализа этих проверок. В следующем труде [41] автор предлагает применить работу трения тормозных накладок как интегральный показатель их износа, для определения работы трения необходимы датчики тормозного момента и угловой скорости колес. На реальном автомобиле тормозной момент предлагается определять при помощи штатных датчиков давления.

В работе Шарыпова А.В [109] автором, применительно к бортовому диагностированию гидравлических тормозных систем, решена актуальная научно-техническая задача повышения эффективности технической эксплуатации автомобилей на основе разработанного метода диагностирования тормозов, позволяющего определять неравномерность их действия по новому диагностическому параметру – "относительный интегральный параметр неравномерности действия тормозов". Дик Д.И. [32] провел анализ попутных столкновений, на которые приходится 35% от общего, разработал метод предотвращения попутных столкновений автомобилей, позволяющий осуществлять опережающую (до 1,06 с) световую сигнализацию другим участникам движения о предстоящем торможении. Информация от датчиков скорости, положения педали тормоза, сцепления, номера включенной передачи и конечного выключателя педали тормоза собираются и обрабатываются при помощи нейросети, и при выявлении параметров экстренного торможения подается сигнал на срабатывание стоп-сигнала.

Применение глубокого анализа физических процессов, происходящих в гидравлической тормозной системе, позволяет нам с достаточной точностью математически описывать динамические процессы, протекающие в тормозном приводе на основе трудов таких ученых, как Захаров Н.С., Ревин А.А., Дыгало В.Г.,



Мороз С.М., Шуклинов С.Н., Harald Strak, Liang Chen, Hua Chi [28,32,56,77,78, 113,114,120,123,124,125]. Ученые на основе описания физических процессов разрабатывают адаптивные модели работы, создают новые системы управления и диагностирования ГТС. Применяя математический аппарат, можно достоверно описывать рабочие процессы, происходящие в ГТС, и имитировать возможные неисправности элементов системы.

Парк легковых автомобилей страны увеличивается, и основную долю в нем занимают транспортные средства, оборудованные двухконтурным ГТЦ типа «тандем». Полномасштабное применение этого вида ГТЦ в автомобилях, оборудованных электронными ассистентами торможения, влечет за собой развитие методов диагностирования двухконтурного ГТЦ. Новейшие исследования в данном направлении показывают, что применение электронных систем в тандеме с двухконтурным ГТЦ приводит к повышенному износу деталей, определяющих работоспособность узла. Разработка нового метода диагностирования ГТЦ ГТС является актуальным исследованием.

#### 1.4 Цель и задачи исследования

Согласно вышеприведенному анализу видно, что парк автомобилей за последние десять лет вырос примерно на треть и постоянно пополняется. Хотя государственные программы и способствуют снижению количества ДТП, Россия пока еще занимает 72 место в мировом рейтинге. За последние пять лет количество ДТП по «технической неисправности» выросло в два раза, а государство теряет людей, терпит социально-экономические убытки, и примерно в половине случаев ДТП по «технической неисправности» повинна тормозная система. Основная масса легковых автомобилей в стране имеет средний возраст 12,5 лет и пополняется моделями массового производства. Находящиеся в эксплуатации АТС оборудованы классическими ГТС, а у новых автомобилей органом управ-

ления тормозной системой является двухконтурный ГТЦ типа «тандем». Поэтому исследования, направленные на поэлементное диагностирование ГТЦ, являются актуальными.

Среднегодовые пробеги выросли за последние 10 лет чуть ли не вдвое, и парк автомобилей, по большей части не соответствующий современным требованиям безопасности, нуждается в применении новых методов диагностирования тормозных систем, обладающих направленной точностью и достоверностью диагноза с возможностью прогнозирования остаточного ресурса и сокращения трудовых затрат.

В настоящее время отдают предпочтение общему диагностированию ГТС, в рамках проведения Государственного технического осмотра, но ГТС необходимо исследовать на различных скоростных и динамических режимах. Диагностирование на различных режимах (времени и силы воздействия) на педаль тормоза дает более достоверные результаты с возможностью определения неисправностей в элементах тормозной системы, определяет ресурс, оставшийся до отказа деталей, и прогнозирует пробег до дальнейшего технического воздействия.

В процессе обзора методов оценки технического состояния ГТС было выявлено, что большое количество ученых оценивают работу тормозной системы по конечному продукту торможения – тормозной диаграмме и не берут в учет характеристики в момент срабатывания тормозного привода, хотя, по проведенным нами исследованиям, на этих режимах система является наиболее информативна.

Исходя из анализа большинства работ видно, что необходимо для оценки неисправностей выбирать такие параметры работы ГТС, как перемещение и усилие на педали тормоза, тормозная сила на колесах, давление в контурах ГТС и, отдельно, на колесах. Вначале для исследований нужно выделять отдельные элементы тормозной системы, а после их детального исследования пытаться все объединить в одну систему. Поэтому для исследований был выбран двухконтурный ГТЦ, использующийся практически на всех легковых автомобилях страны.

Таким образом, разработка метода диагностирования ГТЦ по силе нажатия на педаль тормоза в процессе срабатывания гидравлического привода является актуальной научно-практической задачей, которая поможет при определении неисправностей и состояния элементов ГТЦ в эксплуатации.

Цель диссертационной работы – повышение безопасности движения автомобилей на основе разработки метода диагностирования главного тормозного цилиндра гидравлической тормозной системы.

Задачи исследования.

1. Выявить перечень наиболее часто отказывающихся деталей ГТЦ, определяющих его работоспособность, и провести анализ их характерных неисправностей;

2. Разработать математическую модель функционирования гидравлического тормозного привода с двухконтурным ГТЦ автомобиля, алгоритм моделирования рабочих процессов ГТС и программное обеспечение моделирования;

3. Теоретически определить оптимальный комплекс диагностических параметров и информативные тестовые режимы диагностирования ГТЦ;

4. Выполнить экспериментальную проверку метода диагностирования двухконтурного ГТЦ гидравлической тормозной системы по параметрам воздействия на орган управления;

5. Разработать практические рекомендации по применению разработанного метода диагностирования и определить его экономическую эффективность.

Последовательность проведения исследований представлена на рисунке 1.8.

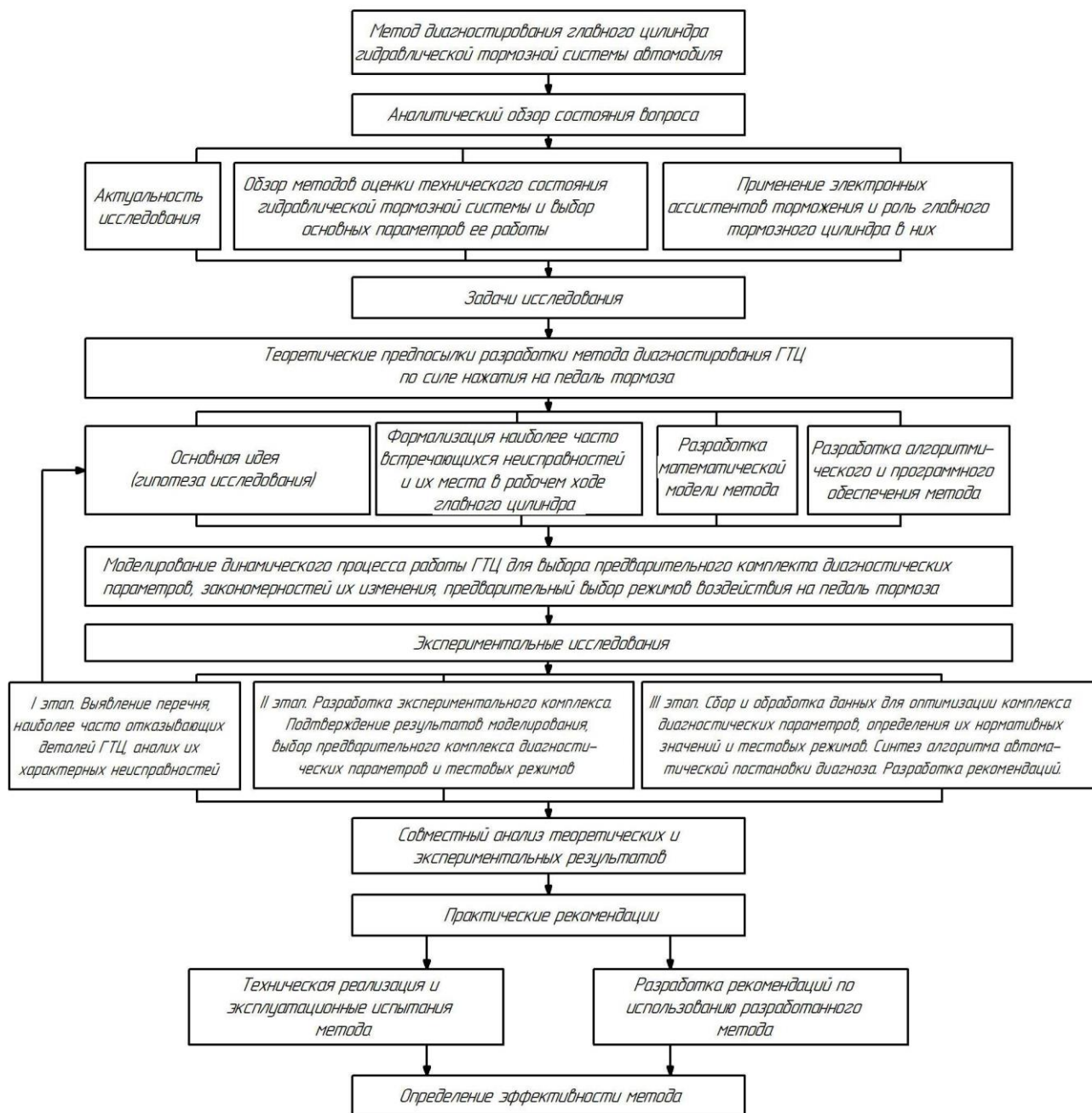


Рисунок 1.8 – Общая структура исследования

## Глава 2. Теоретические предпосылки разработки метода диагностирования главного тормозного цилиндра

### 2.1 Основная идея и гипотеза исследования

При разработке любого метода диагностирования необходимо произвести оценку набора диагностических параметров – косвенных величин, находящихся в прямой зависимости от структурных параметров, которые, в свою очередь, несут недостаточную информацию о техническом состоянии объекта.

Проведенный анализ показывает, что существует несколько различных методов при выборе диагностических параметров: метод экспертных оценок, граф-моделей, анализ структурно-следственных моделей, метод факторного анализа, метод испытаний, метод малых отклонений и т.д. [56,112]. Специфика диагностируемого объекта накладывает определенные ограничения при выборе того или иного метода.

Выявление неисправностей тормозной системы обеспечивается своевременным диагностированием или испытанием ее на тормозном стенде согласно техническому регламенту [60]. Для сравнения показаний тормозных сил на колесах одной оси при различных режимах нажатия на педаль тормоза была проведена серия экспериментов первого этапа на тормозном стенде CARTEC BDE-2304. Эксперимент проводился с использованием устройства нажатия на педаль тормоза с временем нажатия:  $T = 0,2$  с, которое устанавливалось на автомобиль ВАЗ 21074, с двухконтурной тормозной системой 2+2 параллельного типа. Двигатель запущен, вакуумный усилитель работает. Из рисунка 2.1 (а) видно, что при торможении в режиме экстренного торможения оба колеса задней оси тормозят одновременно, заключение – тормозная система автомобиля исправна. Но при проведении следующего опыта с временем нажатия на педаль тормоза и  $T = 1,0$  с видно, что тормозные силы на правом и левом колесах существенно отличаются, более чем на 50%, что выходит за рамки технического регламента [60].

Из этого можно заключить: проведение диагностирования на различных режимах (временем и силой нажатия) торможения приводит к более точным результатам.

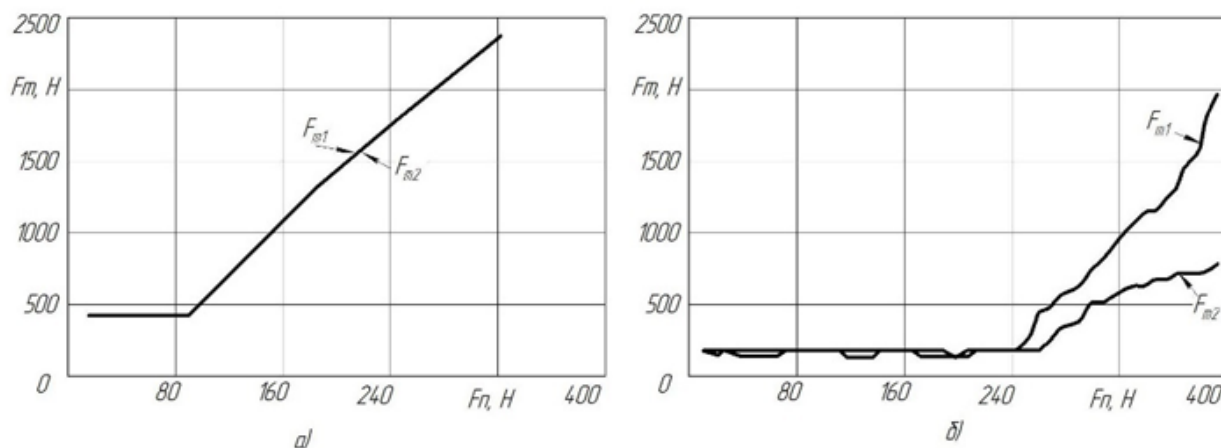


Рисунок 2.1 – Пример зависимости тормозной силы колес одной оси от усилия нажатия на педаль при различных режимах торможения:

а) при времени движения педали 0,2 с; б) при времени движения педали 1,0 с;  $F_{m1}$  – тормозная сила на заднем правом колесе;  $F_{m2}$  – тормозная сила на заднем левом колесе.

Анализ данного примера приводит к идее, что причиной данного различия является наличие неисправностей тормозной системы, которые проявляются только на режимах служебного и не проявляются на режиме экстренного торможения.

При времени воздействия на педаль тормоза  $T = 0,2$  с давление в системе мгновенно нарастает до предельных состояний, заставляя срабатывать все узлы ГТС, и прослеживаются только общие неисправности – несоответствие общей или удельной тормозной силы нормативным значениям. В то время как при изменении времени нажатия на педаль тормоза [14] и силы воздействия можно проследить неисправности в узлах ГТС. Таким образом, диагностирование ГТС на различных режимах (время и сила нажатия на педаль тормоза) позволяет выявлять состояние и неисправности элементов ТС. Данная идея легла в основу основной гипотезы исследования.

При проведении исследования было выявлено, что процессы, протекающие в гидравлическом тормозном приводе в момент срабатывания (время запаз-

дывания) согласно тормозной диаграмме, изучены недостаточно. Диаграммы зависимости силы нажатия на тормозную педаль от времени или замедления приводятся в литературе [28, 66 и др.] весьма упрощенно в связи с тем, что исследования приводились на устаревшем компьютерном оборудовании и обработать экспериментальные данные должным образом не было возможности. Но если посмотреть на более поздние работы [71], то можно заметить нелинейное изменение силы нажатия на педаль тормоза и давлений в тормозных контурах при срабатывании тормозной системы, что, в свою очередь, должно оказывать непосредственное влияние на силу нажатия на педаль тормоза (суммарная сила ответного воздействия гидропривода).

Для измерения силы нажатия на педаль тормоза согласно утверждению «сила действия равна силе противодействия» можно использовать педометр – датчик, измеряющий усилие нажатия на педаль тормоза. Сила нажатия на педаль тормоза остается неизменной в процессе диагностирования. При перемещении педали в тормозной системе происходят различные процессы, для осуществления которых необходима различная сила нажатия на педаль, которая отражает динамическую характеристику данных процессов. Состояние элементов ГТС должно оцениваться на участке срабатывания тормозного привода.

В соответствии с принятой общей методикой исследования оно начиналось с осуществления пассивного эксперимента по выявлению перечня наиболее часто отказывающихся деталей ГТЦ, определяющих его работоспособность, их характерных неисправностей и измерению структурных параметров, их характеризующих. Данные собирались в диагностическом подразделении и агрегатном цехе предприятия ООО «Кургантрансхолд» и в лабораторном комплексе кафедры «Автомобили и автомобильный транспорт» Курганского государственного университета.

После чего была выполнена серия экспериментов первого этапа по обоснованию основной идеи исследования, приведенной во введении. В эксперименте участвовали 35 автомобилей. Подробное описание этого этапа приведено в главе 4 диссертации.

Анализ полученных результатов первого этапа эксперимента показал, что на участке нарастания тормозной силы имеются два характерных локальных минимума, отображающих момент страгивания с места и остановки поршня второго контура ГТЦ (рисунок 2.2).

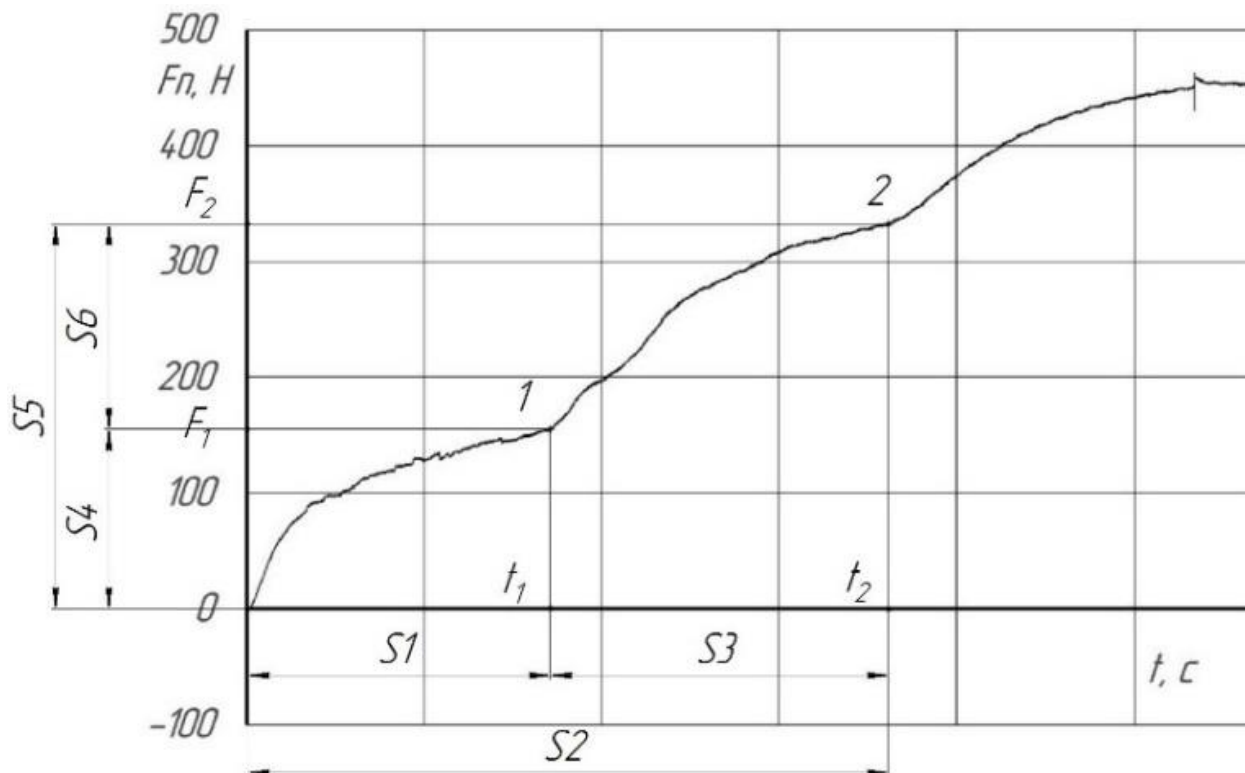


Рисунок 2.2 – Предварительный комплекс диагностических параметров

Анализ результатов первого этапа эксперимента позволил выявить состав предварительного комплекса диагностических параметров:  $S_1$  – время  $t_1$  от начала нажатия на педаль тормоза до первого локального минимума, начала движения второго поршня ГТЦ;  $S_2$  – время  $t_2$  от начала нажатия на педаль тормоза до второго локального минимума, окончания движения поршня второго контура ГТЦ;  $S_3$  – время  $t_1-t_2$  между участками первым и вторым или время движения второго поршня ГТЦ;  $S_4$  – сила  $F_1$  на педали тормоза в момент начала движения поршня второго контура ГТЦ;  $S_5$  – сила  $F_2$  на педали тормоза в момент окончания движения второго поршня ГТЦ и  $S_6$  – разность сил  $F_1-F_2$ .

На основе полученных данных и проведенных исследований сформирована основная гипотеза исследования, которая базируется на предположении о том, что, во-первых, характер изменения силы нажатия на педаль тормоза на



участке срабатывания достаточно полно отражает силовую динамику взаимодействия основных элементов ГТС, включая ГТЦ, и, следовательно, техническое состояние определяющих работоспособность деталей, и, во-вторых, степень проявления уровня технического состояния этих деталей при торможении различна на разных режимах (время и сила нажатия на педаль) торможения.

Для подтверждения гипотезы исследования необходимо произвести комплекс экспериментальных исследований и математическое моделирование динамических процессов, происходящих в ГТЦ при торможении.

## 2.2 Формализация неисправностей главного двухконтурного тормозного цилиндра

По данным первого этапа эксперимента (приложение А) за время проведения исследований были установлены наиболее часто встречающиеся неисправности, выявлены места определения их в рабочем ходе ГТЦ. Неисправности, проявляющиеся редко, на рисунке 2.3 указаны как прочие и в общем составляют только 5%, из дальнейших расчетов были исключены.

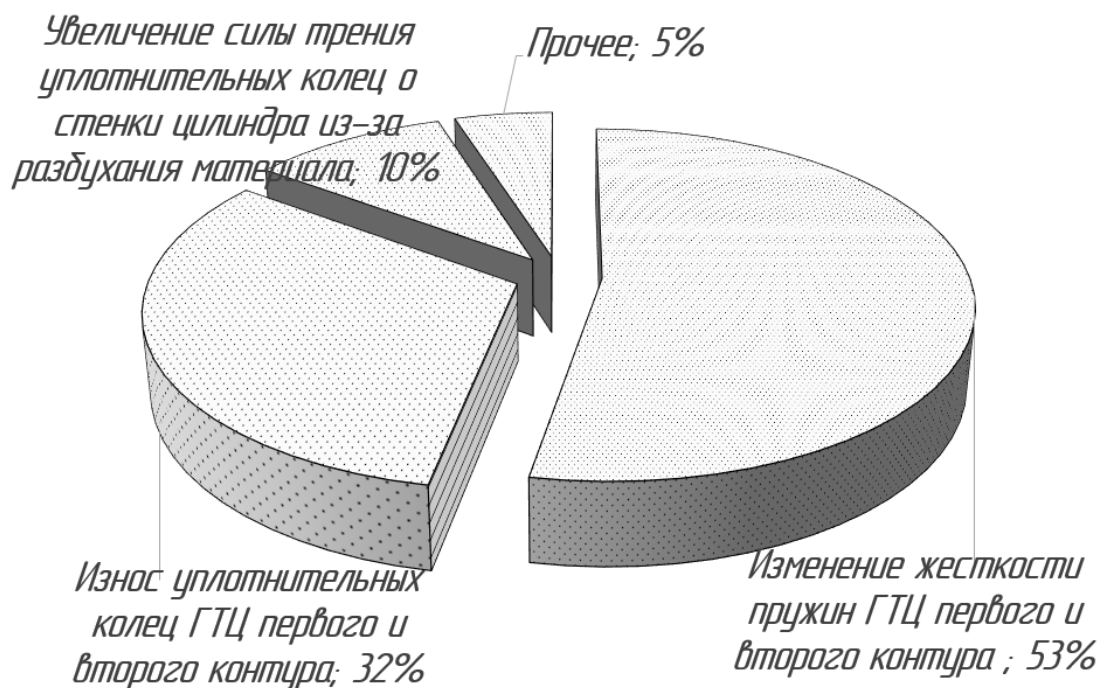


Рисунок 2.3 – Распределение неисправностей ГТЦ

Для формализации описания неисправностей и характера их проявления при диагностировании была представлена схема сил, действующих в гидроприводе в процессе торможения (рисунок 2.4), и процесс торможения разбит на этапы в соответствии с условиями работы тормозной системы (таблица А.1, приложение А).

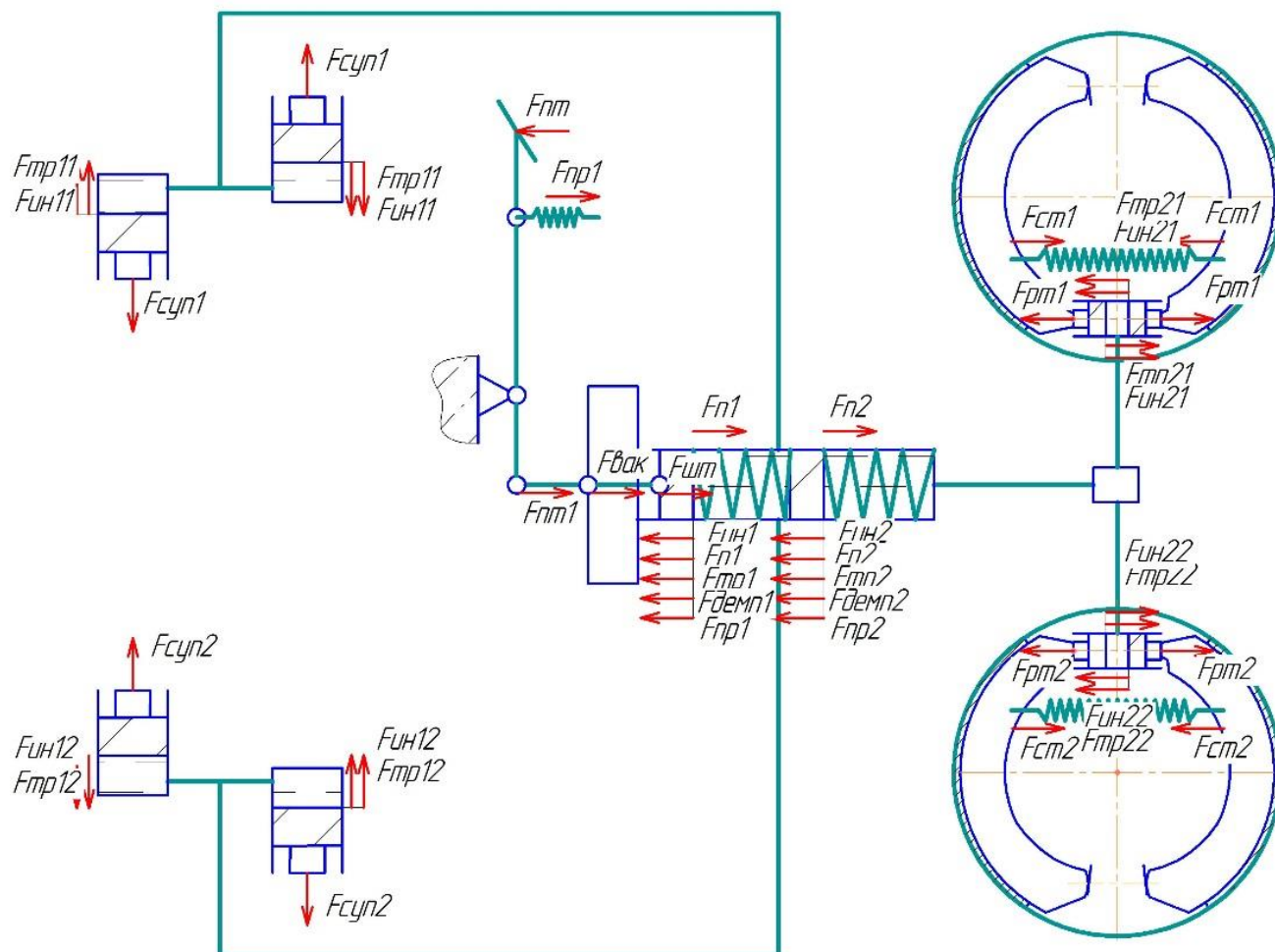


Рисунок 2.4 – Действующие силы в гидроприводе

Описание этапов торможения, диапазонов изменения воздействия сил в тормозном приводе приведены в приложении А.

Зная основные неисправности, их признаки и описание этапов торможения, можно определять детали ГТЦ, утратившие работоспособность, при наличии адекватной математической модели, описывающей динамические процессы работы ГТС.

Согласно проведенным исследованиям выберем основные структурные параметры состояния системы:  $X1$  – содержание воздуха в тормозной жидкости;  $X2$  и  $X3$  – изменение жесткости возвратной пружины первого и второго контуров, соответственно;  $X4$  и  $X5$  – износ уплотнительного кольца первого и второго контуров;  $X6$  и  $X7$  – увеличение диаметра (разбухание) уплотнительного кольца первого и второго контуров.

На основании первого этапа экспериментальных исследований также установлены диапазоны изменения в процессе эксплуатации основных структурных параметров и критерия состояния тормозной жидкости:

$X1$  – содержание воздуха в тормозной жидкости. Диапазон изменения составляет от 0 до 20%. Пропуски в местах соединения тормозных трубок, шлангов, крепления заливного бачка и недостаточный уровень жидкости в гидроприводе способствуют проникновению воздуха в систему привода. Увеличение количества воздуха больше 20% приводит к явному проявлению неисправности (проваливание педали и плохое оттормаживание), что без труда определяется органолептическим методом мастером-диагностом [98].

$X2$ ,  $X3$  – изменение жесткости возвратной пружины первого и второго контуров. Примем изменение от 1888 Н/м до 1188 Н/м, на 20%. Изменение жесткости пружин в диапазоне от 0 до 20 % выбрано согласно экспериментальным исследованиям, проводимых на кафедре «Автомобили и автомобильный транспорт» КГУ в рамках работы над диссертацией.

$X4$ ,  $X5$  – износ уплотнительного кольца первого и второго контуров. Износ кольца происходит от состояния «нового кольца» 4,7 мм до 4,4 мм, на 6,3%. Дальнейший износ не влияет на работу ГТЦ в связи с тем, что сила трения стремится к нулю, зазор между цилиндром и уплотнительным кольцом станет меньше зазора между установочным кольцом и поршнем. Давление создаваться не будет, вся тормозная жидкость из полости контура будет перепускаться в заливной бачок.

$X_6$ ,  $X_7$  – разбухание уплотнительного кольца первого контура, изменяется от 4,7 мм до 5,1 мм, на 8,5%. Допускается нормативами изготовителей уплотнительных колец и тормозных жидкостей разбухание до 10% [86,117]. При дальнейшем разбухании сила трения уплотнительного кольца о стенки цилиндра увеличивается вплоть до заклинивания поршня ГТЦ.

### 2.3 Математическое обеспечение теоретических исследований

Динамические процессы работы гидравлической тормозной системы, состоящей из подсистем, наиболее точно описываются системой линейных и нелинейных, алгебраических и дифференциальных уравнений, функционально связанных между собой. Каждая подсистема описывается соответствующим дифференциальным или алгебраическим уравнением. Система уравнений составляется согласно схеме гидравлической цепи тормозной системы автомобиля ВАЗ-21074, состоящей из двух контуров, переднего и заднего. Тормозные цилиндры переднего контура, состоящие из двух цилиндров и поршней. Задние тормозные цилиндры – это гидроцилиндры двухстороннего действия (рисунок 2.5). Главный тормозной цилиндр – двухконтурный, типа «тандем» с фиксированием плавающего поршня предварительно сжатой пружиной. Математическая модель позволяет при тестовом режиме диагностирования отображать технические характеристики отдельных элементов главного тормозного цилиндра.

Диагностирование проводим на этапе срабатывания тормозного привода. В этом промежутке работы тормозной системы есть возможность проследить эффективность работы основных элементов главного тормозного цилиндра, в большей степени влияющих на работоспособность последнего.

Методики и рекомендации по определению неисправностей и математическому моделированию динамических процессов в главном тормозном цилиндре, предложенные в настоящее время [20,53,112], в ряде случаев затрудняют их использование для проведения поэлементного диагностирования ГТЦ. Поэтому

некоторые формулы были приведены к виду, позволяющему раскрыть зависимость конкретных параметров от технического состояния отдельных элементов ГТЦ.

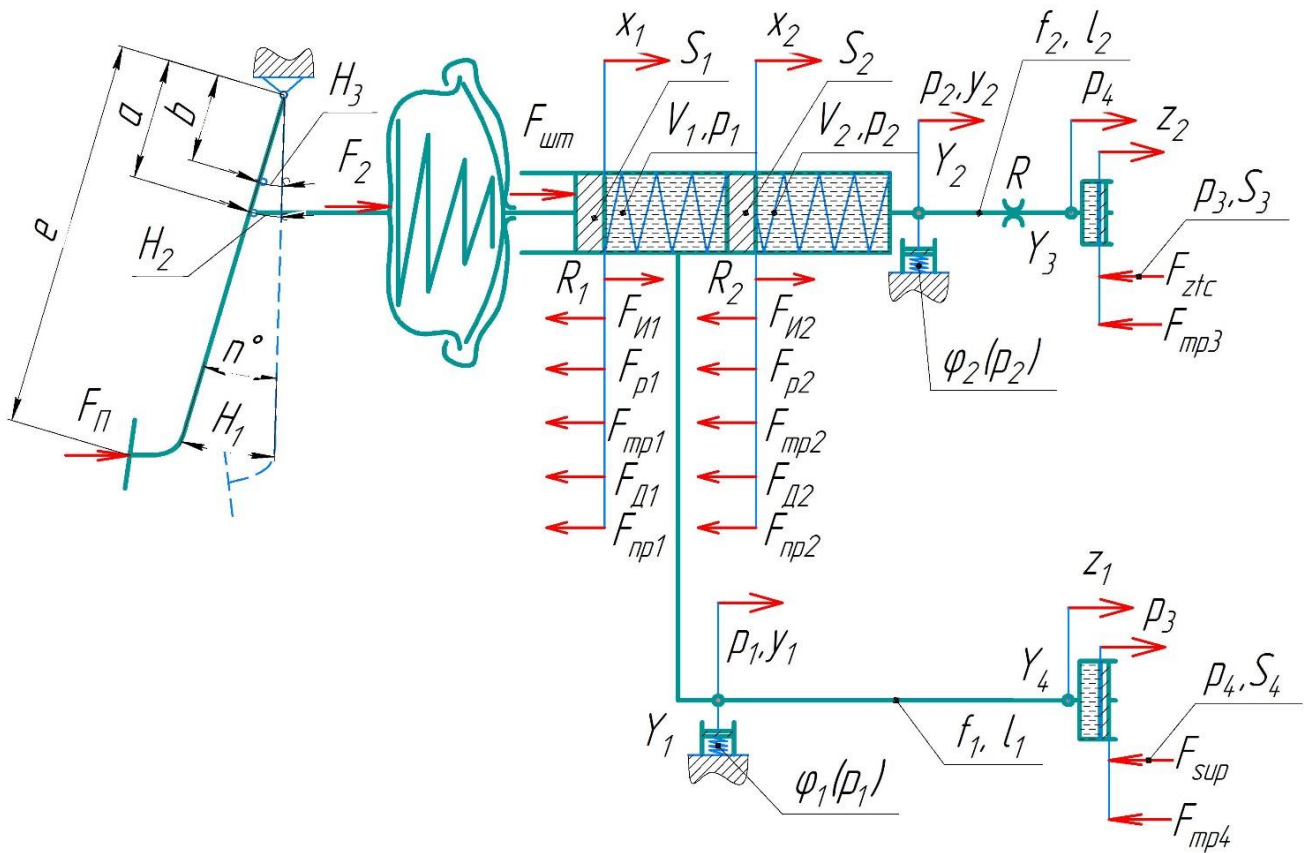


Рисунок 2.5 – Упрощенная динамическая система гидроцепи тормозной системы:

$a, e, b$  – плечи рычагов педали;  $H_1, H_2, H_3$  – перемещения разных точек педали тормоза;  $n$  – угол перемещения педали тормоза;  $V_1, V_2$  – объемы тормозной жидкости первого и второго контуров ГТЦ;  $x_1, x_2$  – перемещения поршней первого и второго контуров ГТЦ;  $z_1, z_2$  – перемещения поршня суппорта и заднего тормозного цилиндра;  $S_1, S_2$  – площади поршней первого, второго контуров ГТЦ;  $l_1, l_2$  и  $f_1, f_2$  – длины и площади сечения первого и второго трубопроводов;  $p_3, p_4$  и  $S_3, S_4$  – давление и площадь переднего и заднего тормозного цилиндра;  $p_1, p_2$  – давления в первом и втором контуре ГТЦ;  $F_{п}$  – сила нажатия на педаль тормоза;  $F_2$  – сила воздействия на вакуумный усилитель тормозов;  $F_{шт}$  – управляющая сила на штоке главного тормозного цилиндра;  $F_{п1}, F_{п2}$  и  $F_{И1}, F_{И2}$  – силы действия пружин и силы инерции поршней первого и второго контуров;  $F_{р1}, F_{р2}$  – силы от давления в первом и втором контурах ГТЦ;  $F_{Д1}, F_{Д2}$  – силы демпфирования первого и второго контуров ГТЦ;  $F_{тр1}, F_{тр2}$  – сила трения от уплотнительных колец поршней первого и второго контуров;  $R_1, R_2$  – реакции опор от поршней первого и второго контуров;  $F_{суп}, F_{зтс}$  – сила сопротивления движению поршня суппорта и заднего тормозного цилиндра;  $F_{тр4}, F_{тр3}$  – силы трения поршня суппорта и заднего тормозного цилиндра;  $Y_1, Y_2, Y_3, Y_4, y_1, y_2$  – расчетные точки и условные перемещения тормозной жидкости, необходимые для расчета коэффициента податливости;  $R$  – дроссель регулятора тормозных сил задней оси.

Задача математического моделирования в процессе теоретического исследования – определить диагностические параметры, с достаточной степенью вероятности указывающие на неисправности.

Управление тормозной системой происходит за счет давления жидкости, создаваемого от перемещения поршней в главном тормозном цилиндре. В этом случае штоку первого поршня приложена входная сила, которая является функцией от времени.

Математическая модель гидравлической цепи с двумя отдельно сосредоточенными объемами жидкости описывает динамические процессы, происходящие при известном режиме (времени и силе нажатия на педаль тормоза). Данную модель описывает система, состоящая из следующих нелинейных дифференциальных уравнений [55,112]:

1. Уравнение движения поршня первого контура.
2. Уравнение движения поршня второго контура.
3. Уравнения движения поршней суппортов.
4. Уравнения движения поршней задних тормозных цилиндров.
5. Уравнение баланса давлений первого контура.
6. Уравнение баланса давлений второго контура.
7. Уравнение мгновенных объемных расходов первого контура.
8. Уравнение мгновенных объемных расходов второго контура.

При рассмотрении динамических процессов берем в учет податливость гидропривода в сосредоточенных объемах жидкости согласно схеме, рис. 2.1.

*Уравнение движения поршня первого контура.* Режимы нажатия на педаль тормоза зададим двумя параметрами: временем перемещения и силой управления педалью тормоза. Изначально педаль находится в покое. После к ней прикладывается сила, и она начинает движение. Сила нарастает. Пройдя рабочий ход, педаль останавливается, а сила возрастает до максимума – 490Н [60].

Режим нажатия моделировался с помощью зависимости изменения силы и времени нажатия на педаль тормоза:

$$R = \begin{cases} F_1(t) = \theta_F \cdot t^2 + \vartheta_F \cdot t + \varepsilon_F; \\ a_{II}(t) = \theta_a \cdot t^2 + \vartheta_a \cdot t + \varepsilon_a; \end{cases} \quad (2.1)$$

где  $F_I(t)$  – сила на педали тормоза в зависимости от времени;

$a_{II}(t)$  – ускорение педали тормоза в зависимости от времени;

$\theta_F, \vartheta_F, \varepsilon_F, \theta_a, \vartheta_a, \varepsilon_a$  – переменные, определяющие режим нажатия на педаль тормоза.

Переменные для вычисления  $F_I(t)$  и  $a_{II}(t)$ , используемые в расчетах, приведены в таблице 3.1, в соответствии с режимом получены экспериментальным путем (раздел 3).

Сила нажатия, задаваемая на органе управления, увеличивается вакуумным усилителем. Вакуумный усилитель конструктивно связан с главным тормозным цилиндром.

Сила на штоке главного тормозного цилиндра будет складываться из двух составляющих – это сила на педали тормоза увеличенная за счет рычага и силы вакуумного усилителя.

$$F_{шт} = \left( \frac{F_1 \cdot e - C_{оп1} \cdot X_{п2} \cdot b}{a} \right) + F_2, \quad (2.2)$$

где  $F_I$  – сила на педали тормоза;

$C_{оп1}$  – жесткость оттяжной пружины педали тормоза;

$a, b, e$  – плечи рычагов педали;

$x_{п2}$  – деформация оттяжной пружины;

$\eta_n$  – КПД привода;

$F_2$  – усиление вакуумного привода.

$$C_1 = F_{оп.пр} / (X_i - X_0), \quad (2.3)$$

где  $X_i - X_0$  – деформация оттяжной пружины;

$F_{оп.пр}$  – усилие, необходимое для деформации пружины.

Деформация отжимной пружины будет равна расстоянию  $H_3$  (рисунок 2.5). Закономерности для определения перемещений разных точек педали тормоза  $H_3$ ,  $H_2$  от  $H_1$ :

$$H_1 = \pi \cdot e \cdot n / 180^\circ. \quad (2.4)$$

Угол поворота педали тормоза, град:

$$n = 180^\circ \cdot H_1 / (\pi \cdot e). \quad (2.5)$$

Соотношение перемещений:

$$\frac{H_1}{e} = \frac{H_2}{a} = \frac{H_3}{b}. \quad (2.6)$$

Перемещение штока тормозной педали:

$$X_{пз} = H_2 = \frac{a \cdot H_1}{e}. \quad (2.7)$$

Деформация пружины [10]:

$$x_{п2} = H_3 = \frac{b \cdot H_1}{e}; \quad (2.8)$$

$$F_2 = \pi \cdot \frac{(D_{вк}^2 - d_{в}^2)(p_a - p_{в1})}{4} - C_{вк2} \cdot H_2, \quad (2.9)$$

где  $D$  – диаметр вакуумного цилиндра;

$d_{в}$  – диаметр втулки поршня усилителя;

$C_{вк2}$  – жесткость возвратной пружины корпуса клапана;



$p_{в1}$  – давление воздуха в цилиндре;

$p_a$  – атмосферное давление.

Жесткость возвратной пружины вакуумного усилителя находим для конической пружины. Конические пружины [76] применяются в случаях, когда требуется получить нелинейную силовую характеристику (нелинейность обеспечивает не периодичность колебаний и уменьшает опасность резонанса). Конические пружины, в отличие от цилиндрических, имеют переменный диаметр витков, который возрастает от верхнего конца к нижнему [49].

Поверочный расчет конических пружин допускается проводить по формулам для цилиндрических пружин сжатия, при этом значение среднего диаметра пружины  $D_{кп.ср1}$  рассчитывается по формуле:

$$D_{кп.ср1} = \frac{D_{кп1} + D_{кп2}}{2}, \quad (2.10)$$

где  $D_{кп1}$ ,  $D_{кп2}$  – диаметр первого и второго витка пружины соответственно.

После расчета жесткости для всех четырех витков для определения жесткости пружины при любом перемещении в Excel был построен график, подобрана линия тренда, формулы для теоретического расчета, погрешность составила менее 1%.

Формула нахождения жесткости пружины:

$$C_2 = 10000000 \cdot y_2^3 - 549563 \cdot y_2^2 + 13464 \cdot y_2 + 380,82. \quad (2.11)$$

Все необходимые параметры для нахождения закона движения штока главного тормозного цилиндра найдены. Исходя из перемещения педали тормоза, через вакуумный усилитель происходит усиление силы воздействия на шток главного тормозного цилиндра. Режим движения задается режимом движения на органе управления.

Процессы, происходящие в ГТЦ, наиболее точно описаны в трудах Шуклинова С. Н. и Метлюка Н. Ф. [55,112]. При создании математической модели работы ГТЦ данные исследования возьмем за основу.

На автомобиле ВАЗ 21074 установлен ГТЦ типа «тандем» с фиксацией плавающего поршня в исходном состоянии. Рабочие процессы ГТЦ можно оценить по динамическому состоянию его поршней.

Схема сил, действующих на поршни ГТЦ, представлены на рисунке 2.6.

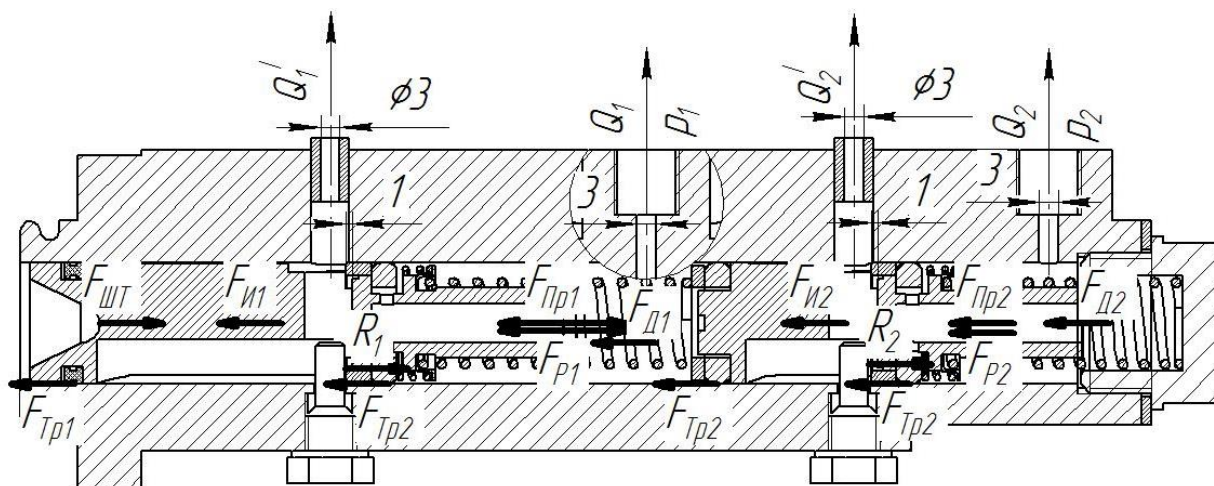


Рисунок 2.6 – Схема сил, действующих на поршни главного тормозного цилиндра

Баланс сил поршня первого контура можно записать в следующем виде:

$$\sum X = 0; F_{шт} + R_1 = F_{пр1} + F_{и1} + F_{п1} + (F_{д1} + F_{тр1} + F_{тр2}) \cdot \text{sgn}\left(\frac{dx_1}{dt}\right), \quad (2.12)$$

где  $F_{шт}$  – управляющая сила на штоке главного тормозного цилиндра;

$F_{пр1}$  – сила действия пружины поршня первого контура;

$F_{и1}$  – сила инерции поршня первого контура;

$F_{п1}$  – сила от давления в первичной полости;

$F_{д1}$  – сила демпфирования (сила сопротивления движению первого поршня, создаваемая жидкостью);

$F_{тр1}$  – сила трения от уплотнительного кольца первого типа;

$F_{тр2}$  – сила трения от уплотнительного кольца второго типа;

$R_1$  – реакция опоры первого цилиндра;

$x_1$  – перемещение поршня первого контура, задается законом движения педаль – вакуумный усилитель – шток ГТЦ;

$t$  – время работы системы.

*Уравнение движения поршня контура.* Баланс сил поршня второго контура можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \sum X &= 0; F_{\text{пр}1} + F_{p1} + R_2 \\ &= F_{\text{пр}2} + F_{\text{И}2} + F_{p2} + (F_{\text{Д}2} + 2 \cdot F_{\text{тр}2}) \cdot \text{sgn}\left(\frac{dx_2}{dt}\right), \end{aligned} \quad (2.13)$$

где  $F_{\text{пр}2}$  – сила действия пружины поршня второго контура;

$F_{\text{И}2}$  – сила инерции поршня второго контура;

$F_{p2}$  – сила от давления в вторичной полости;

$F_{\text{Д}2}$  – сила демпфирования поршня второго контура;

$F_{\text{мп}2}$  – сила трения от уплотнительного кольца второго типа;

$R_2$  – реакция опоры второго цилиндра;

$x_2$  – перемещение плавающего поршня.

Найдем все силы, действующие в главном тормозном цилиндре при торможении и растормаживании.

Сила инерции поршней первого и второго контуров:

$$F_{\text{И}1,2} = \frac{d^2 x_{1,2}}{dt^2} \cdot m_{1,2}, \quad (2.14)$$

где  $m_{1,2}$  – приведенная масса поршня первого или второго контуров соответственно.

Масса, приведенная к поршню главного тормозного цилиндра, включает в себя массу механических подвижных элементов  $m_{\text{мех}}$  и массу рабочей жидкости

$m_{ж}$ , заключенной в устройствах и магистралях гидравлического привода на рассматриваемом участке.

$$m_n = m_{мех} + m_{ж}. \quad (2.15)$$

Приведенная масса подвижных элементов [45] определяется как

$$m_{мех} = \sum_{i=1}^{i=k} m_i \left( \frac{v_i}{v_n} \right)^2, \quad (2.16)$$

где  $m_i$  – масса  $i$ -го элемента,  $v_n$  – скорость поршня.

В первом контуре имеем механические элементы: поршень первого контура, поршни суппорта и колодки тормозные (4 шт.), во втором контуре: поршень ГТЦ второго контура, поршни задних рабочих тормозных цилиндров, тормозные колодки.

Приведенную массу тормозной жидкости в элементах контура найдем по формуле:

$$m_{ж} = \rho S_{п}^2 \sum_{i=1}^{i=k} k_i \frac{l_i}{f_i}, \quad (2.17)$$

где  $\rho$  – плотность тормозной жидкости, 1,04 кг/см<sup>3</sup>;

$S_n$  – площадь поршня гидроцилиндра к которому приводится масса жидкости, м<sup>2</sup>;

$k_i$  – коэффициент потока жидкости, для ламинарного потока – 4/3, для турбулентного потока – 1;

$l_i, f_i$  – длина и площадь сечения  $i$ -го участка системы.

В процессе преобразований получим формулу расчета приведенной массы к поршню первого контура ГТЦ:

$$m_l = 0,096 + 1,6(v_{суп}/v_{n1}). \quad (2.18)$$

Приведенная масса для поршня второго контура:

$$m_2 = 0,061 + 1,8(v_{cyn}/v_{n2}). \quad (2.19)$$

Сила давления в первой и второй полостях:

$$F_{P1,2} = p_{1,2} \cdot S_1, \quad (2.20)$$

где  $p_{1,2}$  – давление в первой или второй полостях ГТЦ;

$S_1$  – площадь поршня первого и второго, они равны.

Реакции опор поршней:

$$R_1 = C_{np1} \cdot (b_1 - x_2) + p_1 \cdot S_1. \quad (2.21)$$

$$R_2 = C_{np2} \cdot b_2 + C_{np1} \cdot (b_1 + x_1) + (p_2 - p_1) \cdot S_1.$$

Если поршень начинает движение реакция его опоры равна нулю.

*Уравнение движения поршня переднего рабочего тормозного цилиндра:*

$$m_{n1} \frac{d^2 z_1}{dt^2} + F_{sup} + F_{тр4} \text{sign} \frac{dz_1}{dt} - p_3 S_3 = 0, \quad (2.22)$$

где  $m_{n1}$  – масса подвижных частей, приведенная к поршню цилиндра, кг;

$F_{sup}$  – сила сопротивления движению поршня гидроцилиндра,  $F_{sup} = p_3 S_3$ ,  
после выборки свободного хода;

$F_{mp4}$  – сила трения поршня гидроцилиндра;

$z_1$  – перемещение поршня гидроцилиндра;

$p_3$  и  $S_3$  – давление и площадь поршня гидроцилиндра.

Средний зазор между колодками и тормозным диском примем 1 мм. Тогда ход приведенного поршня переднего рабочего гидроцилиндра составит 4 мм,

после чего нагрузка на поршне будет возрастать прямо пропорционально давлению в гидроцилиндре.

*Уравнение движения поршня заднего тормозного цилиндра:*

$$m_{п2} \frac{d^2 z_2}{dt^2} + F_{ztc} + P_{тр3} \operatorname{sign} \frac{dz_2}{dt} - p_4 S_4 = 0, \quad (2.23)$$

где  $m_{п2}$  – масса подвижных частей, приведенная к поршню заднего тормозного цилиндра, кг;

$F_{мп3}$  – сила трения поршня заднего тормозного цилиндра;

$F_{ztc}$  – сила сопротивления движению поршня заднего тормозного цилиндра, равна силе сопротивления стяжных пружин и  $F_7 = p_4 S_4$ , после выборки свободного хода;

$z_2$  – перемещение поршня заднего тормозного цилиндра;

$p_4$  и  $S_4$  – давление и площадь заднего тормозного цилиндра.

Средний зазор между колодками и тормозным барабаном примем 1 мм. Тогда ход приведенного поршня заднего тормозного цилиндра составит 4 мм, после чего нагрузка на поршне будет возрастать прямо пропорционально давлению в цилиндре.

*Уравнение баланса давлений первого контура:*

$$a_{1.1} \frac{d^2 z_1}{dt^2} + a_{2.1} \frac{dz_1}{dt} + a_{3.1} \left( \frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt} + \frac{F_{тр4}}{S_3} \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt} + p_3 = p_1; \quad (2.24)$$

где  $a_{1.1} = \frac{m_{п1}}{S_3} + \frac{\rho l_1 S_3}{f_1}$ ;  $a_{2.1} = \frac{27,5 \rho v l_1 S_3}{f_1^2}$ ;  $a_{3.1} = \left( \frac{0,443 k_{\varepsilon} \rho l_1}{\sqrt{f_1}} + 0,5 \zeta_1 \rho \right) \left( \frac{S_3}{f_1} \right)^2$ ,

$m_{п1}$  – масса подвижных частей, приведенная к поршню переднего рабочего гидроцилиндра;

$p_3$  – давление на поршне переднего рабочего гидроцилиндра;

$p_1$  – давление в первой полости главного тормозного цилиндра;

$\text{sgn}$  – кусочно-постоянная функция действительного аргумента;

$l_1$  и  $f_1$  – длина и площадь сечения трубопровода;

$S_3$  – площадь поршня переднего рабочего гидроцилиндра;

$k_\varepsilon$  – коэффициент аппроксимации, значение которого зависит от относительной шероховатости  $\varepsilon$  гидравлических магистралей;

$\rho$  – плотность тормозной жидкости;

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости;

$\zeta_1$  – коэффициент местного сопротивления.

*Уравнение баланса давлений второго контура:*

$$a_{1.2} \frac{d^2 z_2}{dt^2} + a_{2.2} \frac{dz_2}{dt} + a_{3.2} \left( \frac{dz_2}{dt} \right)^2 \text{sgn} \frac{dz_2}{dt} + p_4 + \frac{F_{\text{тр}3}}{S_4} \text{sgn} \frac{dz_2}{dt} = p_1; \quad (2.25)$$

где  $a_{1.2} = \frac{m_{п2}}{S_4} + \frac{\rho l_2 S_4}{f_2}$ ;  $a_{2.2} = \frac{27,5 \rho \nu l_2 S_4}{f_2^2}$ ;  $a_{3.2} = \left( \frac{0,443 k_\varepsilon \rho l_2}{\sqrt{f_2}} + 0,5 \zeta_2 \rho \right) \left( \frac{S_4}{f_2} \right)^2$ ,

$m_{п2}$  – масса подвижных частей, приведенная к поршню заднего рабочего тормозного цилиндра ЗРТЦ;

$p_4$  – давление в поршне ЗРТЦ;

$p_2$  – давление во второй полости главного тормозного цилиндра;

$l_2$  и  $f_2$  – длина и площадь сечения трубопровода;

$S_4$  – площадь поршня ЗРТЦ.

*Уравнение мгновенных объемных расходов первого контура:*

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{S_3}{S_1} \frac{dz_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} + \left[ (x_{\text{max}1} - x_1) + \frac{S_3}{S_1} (z_{\text{min}1} + z_1) + \frac{f_1 l_1}{S_1} \right] \psi_1(p_1) \frac{dp_1}{dt}, \quad (2.26)$$

где  $\psi_1(p_1)$  – нелинейный коэффициент податливости первого контура.

Выразим из уравнения 2.26 производную давления в первом контуре:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\left( \left( \frac{dx_1}{dt} + \frac{dx_2}{dt} \right) S_1 - \frac{dz_1}{dt} S_3 \right)}{[(x_{max1} - x_1)S_1 + S_3(z_{min1} + z_1) + f_1 l_1] \psi_1(p_1)}, \quad (2.27)$$

Уравнение мгновенных объемных расходов второго контура:

$$\frac{dx_2}{dt} = \frac{S_4}{S_2} \frac{dz_2}{dt} + \left[ (x_{max2} - x_2) + \frac{S_4}{S_2} (z_{min2} + z_2) + \frac{f_2 l_2}{S_2} \right] \psi_2(p_2) \frac{dp_2}{dt}, \quad (2.28)$$

где  $\psi_2(p_2)$  – нелинейный коэффициент податливости первого контура.

$$\frac{dp_2}{dt} = \left( \frac{dx_2}{dt} S_1 - \frac{dz_2}{dt} S_4 \right) / [(x_{max2} - x_2)S_2 + S_4(z_{min2} + z_2) + f_2 l_2] \psi_2(p_2). \quad (2.29)$$

В ходе математического моделирования в систему дифференциальных уравнений были введены необходимые уравнения для получения возможности внесения изменений структурных параметров и отслеживания влияния этого на диагностические параметры.

*Изменение критерия состояния тормозной жидкости XI* (свойства тормозной жидкости) в эксплуатации сопровождается завоздушиванием системы вследствие неплотностей в соединениях и забором воздуха из расширительного бачка тормозной системы. Содержание воздуха в тормозной системе может достигать до 20% [94]. Хотя этот параметр не является напрямую неисправностью ГТЦ, но завоздушивание в тормозной системе является наиболее частой проблемой. Следовательно, своевременное определение и устранение данной неисправности приведет к дальнейшей постановке наиболее точного диагноза.

Количество воздуха в тормозной жидкости влияет на эффективность торможения автомобиля. При математическом моделировании количество воздуха в жидкости влияет на коэффициент податливости [55]. Определение коэффициента податливости в зависимости от процентного содержания воздуха в тормозной жидкости произведем на основе экспериментальных данных.



Для тормозной жидкости линейный коэффициент податливости для разных условий найдем по уравнениям, выведенным из экспериментальных исследований. По экспериментальным кривым были построены линии тренда с точностью 99%, с следующим содержанием воздуха в тормозной жидкости:

$$\begin{aligned}
 \psi_{1\%}(p_{1,2}) &= -1 \cdot 10^{-30} p_{1,2}^3 + 5 \cdot 10^{-23} p_{1,2}^2 - 7 \cdot 10^{-16} p_{1,2} + 3 \cdot 10^{-9}; \\
 \psi_{5\%}(p_{1,2}) &= -3 \cdot 10^{-30} p_{1,2}^3 + 1 \cdot 10^{-22} p_{1,2}^2 - 2 \cdot 10^{-15} p_{1,2} + 1 \cdot 10^{-8}; \\
 \psi_{10\%}(p_{1,2}) &= 8 \cdot 10^{-23} p_{1,2}^2 - 2 \cdot 10^{-15} p_{1,2} + 2 \cdot 10^{-8}; \\
 \psi_{15\%}(p_{1,2}) &= -8 \cdot 10^{-30} p_{1,2}^3 + 3 \cdot 10^{-22} p_{1,2}^2 - 5 \cdot 10^{-15} p_{1,2} + 3 \cdot 10^{-8}; \\
 \psi_{20\%}(p_{1,2}) &= -9 \cdot 10^{-30} p_{1,2}^3 + 4 \cdot 10^{-22} p_{1,2}^2 - 6 \cdot 10^{-15} p_{1,2} + 4 \cdot 10^{-8},
 \end{aligned} \tag{2.30}$$

где  $p_{1,2}$  – это давление в первом или втором контуре ГТЦ.

*Структурные параметры X2 и X3* (изменение жесткости пружин первого и второго контуров ГТЦ) непосредственно влияют на силы сжатия пружин в контурах. Изменение жесткости пружин в процессе эксплуатации происходит в пределах от 0 до 20 % по усредненным статистическим данным, собранным в рамках проведения диссертационного исследования.

Сила пружины первого контура:

$$F_{\text{пр1}} = C_{\text{пр1}} \cdot (b_1 + x_1 - x_2), \tag{2.31}$$

где  $C_{\text{пр1}}$  – жесткость возвратной пружины поршня первого контура;

$b_1$  – предварительное сжатие пружины первого контура;

$x_1$  – перемещение поршня первого контура;

$x_2$  – перемещение поршня второго контура.

Сила пружины второго контура:

$$F_{\text{пр2}} = C_{\text{пр2}} \cdot (b_2 + x_2), \tag{2.32}$$

где  $C_{np2}$  – жесткость возвратной пружины поршня второго контура;  
 $b_2$  – предварительное сжатие пружины поршня второго контура;  
 $x_2$  – перемещение поршня второго контура.

При вводе в математическую модель различной жесткости пружин можно определить, как это влияет на выходные диагностические параметры.

*Изменение структурных параметров X4 и X5* (износ уплотнительного кольца первого и второго контуров, учитывается изменение диаметра сечения колец) приведет к изменению двух параметров в работе ГТЦ, это изменение сил демпфирования и трения. На силу демпфирования, приведенную в формулах 2.32 и 2.33, влияет расход жидкости через тормозную трубку и расход через отверстие между уплотнительным кольцом и цилиндром. Расчет силы демпфирования подробно приведен в литературных источниках [8,10,78,88,97].

Руководствуясь формулой Пуазеля, секундный расход жидкости через трубку (при условии ламинарного потока жидкости) будет равен:

$$Q = \frac{\pi \cdot R_k^4}{8 \cdot \eta \cdot l_{TM}} \cdot (p_1 - p_2) = \frac{\pi \cdot d_k^4}{128 \cdot \eta \cdot l_{TM}} \Delta p, \quad (2.32)$$

где  $p_1 - p_2 = \Delta p$  – перепад давления на концах капилляра;  
 $Q$  – объемный расход жидкости;  
 $R_k$  – радиус капилляра;  
 $d_k$  – диаметр капилляра;  
 $\eta$  – коэффициент динамической вязкости;  
 $l_{TM}$  – длина тормозной магистрали.

Расчетная схема для коэффициента демпфирования согласно указаниям Тихменева С.С. приведена на рисунке 2.7.

Демпфером являются поршни первичной и вторичной полости ГТЦ. При движении поршня со скоростью  $V$  он давит на тормозную жидкость, находящуюся в нижней полости цилиндра, и выталкивает ее через зазор  $\delta$  между поршнем

и цилиндром в перепускной бак, а также выталкивает жидкость в передний и задний контуры тормозной системы через трубки радиусом в 1,5 мм.

Динамическая вязкость для остывших тормозных механизмов при температуре тормозной жидкости  $50^{\circ}\text{C}$  приведена в справочных источниках [98,99].

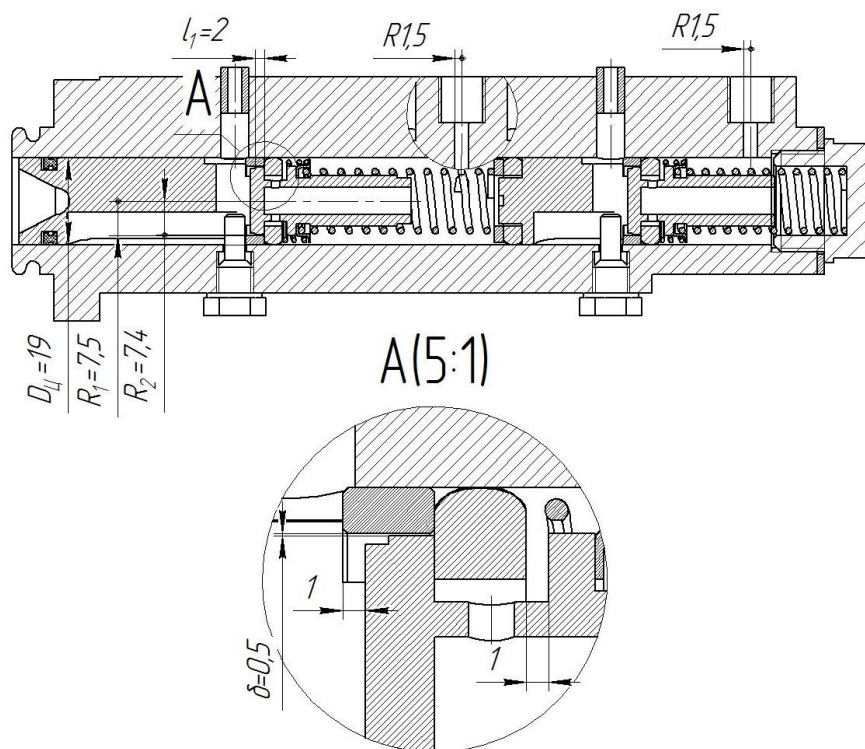


Рисунок 2.7 – Исходные данные для расчета коэффициента демпфирования

Расход жидкости через щель равен:

$$Q_2 = \frac{\pi \cdot R_{CP} \cdot \delta^3 \cdot \Delta p}{6 \cdot \eta \cdot l_K}, \quad (2.33)$$

где  $\Delta p$  – разность давлений с разных концов уплотнительного кольца;

$\eta$  – коэффициент динамической вязкости;

$R_{CP} = 0,5(R_1 + R_2)$  – средний радиус кольцевой щели между радиусом цилиндра и радиусом поршня;

$l_K$  – ширина уплотнительного кольца;

$\delta$  – зазор между поршнем и цилиндром (ширина щели).

Расход  $Q_I$  при допущении, что разность давлений в замкнутой системе равна нулю, будет равен тоже нулю. Можно предположить, что при наличии утечек тормозной жидкости через рабочие тормозные цилиндры, разность давлений начнет отличаться от нуля и  $Q_I$  станет больше нуля.

$$Q = Q_1 + Q_2 = \Delta p \cdot \left[ \frac{\pi \cdot r_{TM}^4}{8 \cdot \eta \cdot l_{TM}} + \frac{\pi \cdot R_{CP} \cdot \delta^3}{6 \cdot \eta \cdot l_K} \right] = \Delta p \cdot (k_1 + k_2). \quad (2.34)$$

Количество жидкости, перетекающее из одной части цилиндра в другую, равно:

$$Q = S_{Ц1} \cdot V_{П}, \quad (2.35)$$

где  $S_{Ц1}$  – площадь цилиндра.

$V_{П}$  – скорость поршня.

$$\Delta p = \frac{S_{Ц1} \cdot V_{П}}{(k_1 + k_2)}. \quad (2.36)$$

Давление жидкости создает силу  $F_D$ , которая противодействует движению поршня и равна:

$$F_D = \Delta p \cdot S_{П1}, \quad S_{П1} = \pi \cdot R_{П}^2, \quad (2.37)$$

где  $\Delta p$  – давление жидкости, действующее на поршень;

$S_{П1}$  – площадь поршня ГТЦ;

$R_{П}$  – радиус поршня.

$$F_D = \frac{S_{П1} \cdot S_{Ц1} \cdot V_{П}}{(k_1 + k_2)} = \frac{(\pi \cdot R_{П}^2)^2 \cdot V_{П}}{(k_1 + k_2)}. \quad (2.38)$$

Противодействующая сила, с учетом формулы (4.3) и выражения для объема перетекающей жидкости, равна:

$$F_D = C_{D1} \cdot V_{\Pi}, \quad (2.39)$$

где  $C_{D1}$  – коэффициент успокоения (удельная демпфирующая сила), определяемый как

$$C_{D1} = \frac{(\pi \cdot R_{\Pi}^2)^2}{(k_1 + k_2)}, \quad (2.40)$$

$$k_1 = \frac{\pi \cdot r_{\text{ТМ}}^4}{8 \cdot \eta \cdot l_{\text{ТМ}}};$$

$$k_2 = \frac{\pi \cdot R_{\text{СР}} \cdot \delta^3}{6 \cdot \eta \cdot l_{\text{К}}}. \quad (2.41)$$

Коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  зависят только от конструктивных размеров демпфера. При износе уплотнительных колец коэффициент  $k_2$  будет дополнительно рассчитываться и для щели зазора между кольцом и корпусом ГТЦ.

*Вторая составляющая, на которые непосредственно влияют структурные параметры X4 и X5*, – это сила трения уплотнительных колец о стенки цилиндра, причем на силу трения также будут влиять и структурные параметры X6 и X7. Только в первом случае при уменьшении структурного параметра диаметра уплотнительного кольца сила трения будет уменьшаться практически до нуля, а во втором случае она будет увеличиваться до заклинивания поршней ГТЦ.

*Структурные параметры X6 и X7* (увеличение наружного диаметра уплотнительных колец), увеличение происходит из-за использования тормозной жидкости нереконмендованного вида, попадания в тормозную жидкость бензина и других эксплуатационных жидкостей, усиленное старение резины будет сопровождаться изменением геометрических размеров уплотнительных колец с последующим увеличением силы трения. Согласно [83] допустимый предел увеличения диаметра колец не должен превышать 10%.

Большое влияние на свойства резины оказывает температура. Недостаток резины – изменение напряжений в прокладке с течением времени (релаксация). Скорость релаксации зависит от температуры, степени сжатия прокладки, свойств рабочей среды, марки резины [75].

Согласно исследованиям, проводимым на кафедре «Автомобили и автомобильный транспорт» КГУ, в ходе работы над диссертацией была выбрана наиболее подходящая для расчетов и достоверная методика расчета силы трения [52] с необходимыми корректировками: трение в узлах уплотнения при страгивании с места (трение покоя) в 1,5...2,5 раза больше, чем сила трения при установившемся движении; при увеличении давления уплотняемой среды от 2 до 15 МПа дополнительно сила трения возрастает от 0,2 до 0,25% [68].

В данной методике сила трения круглого резинового кольца определяется как составляющая двух сил: силы трения, возникающей от давления рабочей жидкости, и силы трения, возникающей от предварительного сжатия кольца. Определение силы трения таким способом считаю наиболее точным из всех рассмотренных способов.

Для круглых резиновых колец, размещенных в канавке поршня, сила трения:

$$F_{\text{тр}} = T_e \cdot \pi \cdot D_{\text{ц}} + T_n \cdot \pi \cdot (D_{\text{ц}}^2 - D_k^2)/4, \quad (2.42)$$

где  $D_{\text{ц}}$  – внутренний диаметр цилиндра;

$D_k$  – диаметр канавки для кольца;

$D_w$  – наружный диаметр штока;

$T_n$  – сила трения, возникающая от давления рабочей жидкости на 1 см<sup>2</sup> контактной поверхности кольца, определяется графически;

$T_e$  – сила трения, возникающая от предварительного сжатия кольца на 1 см его длины, определяется графически в зависимости от предварительного монтажного сжатия.

$$w = \frac{\gamma}{d} \cdot 100\%, \quad (2.43)$$

где  $\gamma = d - b_l$ , здесь  $d$  – диаметр сечения кольца;

$b_l$  – глубина канавки с учетом зазора между уплотняемыми поверхностями.

Для определения сил  $T_n$ ,  $T_e$  в Excel были построены графики и подобраны линии тренда и формулы для теоретического расчета, погрешность составила менее 1% .

$$T_n = 2,93 \cdot 10^{-7} \cdot p. \quad (2.44)$$

$$T_e = 0,0185 \cdot w + 0,032. \quad (2.45)$$

Для согласования полученных данных с системой Си проведем необходимые преобразования и получим следующую формулу:

$$F_{тр} = 9,81 \cdot (T_e \cdot \pi \cdot D_{ц} + T_n \cdot \pi \cdot (D_{ц}^2 - D_k^2))/4. \quad (2.46)$$

Данные уравнения для расчета сил трения применим в математической модели с поправками на трение покоя и трение скольжения. При изменении диаметра сечения кольца в допустимых пределах, указанных выше, получаем влияние изменения структурных параметров на выходные диагностические.

Реализация представленной модели определения силовых и динамических характеристик элементов гидравлического привода тормозной системы для исследования влияния изменения структурных параметров на выбранные диагностические рассматриваются в следующих разделах.

## 2.4 Алгоритмическое и программное обеспечение

Для анализа степени влияния выбранных факторов необходимо проведение большого количества натурных исследований, что, в свою очередь, требует больших затрат труда и времени, в некоторых случаях не оправданных степенью

точности результатов эксперимента. В этом случае воспользуемся компьютерным моделированием, что поможет свести к минимуму объем экспериментальных исследований.

Детерминированная математическая модель, представленная в предыдущем разделе, не может быть решена аналитическим методом в общем случае. Исследовать ее будем численно, проведем компьютерный эксперимент [94]. Согласно особенностям решаемой задачи, необходимо разработать алгоритм решения системы алгебраических и дифференциальных уравнений с введением уже выбранных изменений структурных параметров.

В соответствии с задачами исследования, входными параметрами модели являются: сила  $F_n$  и  $V_n$  скорость перемещения педали тормоза;  $\psi_{1,2}$  – коэффициент податливости тормозной жидкости в контурах ГТЦ, характеризующий содержание воздуха в ней, %;  $C1, C2$  – жесткость возвратной пружины первого и второго контуров, соответственно,  $H/м$ ;  $\Delta d1, \Delta d2$  – изменение диаметра сечения уплотнительных колец первого и второго контуров для характеристики их износа,  $мм$ ;  $D1, D2$  – наружный диаметр уплотнительных колец первого и второго контуров для характеристики их разбухания,  $мм$ .

Выходными параметрами модели являлись значения диагностических параметров  $S1-S6$ . В процессе компьютерного моделирования определялись динамические и силовые характеристики элементов гидравлической тормозной системы, управляющим механизмом которой является ГТЦ с фиксированием плавающего поршня предварительно сжатой пружиной.

В ходе математического моделирования в системе дифференциальных уравнений были преобразованы выражения для определения следующих величин: коэффициента податливости, жесткости пружин первого и второго контуров, сил демпфирования и трения. При моделировании были приняты следующие допущения: исполнительные механизмы, тормозные шланги и трубопроводы – исправны; податливостью в исполнительных механизмах пренебрегаем, считаем жидкость в контурах без воздуха; рабочие цилиндры передних и задних



тормозных механизмов приводим к одному цилиндру с увеличенным вдвое диаметром, на каждый контур; расчет приведенной массы жидкости к поршню управляющего и исполнительного механизмов проводим по усредненной длине трубопроводов; волновые процессы в гидромагистралях вследствие сравнительно малой длины их не влияют на переходной процесс: вязкость, плотность, температура тормозной жидкости и количество нерастворенного воздуха не изменяются в течение переходного процесса; отсутствуют утечки рабочей жидкости; тормозную педаль в движение приводит автоматическое устройство, обеспечивающее стабильность входных параметров.

Моделирование проводилось для четырех режимов нажатия на педаль тормоза:  $T1$  – время нажатия на педаль тормоза составляет 0,2 с;  $T2$  – 0,7 с;  $T3$  – 1,0 с;  $T4$  – 1,4 с. Время воздействия на орган управления выбраны согласно анализу результатов предварительных экспериментальных исследований (раздел 3). Значения переменных, характеризующих конструкцию ГТЦ автомобиля, брались характерными для автомобиля ВАЗ 21074.

Алгоритм работы составлялся с учетом возможности его реализации на ЭВМ в диалоговом режиме работы. Укрупненный алгоритм программы моделирования процесса торможения автомобиля приведен на рисунке 2.8.

Для обеспечения допустимого уровня точности дифференциальные уравнения решаются с помощью метода Рунге – Кутты 4 порядка. Этот метод имеет четвертый порядок точности. Это означает, что ошибка на одном шаге имеет порядок  $O(h^5)$ , а суммарная ошибка на конечном интервале интегрирования имеет порядок  $O(h^4)$ , где  $h$  — величина шага сетки по  $t$ . Таким образом конечный результат интегрирования представляется с погрешностью  $\varepsilon = 10^{-7}$ .

В первом блоке производится ввод исходных данных, необходимых для проведения расчетов. Значения переменных, характеризующих конструкцию автомобиля, брались характерными для автомобиля ВАЗ 21074 [20].

Во втором блоке производим ввод начальных условий для расчета, необходимых для запуска расчета численным методом. После ввода всех данных про

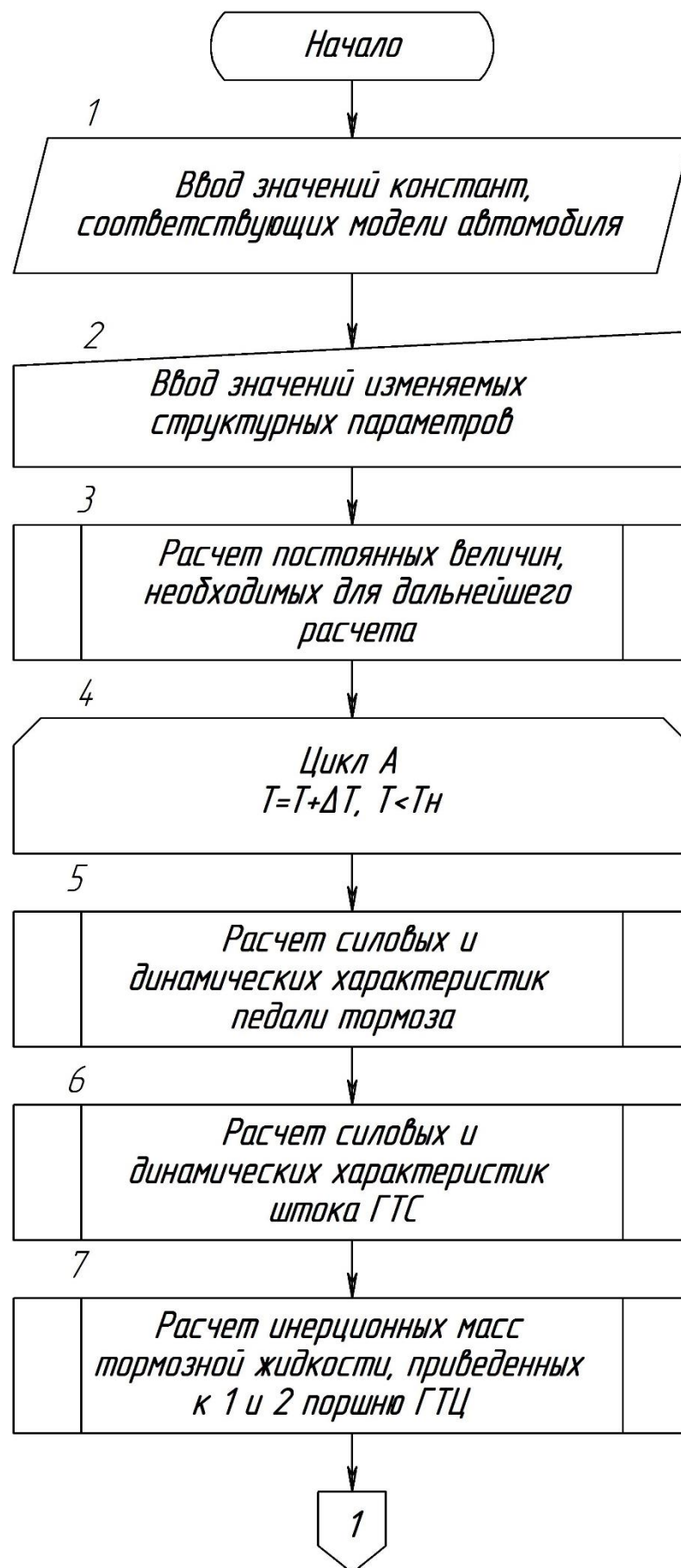
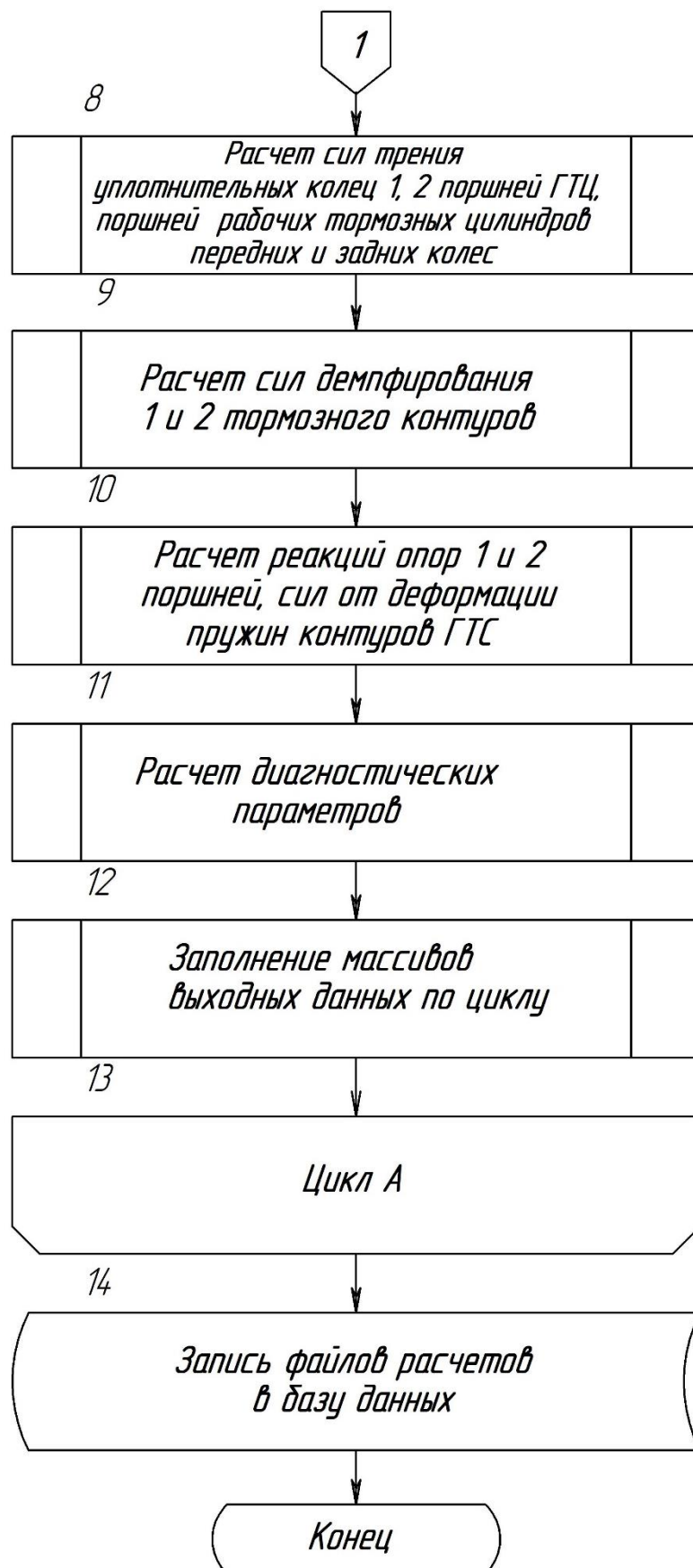


Рисунок 2.8 – Алгоритм моделирования рабочих процессов ГТЦ



Продолжение рисунка 2.8 – Алгоритм моделирования рабочих процессов ГТЦ

водится расчет постоянных величин и начальных условий для моделирования. К недостающим начальным условиям относятся площади и объемы полостей главного и рабочих тормозных цилиндров, трубок, шлангов. На данном этапе производится ввод структурных параметров с помощью диалогового окна и вывод начальных условий расчета в таблицу.

После введения и внесения всех необходимых данных для проведения расчета переходим к телу основной программы, в которой осуществляется цикл до конечного условия  $T=1,5$  с. Все характеристики вычисляются отдельно, с помощью подпрограмм. В основной программе указываются только порядок расчета и условия ограничивающие расчетные параметры.

Рассмотрим расчет основных характеристик.

Блок 4. В данном блоке происходит формирование условия воздействия на педаль тормоза. Исходя из заданного оператором условия (режима воздействия на педаль тормоза), программа выбирает уравнения расчета времени и силы, прилагаемой к органу управления тормозной системой (таблица 3.1).

Далее в блоке 5 происходит перерасчет динамических и силовых характеристик с учетом воздействия вакуумного усилителя и системы рычагов, от педали тормоза к штоку ГТЦ. Для расчета используются уравнения 2.1-2.11.

С расчета шестого блока уже используются значения скоростей поршней первого и второго контуров, расчетные значения, меняющиеся с каждым шагом цикла в зависимости от расчета системы дифференциальных уравнений. Тут проводится определение инерциальных масс гидравлической системы, приведенных к поршням первого и второго контуров управляющего устройства согласно выражениям 2.18-2.19.

В седьмом блоке проводится расчет сил трения уплотнительных колец главного и рабочих цилиндров тормозной системы. Расчет проводится согласно уравнений 2.42-2.46 с поправками на силу трения покоя, силу трения скольжения и расчетное давление в контурах гидроцилиндров. Сила трения в примененном варианте разделяется на две составляющие: сила трения от сжатия уплотнительного кольца, и сила трения от воздействия давления на уплотнительное кольцо.

Расчет сил терния применяется при расчете структурных параметров  $X_4$ ,  $X_5$ ,  $X_6$ ,  $X_7$ . В случае первых двух сила трения уменьшается от снижения давления сжатия уплотнительного кольца, за счет уменьшения размеров (износ). Во втором же, наоборот, увеличение размеров (разбухание) влечет увеличение силы трения вплоть до заклинивания поршней ГТЦ.

Восьмой блок характеризует процессы, происходящие при увеличении зазоров между уплотнительными кольцами и стенками цилиндров, – диагностический параметр износ колец  $X_4$ ,  $X_5$ . От увеличения зазора увеличивается расход жидкости через образовавшуюся щель и снижается сила демпфирования, которая рассчитывается по формуле 2.38.

Девятый блок уравнений задает время начала движения поршней ГТЦ с фиксированием плавающего поршня предварительно сжатой пружиной. Это определяется балансом сил, воздействующих на поршень и его реакцию на опору, как только реакция опоры становится равна нулю, поршень начинает движение. В тандеме с расчетом реакций опор идет расчет сил от воздействия пружин тормозных контуров, подпружинивающих поршни главного цилиндра. Снижение жесткости этих пружин в процессе эксплуатации оказывает влияние на исправную работу тормозной системы и оценивается структурными параметрами  $X_2$  и  $X_3$ .

После подготовки всех необходимых данных для расчета системы дифференциальных и алгебраических уравнений подходим к блоку 10. Здесь происходит решение численным методом уравнений 2.12, 2.13, 2.22-2.28. Решение системы разделяется ограничивающими условиями на несколько этапов: движение поршня первого контура до начала движения всех остальных элементов тормозной системы; начало движения и движение поршней передних тормозных механизмов после преодоления сил трения; начало движения и движение поршня второго тормозного контура; начало движения и движение поршней задних тормозных механизмов; остановка поршней задних тормозных механизмов и второго поршня ГТЦ; остановка поршней передних тормозных механизмов и поршня

первого тормозного контура и нарастание тормозной силы на тормозных механизмах, зависящей от нарастания усилия воздействия на педаль тормоза. На различных режимах влияние структурных параметров проявляется по-разному, но  $X1$  (завоздушенность тормозной жидкости) оказывает воздействие на всех режимах. Воздействие этого параметра оценивается функцией, влияющей на давления в системе (уравнение 2.30).

В 11 блоке производится нахождение диагностического параметра силы нажатия на педаль тормоза в зависимости от времени. Определяется сила из разности управлявшего воздействия на органе управления тормозной системой и баланса всех сил на шток главного тормозного цилиндра.

Все характеристики в данном цикле посчитаны. Производится вывод данных расчета не рабочий лист Excel, блок 12. По данным моделирования построены зависимости для прослеживания воздействия изменений структурных параметров на диагностические.

После проведения цикла расчетов время  $T$  приращивается на величину  $dt$  и сравнивается с максимальным значением, если  $T < 1,5$  то программа переходит к следующему циклу расчетов, а при превышении значения оканчивает работу.

Расчет всех характеристик, приведенных в предыдущем разделе, проводится после преобразования формул 2.1-2.46 к виду среды программирования VBA, встроенную в программный продукт Microsoft Office профессиональный плюс 2013, Excel [99]. Моделирование проводится на ПЭВМ Intel (R) Core™ i3-4130 CPU@ 3.40 GHz/2x4Gb DDR3/ ASUS HD7750 Series.

На рисунке 2.9 приведено диалоговое окно программы моделирования. В данном окне производится ввод неисправностей в рабочие процессы главного тормозного цилиндра. Текст основного модуля программы моделирования представлен в приложении Б.

В соответствии с задачами данного исследования входными параметрами модели являлись: сила и ускорение воздействия на педаль тормоза; состояние тормозной жидкости (процент содержания воздуха); жесткость пружин ГТЦ; состояние уплотнительных колец ГТЦ.

В процессе компьютерного моделирования определялись динамические и силовые характеристики элементов гидравлической тормозной системы, управляющим механизмом которой является двухконтурный тормозной цилиндр с фиксированием плавающего поршня предварительно сжатой пружиной.

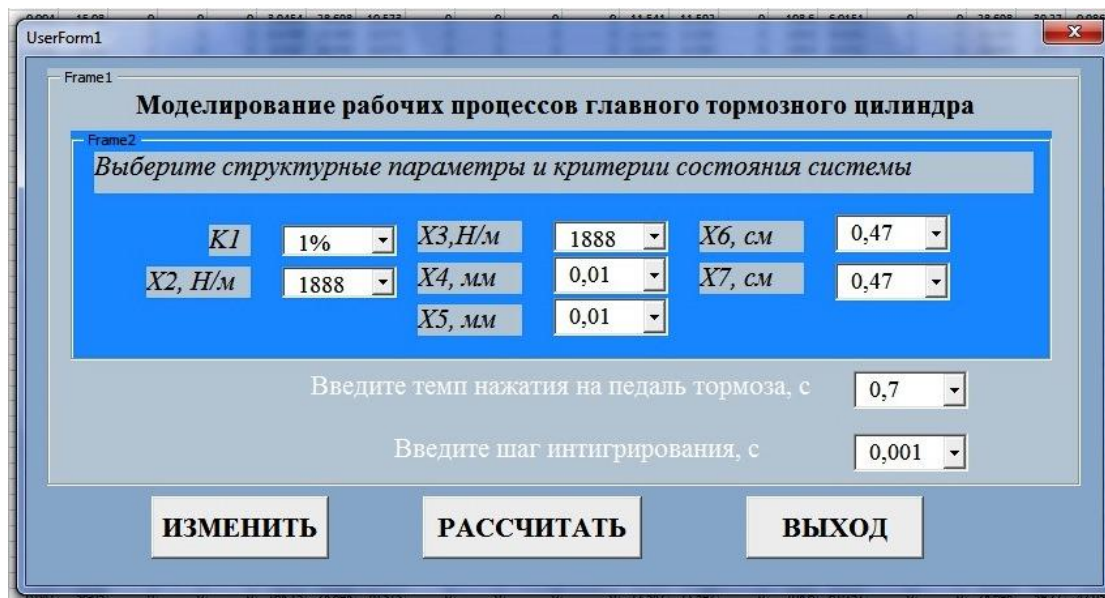


Рисунок 2.9 – Диалоговое окно программы моделирования

Обработка и анализ результатов моделирования проводились с использованием Excel 2013 и Statistica 13 Trial 64-bit.

Результаты моделирования с оценкой чувствительности выбранных диагностических параметров и обоснованием их сочетания для постановки диагноза приведены в следующем разделе.

#### Выводы по второй главе

1. Выдвинута и обоснована основная идея и сформулирована гипотеза исследования.
2. Выявлен перечень наиболее часто отказывающихся деталей ГТЦ, определяющих его работоспособность и их неисправностей.
3. Разработана математическая модель.
4. Разработано алгоритмическое и программное обеспечение процесса моделирования по разработанной модели.

### Глава 3. Математическое моделирование работы главного тормозного цилиндра

При помощи математического моделирования возможно провести численное исследование поведения динамических характеристик элементов ГТЦ. Есть возможность оценить влияние неисправностей элементов на поведение исполнительных и управляющих органов ГТС.

Проведение моделирования с применением программного обеспечения позволяет снизить трудоемкость и затраты на проведение физического эксперимента, провести более подробные исследования воздействия изменения структурных параметров на эффективность работы ГТЦ. А также оценить характеристики системы для определения предварительного комплекта диагностических параметров.

В соответствии с задачами исследования при моделировании были приняты следующие допущения: исполнительные механизмы, тормозные шланги и трубопроводы – исправны; податливостью в исполнительных механизмах пренебрегаем, считаем жидкость в контурах без воздуха; рабочие цилиндры передних и задних тормозных механизмов приводим к одному цилиндру с увеличенным вдвое диаметром; расчет приведенной массы жидкости к поршню управляющего и исполнительного механизмов производим по усредненной длине трубопроводов; волновые процессы в гидромагистралях вследствие сравнительно их малой длины не влияют на переходной процесс: вязкость, плотность, температура тормозной жидкости и количество нерастворенного воздуха не изменяются в течение переходного процесса; отсутствуют утечки рабочей жидкости; тормозную педаль в движение приводит автоматическое устройство, обеспечивающее бесперебойную точность входных параметров.

#### 3.1 Выбор режима нажатия на педаль тормоза при проведении диагностирования

Работу гидравлической системы необходимо рассматривать на различных режимах ее работы [95]. Это дает нам возможность выявить различные



неисправности с большей долей вероятности, так как одни неисправности не видны на одном режиме, а прослеживаются на других.

Всестороннее рассмотрение рабочих процессов, протекающих в ГТЦ, поможет определить диагностические параметры, обладающие достоверностью, однозначностью, стабильностью и информативностью.

Темп нажатия – это отрезок времени между моментом начала активизации органа управления и моментом, когда тормозная сила на наименее благоприятно расположенной оси достигает уровня, соответствующего предписанной эффективности торможения, согласно ЕЭК ООН №13. В нашем случае началу активизации органа управления будет соответствовать начало нажатия на педаль тормоза или начало ее перемещения, окончанием отсчета станет момент, когда усилие на органе управления достигнет заданной величины, а именно 490 Н согласно «Регламенту...».

В процессе проведения предварительных экспериментальных исследований было выявлено, что неисправности ГТЦ наиболее явно проявляются при медленном темпе нажатия на педаль тормоза, так как при быстром темпе тормозная жидкость не успевает просочиться сквозь изношенные уплотнительные кольца, упругость пружин и разбухание колец не существенно влияют на конечный результат. В этом случае определение основных режимов диагностирования является определяющей задачей исследования.

Для проведения более содержательного изучения работы ГТС применили четыре режима воздействия на педаль тормоза. Назначение режимов происходило следующим образом: первый и четвертый режим граничные, то есть первый режим с максимальной скоростью воздействия на педаль тормоза, четвертый – ограниченный минимальной скоростью воздействия на педаль тормоза (при дальнейшем снижении скорости перемещения педали не достигаются рабочие характеристики тормозного привода). Второй и третий режимы являются средними точками между граничными.

Режимами воздействия на педаль тормоза стали –  $T1$  (экстренное торможение  $T=0,75$  м/с или  $T=0,2$  с),  $T2$  (служебное торможение  $T=0,21$  м/с или  $T=0,7$  с),  $T3$  (служебное торможение  $T=0,15$  м/с или  $T=1,0$  с),  $T4$  (служебное торможение  $T=0,12$  м/с или  $T=1,4$  с).

Для определения математических уравнений, описывающих режимы нажатия на педаль тормоза (формула 2.1), в процессе предварительного эксперимента были сняты временные и силовые характеристики воздействия на педаль тормоза при определенном темпе нажатия. Полученные данные занесены в таблицы программы Microsoft Excel, по табличным значениям построены графики функций изменения усилия и ускорения педали тормоза. По графикам функций построены линии тренда и найдены уравнения, описывающие режимы. Переменные, определяющие, режимы приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Переменные, определяющие режимы нажатия на педаль тормоза

Режим	Переменные, описывающие режим нажатия на педаль тормоза
Т <sub>1</sub>	$\theta_a = -100, v_a = 20, \varepsilon_a = 0$
	$\theta_F = -13500, v_F = 5150, \varepsilon_F = 0$
Т <sub>2</sub>	$\theta_a = -6,0823, v_a = 4,8658, \varepsilon_a = -0,0121$
	$\theta_F = -646,82, v_F = 1138,6, \varepsilon_F = 3,5577$
Т <sub>3</sub>	$\theta_a = -1,7005, v_a = 1,7005, \varepsilon_a = 0,0036$
	$\theta_F = -479,4, v_F = 951,47, \varepsilon_F = 11,722$
Т <sub>4</sub>	$\theta_a = -0,498, v_a = 0,6972, \varepsilon_a = 0,0103$
	$\theta_F = -172,8, v_F = 594,847, \varepsilon_F = -3,5474$

Зависимости изменения силы и ускорения нажатия на педаль тормоза представлены в уравнении 2.1. Данные уравнения внесены в программу моделирования работы ГТС и применяются в расчете при выборе режима нажатия на педаль тормоза.

### 3.2 Результаты моделирования

В процессе моделирования были получены следующие характеристики работы тормозного привода: перемещения, скорости, ускорения поршней первого и второго контуров ГТЦ; все силы и давления, действующие в расчетной системе.

Примечательным оказалось выявление сил нажатия на педаль тормоза на режиме срабатывания тормозного привода. На графике усилия нажатия на педаль тормоза отразились внутренние характеристики системы (рисунок 3.1).

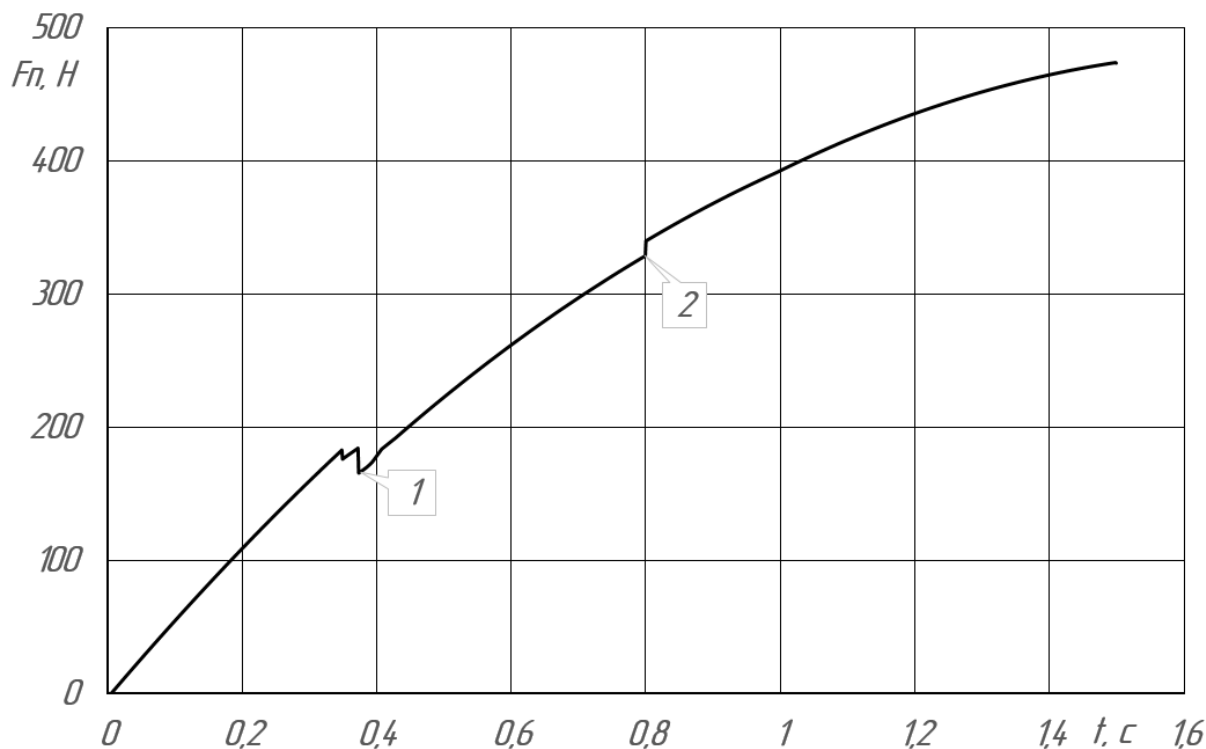


Рисунок 3.1 – График силы противодействия силе нажатия на педаль тормоза, полученный с помощью математического моделирования

На силы сопротивления нажатию педали тормоза от времени, как и при предварительном эксперименте, видны два характерных локальных участка – начала перемещения и остановки плавающего поршня ГТЦ. При введении различных неисправностей в систему происходит перемещение этих участков как по оси абсцисс, так и по оси ординат (рисунок 3.2).

Изменение режима воздействия на педаль тормоза влияет на характер перемещения локальных участков, причем происходит не только их перемещение относительно осей координат, но и относительно друг друга, основная часть программы приведена в приложении Б.

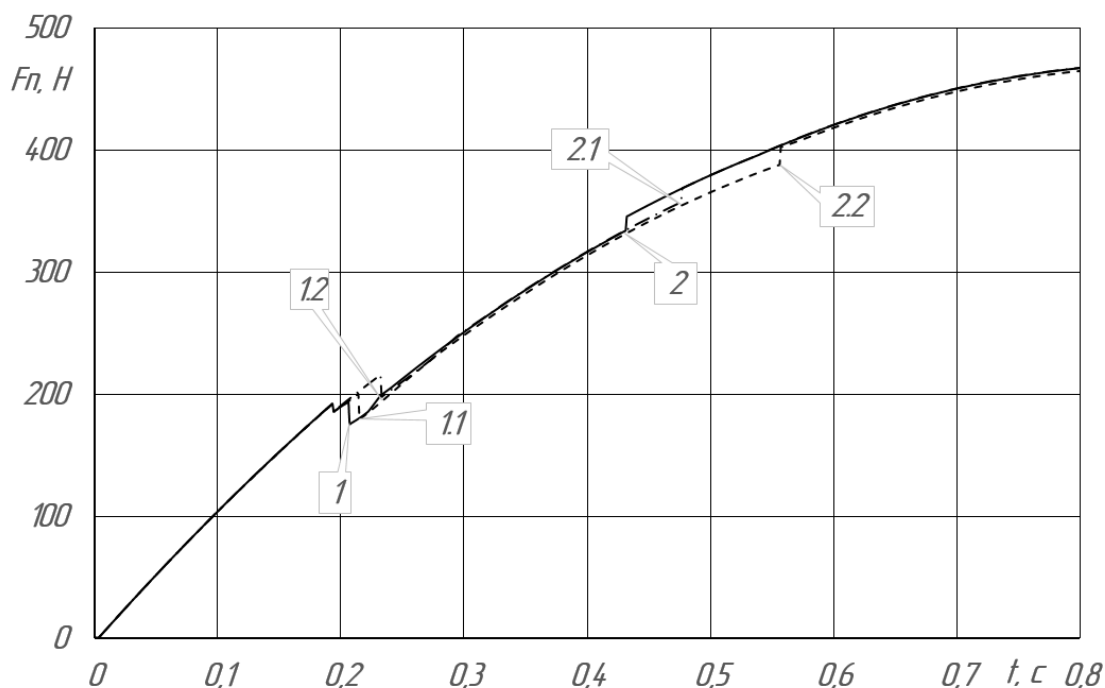


Рисунок 3.2 – Пример визуализации математического эксперимента по влиянию неисправностей X1 и X5 на процесс на режиме T3:

— — ГТЦ – исправен; ..... – неисправность X5 – износ уплотнительного кольца поршня второго контура ГТЦ на 12%; -·-·-·-·- – неисправность X1 (завоздушен второй контур ГТЦ); 1 и 2 – участок начала движения и участок остановки поршня второго контура исправного ГТЦ; 1.1 и 2.1 – участок начала движения и участок остановки поршня второго контура ГТЦ при неисправности X1; 1.2 и 2.2 – участок начала движения и участок остановки поршня второго контура ГТЦ при неисправности X5

Согласно полученным данным можно подтвердить выбор предварительного комплекса диагностических параметров из раздела 4:  $S1$  – время  $t1$  от начала нажатия на педаль тормоза до первого локального участка, начала движения поршня второго контура ГТЦ;  $S2$  – время  $t2$  от начала нажатия на педаль тормоза до второго локального участка, окончания движения поршня второго контура ГТЦ;  $S3$  – время  $t1-t2$  между первым и вторым участками или время движения плавающего поршня ГТЦ;  $S4$  – сила  $F1$  на педали тормоза в первый момент, начала движения и  $S5$  – сила  $F2$  на педали тормоза во второй момент, окончания движения поршня второго контура ГТЦ;  $S6$  – разность сил  $F1-F2$ . В дальнейшем поршни первого и второго контуров будем называть первым и вторым поршнем ГТЦ.

### 3.3 Исследование влияния структурных параметров на диагностические зависимости от темпа нажатия на педаль тормоза

Для исследования параметров, характеризующих рабочие процессы в гидравлическом тормозном приводе, необходимо оценить влияние структурных параметров на диагностические. Для этого построим графические зависимости изменения диагностических параметров от структурных  $S(X, T)$  при различных режимах нажатия на педаль тормоза (Приложение В). После визуальной оценки сделаем выводы о возможности их применения для выявления неисправностей.

На рисунке 3.3 представлен график, отражающий зависимость диагностического параметра  $S1$  от критерия завоздушенности тормозной жидкости  $X1$  и режима нажатия на педаль тормоза  $T$ .

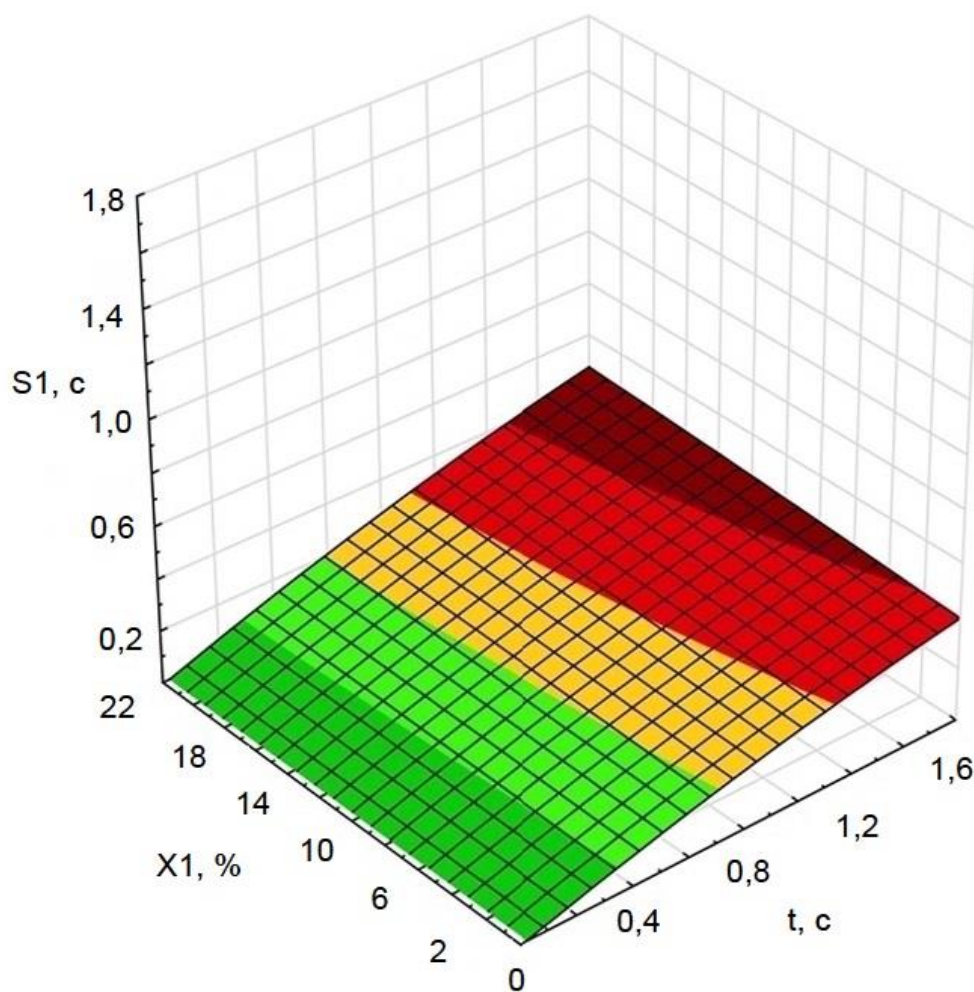


Рисунок 3.3 – Влияние завоздушенности тормозной жидкости  $X1$  и режима нажатия на педаль тормоза  $T$  на диагностический параметр  $S1$

Поверхность описывается следующим уравнением:

$$S1 = 0,0025 \cdot X1 \cdot T - 0,0535 \cdot T^2 - 2,2822 \cdot 10^{-5} \cdot X1^2 + 0,3358 \cdot T + 0,0005 \cdot X1 - 0,0109. \quad (3.1)$$

Из графика видно, что критерий завоздушенности тормозной жидкости практически не влияет на диагностический параметр  $S1$ , но при увеличении времени нажатия на педаль тормоза время достижения до начала сдвига поршня второго контура ГТЦ увеличивается и проявляется увеличение  $S1$  в зависимости от процентного содержания воздуха в тормозной жидкости.

Влияние критерия  $X1$  на диагностический параметр  $S2$  показано на рисунке 3.4.

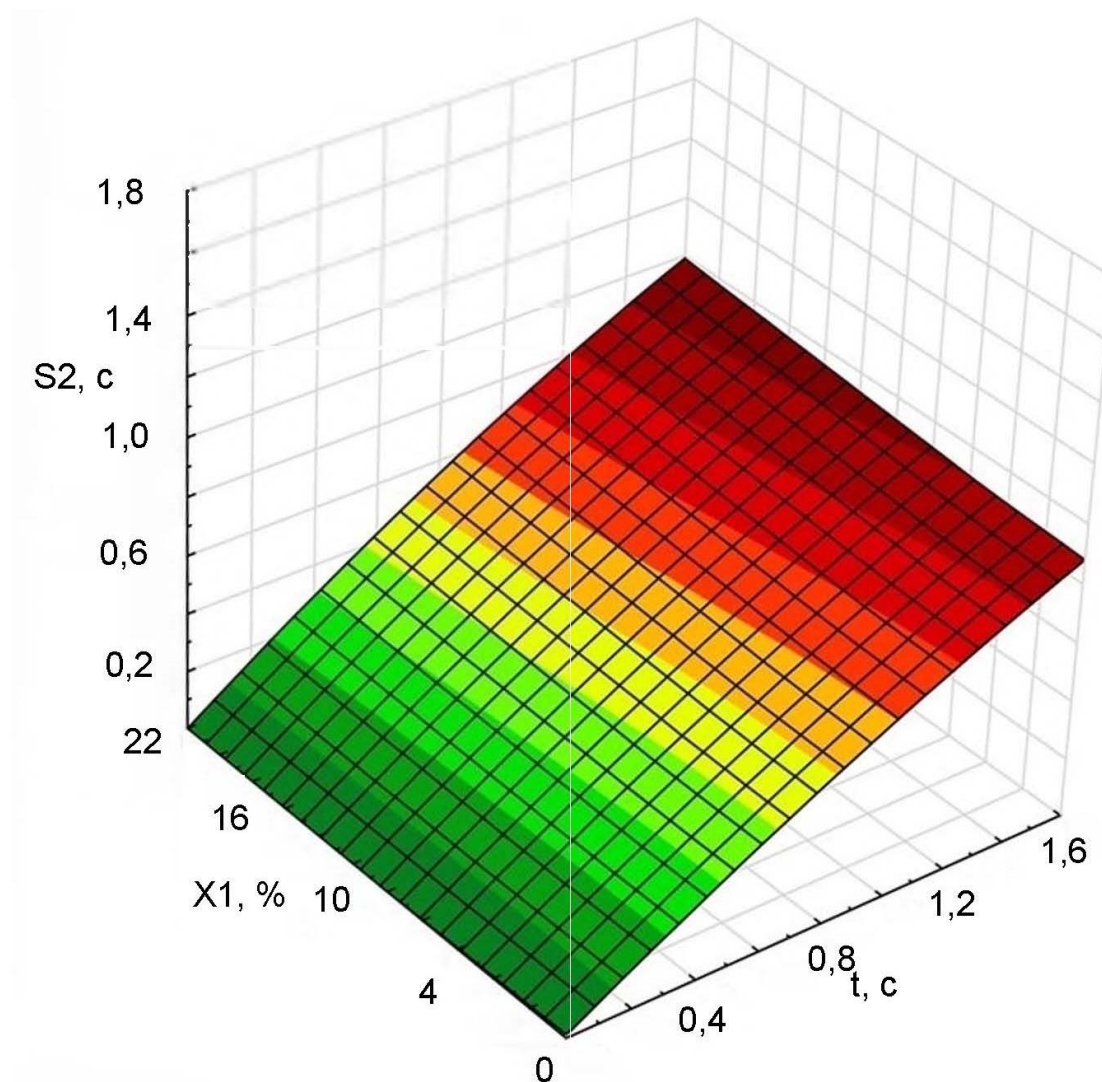


Рисунок 3.4 – Влияние завоздушенности тормозной жидкости  $X1$  и режима нажатия на педаль тормоза  $T$  на диагностический параметр  $S2$

Поверхность описывается следующим уравнением:

$$S2=4,7475 \cdot 10^{-5} X1^2 - 0,0813 \cdot T^2 + 0,0037 \cdot T \cdot X1 + 0,6702 \cdot T - 0,0011 \cdot X1 + 0,0063. \quad (3.2)$$

Как и в предыдущем случае, момент остановки второго поршня при экстренном торможении остается неизменным, а при увеличении времени воздействия на орган управления тормозной системой  $S2$  увеличивается, но от исправного состояния практически не отличается. Изменение начинает прослеживаться только при времени нажатия на педаль более 0,8 с.

Разность времени проявления двух состояний тормозной системы  $S3$  и воздействие критерия  $X1$  и времени  $T$  на него показано на рисунке 3.5.

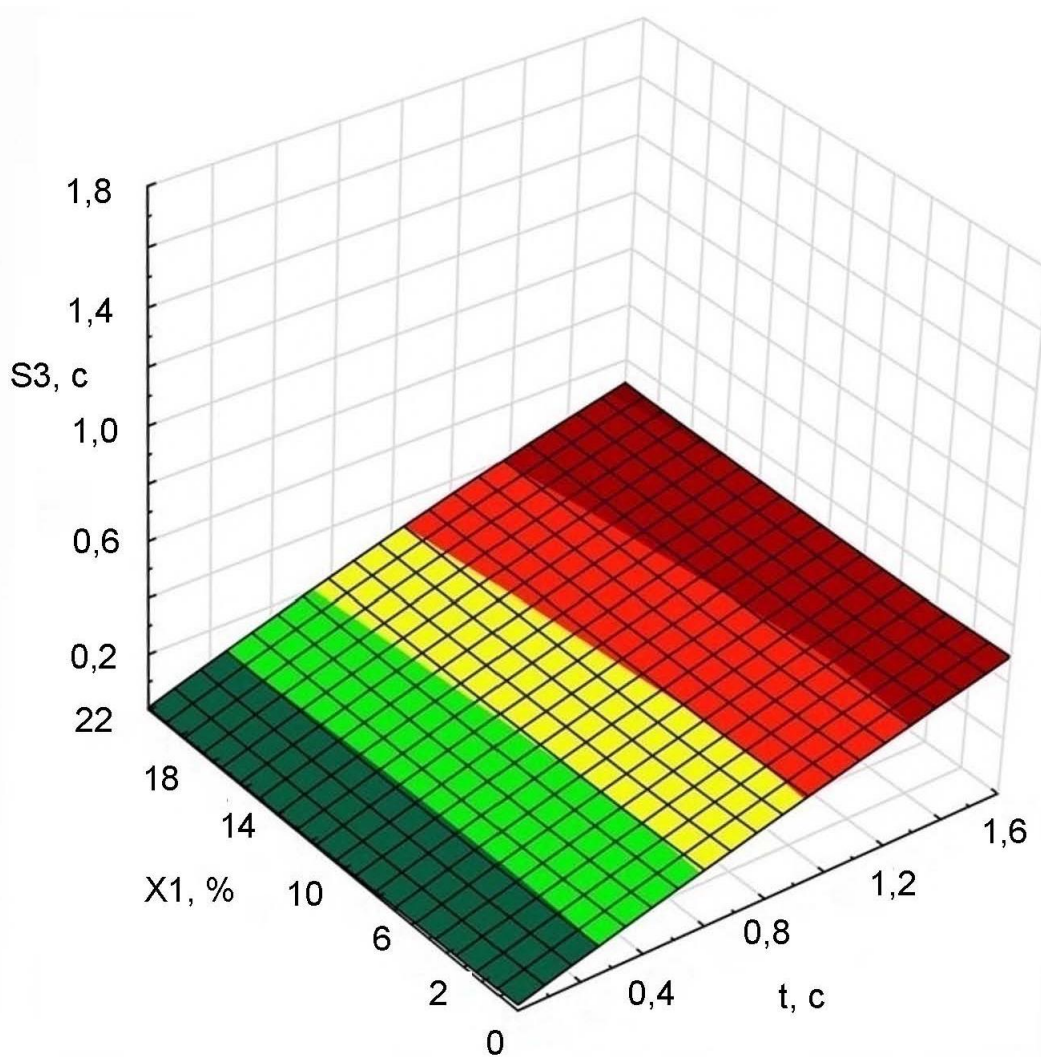


Рисунок 3.5 – Влияние завоздушенности тормозной жидкости  $X1$  и режима нажатия на педаль тормоза  $T$  на диагностический параметр  $S3$

По графику видно, что изменение диагностического параметра  $S3$  происходит только вследствие изменения режима воздействия на педаль тормоза, а на изменение количества воздуха в тормозной жидкости параметр не реагирует. Поверхность описывается уравнением:

$$S3 = 7,0297 \cdot 10^{-5} \cdot X1^2 - 0,0278 \cdot T^2 + 0,0012 \cdot T \cdot X1 + 0,3344 \cdot T - 0,0017 \cdot X1 + 0,0171. \quad (3.3)$$

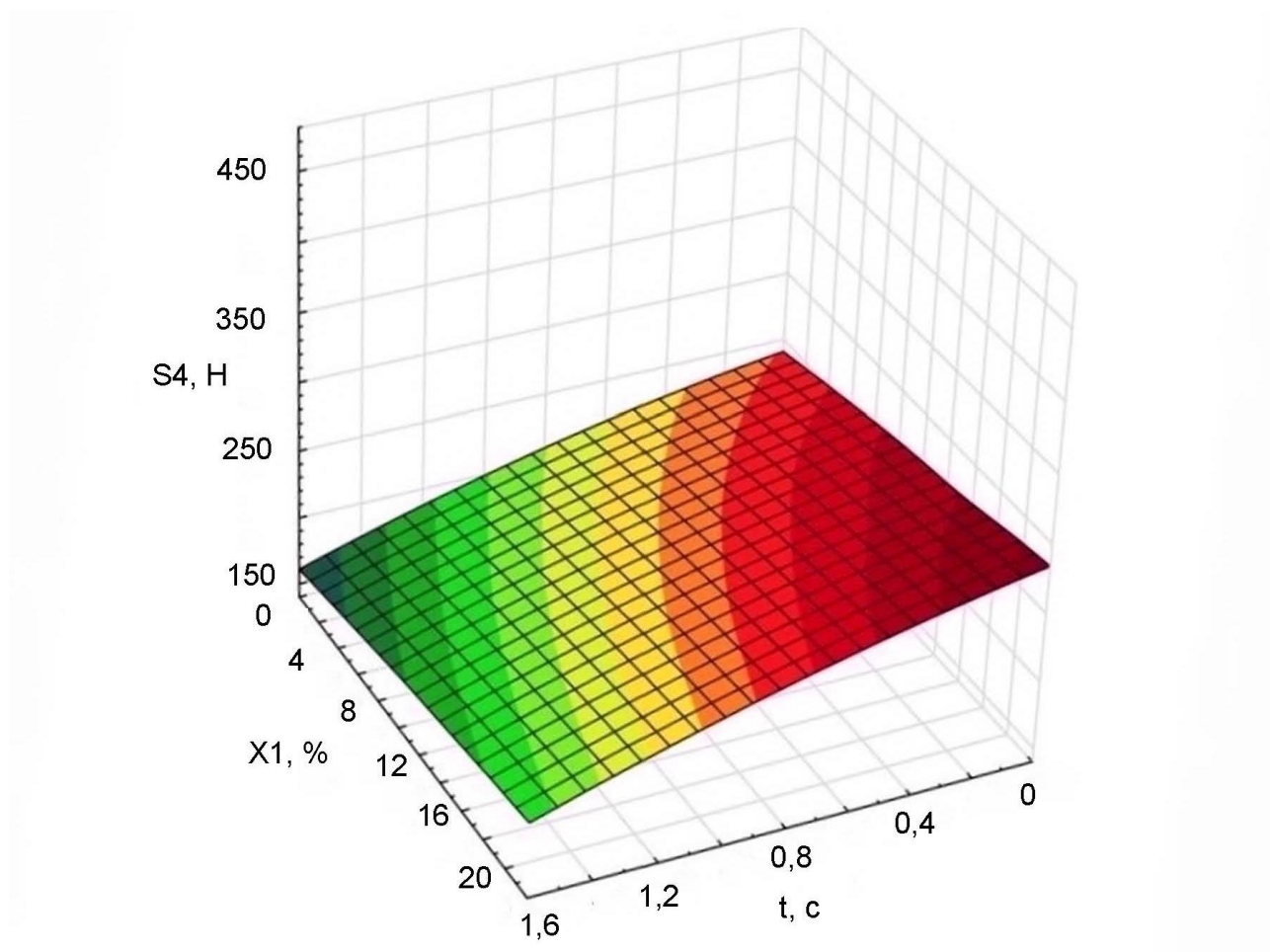


Рисунок 3.6 – Влияние завоздушенности тормозной жидкости  $X1$  и режима нажатия на педаль тормоза  $T$  на диагностический параметр  $S4$

Приведенная поверхность описывается следующим уравнением:

$$S4 = 2,3587 \cdot X1 - 13,0928 \cdot T^2 - 0,0214 \cdot X1^2 - 0,2329 \cdot T \cdot X1 - 28,9887 \cdot T + 240,9803. \quad (3.4)$$

Изменение усилия на педали при достижении первого состояния системы показано на рисунке 3.6. Здесь видно, что усилие увеличивается значительно при



изменении критерия  $X1$ , особенно это прослеживается на режиме экстренного торможения, а при увеличении времени нажатия усилие изменяется в меньшую сторону.

Как меняется усилие на педали тормоза или  $S5$  при достижении второго состояния системы, можно увидеть на рисунке 3.7.

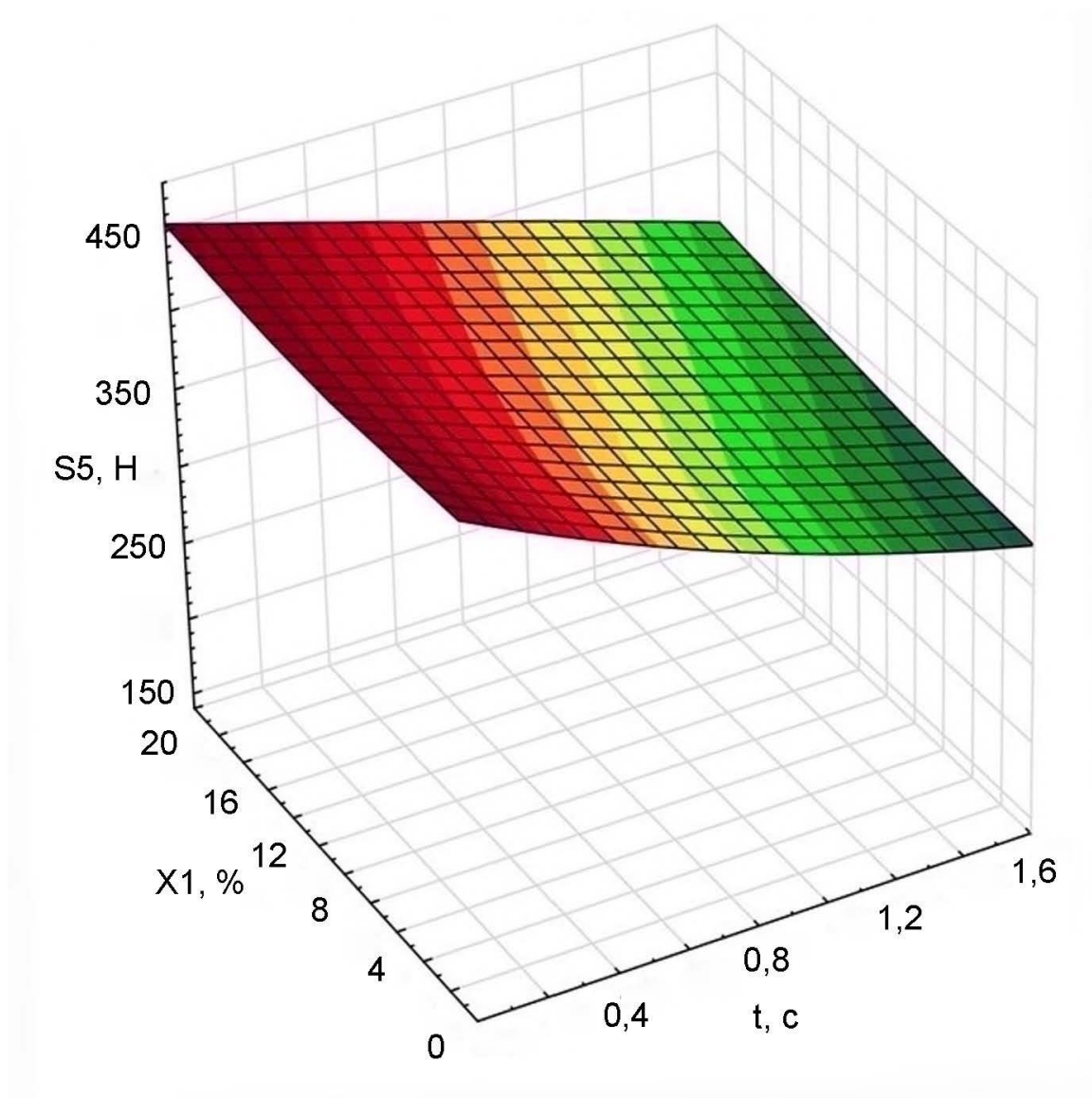


Рисунок 3.7 – Влияние завоздушенности тормозной жидкости  $X1$  и режима нажатия на педаль тормоза  $T$  на диагностический параметр  $S5$

Изменение диагностического параметра  $S5$  от режима нажатия на педаль и критерия состояния системы  $X1$  можно представить в виде закономерности:

$$S5 = 17,1707 \cdot T^2 + 0,0235 \cdot X1^2 + 0,802 \cdot T \cdot X1 - 89,3802 \cdot T - 0,0365 \cdot X1 + 446,3062. \quad (3.5)$$

По рисунку видно, что с увеличением времени нажатия на педаль тормоза усилие при достижении второго состояния уменьшается, а изменение  $S_5$  от  $X_1$  происходит только после режима нажатия соответствующего  $T=0,8$ .

Уравнение 2.42 соответствует изменению диагностического параметра  $S_6$ . Влияние на него критерия  $X_1$  и режима нажатия показано на рисунке 3.8.

$$S_6 = 20,2635 \cdot T^2 + 0,0449 \cdot X_1^2 + 1,0349 \cdot T \cdot X_1 - 60,3916 \cdot T - 2,3953 \cdot X_1 + 205,3259. \quad (3.6)$$

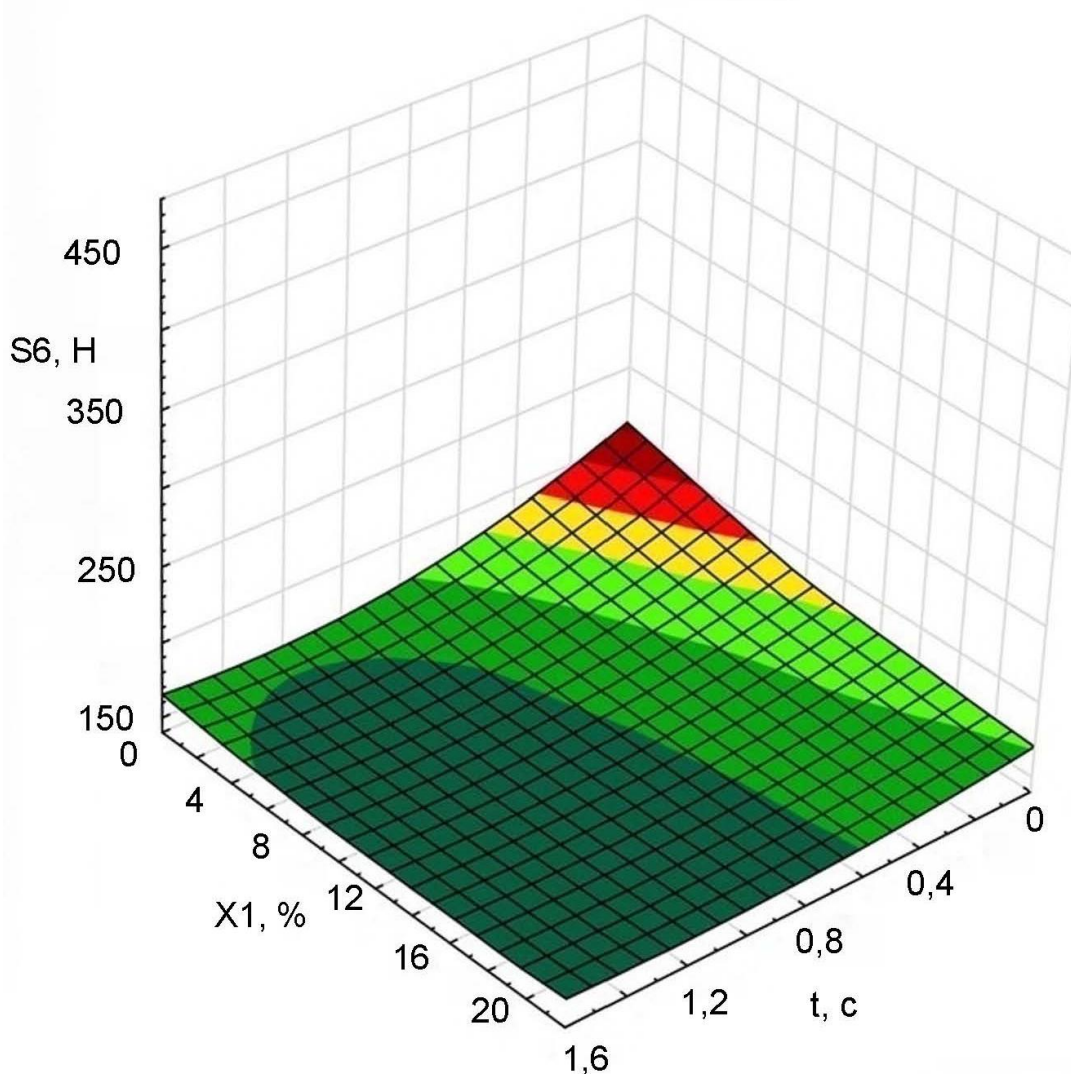


Рисунок 3.8 – Влияние завоздушенности тормозной жидкости  $X_1$  и режима нажатия на педаль тормоза  $T$  на диагностический параметр  $S_6$

В данном случае  $S_6$  зависит только от изменения параметра  $S_4$  на режиме экстренного торможения ( $T=0,2$ ), на остальных режимах критерий  $X_1$  не прослеживается.

По проведенному исследованию влияния режима нажатия на педаль тормоза и критерия завоздушенности тормозной жидкости на диагностические параметры можно заключить: завоздушенность тормозной жидкости будет явно проявляться на режиме экстренного торможения по изменению диагностического параметра  $S4$ .

Рассмотрим *структурный параметр*  $X2$ , отражающий изменение жесткости первой пружины. Влияние изменения этого параметра на диагностические отображено на рисунках 3.9 – 3.12 и представлено уравнениями 3.7.

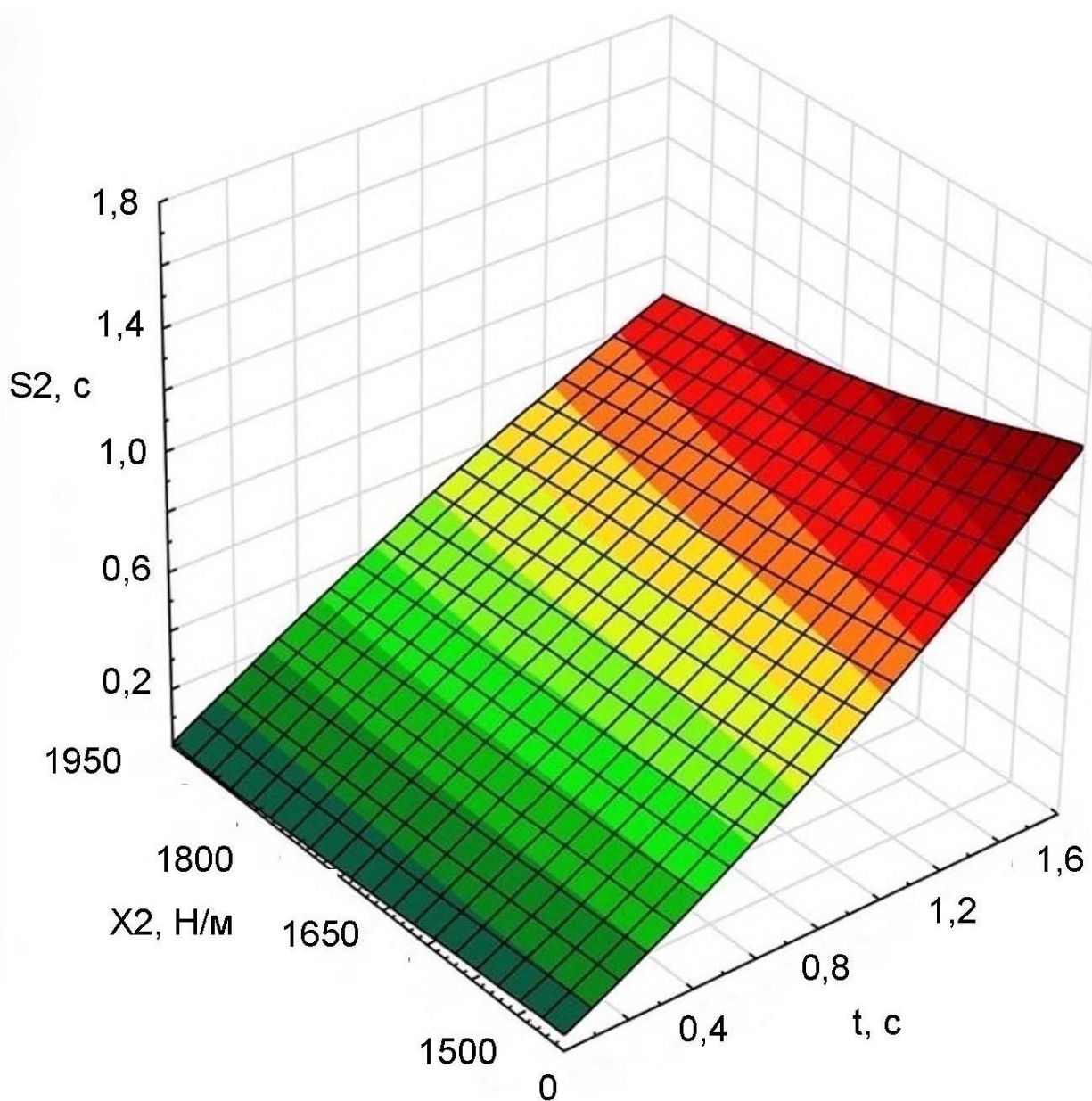


Рисунок 3.9 – Зависимость  $S2$  от  $X2$  и  $T$

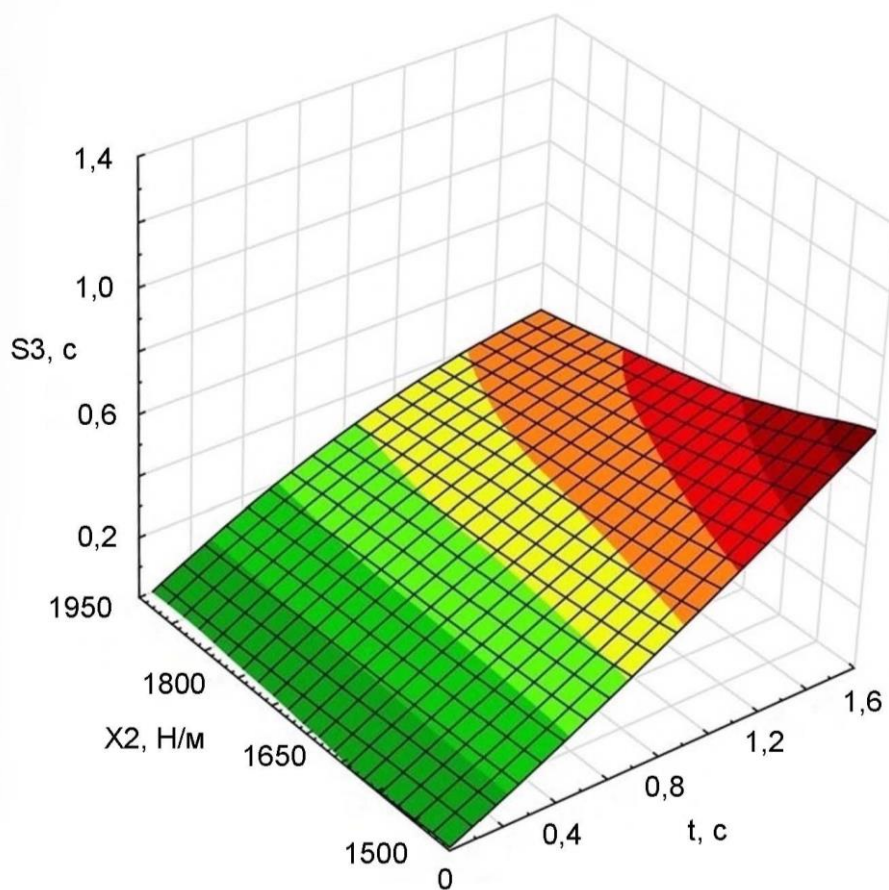


Рисунок 3.10 – Зависимость  $S_3$  от  $X_2$  и  $T$

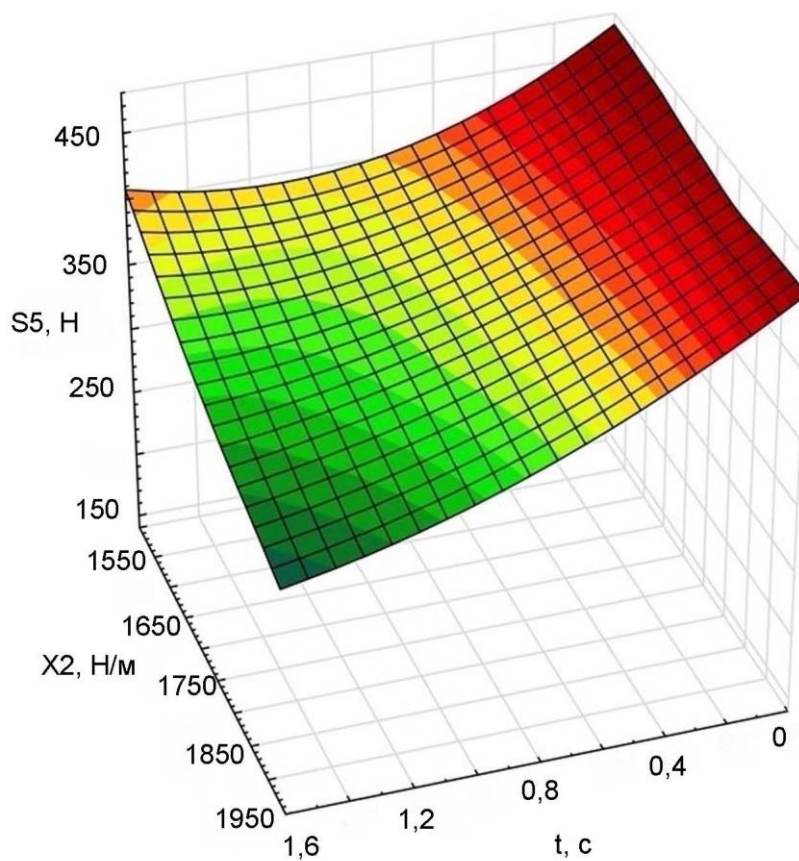


Рисунок 3.11 – Зависимость  $S_5$  от  $X_2$  и  $T$

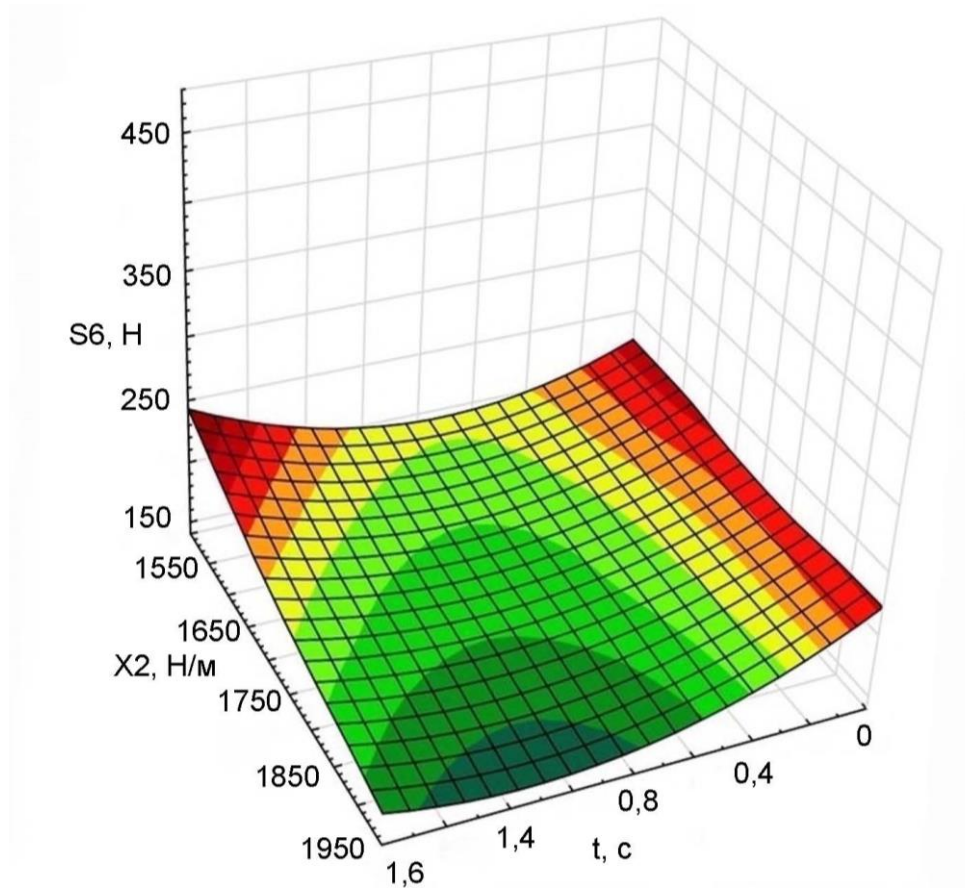


Рисунок 3.12 – Зависимость  $S_6$  от  $X_2$  и  $T$

$$S_1 = 0,068 \cdot T^2 - 4,0345 \cdot 10^{-5} \cdot T \cdot X_2 + 3,1511 \cdot 10^{-9} \cdot X_2^2 + 0,2121 \cdot T + 6,2599 \cdot 10^{-6} \cdot X_2 + 0,0195.$$

$$S_2 = 0,0162 \cdot T^2 - 0,0004 \cdot T \cdot X_2 + 2,5305 \cdot 10^{-7} \cdot X_2^2 + 1,357 \cdot T - 0,0008 \cdot X_2 + 0,5943.$$

$$S_3 = 2,499 \cdot 10^{-7} \cdot X_2^2 - 0,0518 \cdot T^2 - 0,0004 \cdot T \cdot X_2 + 1,1449 \cdot T - 0,0008 \cdot X_2 + 0,5748. \quad (3.7)$$

$$S_4 = 6,7235 \cdot 10^{-6} \cdot X_2^2 - 12,1402 \cdot T^2 - 0,0055 \cdot T \cdot X_2 - 22,9572 \cdot T - 0,029 \cdot X_2 + 268,9876.$$

$$S_5 = 42,2744 \cdot T^2 - 0,1035 \cdot T \cdot X_2 + 7,782 \cdot 10^{-5} \cdot X_2^2 + 45,0777 \cdot T - 0,273 \cdot X_2 + 698,6002.$$

$$S_6 = 54,4146 \cdot T^2 - 0,098 \cdot T \cdot X_2 + 7,1096 \cdot 10^{-5} \cdot X_2^2 + 68,0349 \cdot T - 0,244 \cdot X_2 + 429,6125.$$

Рассмотрев представленные графики, можно сделать вывод: в режиме экстренного торможения структурный параметр  $X_2$  на диагностический практически не влияет; диагностические параметры  $S_1$  и  $S_4$ , характеризующие начало движения второго поршня ГТЦ, не информативны и практически не изменяются; в свою очередь, параметры  $S_2$ ,  $S_5$  и зависимые от них  $S_3$ ,  $S_6$  существенно меняются при изменении структурного параметра  $X_2$  при режимах нажатия на педаль тормоза  $T > 0,5$  с.

Оценивая результат, можно заключить, что изменение состояния жесткости пружины первого поршня ГТЦ можно проследить по изменению диагностических параметров  $S_2$  и  $S_5$ , а также  $S_3$ ,  $S_6$  на режимах  $T > 0,5c$ .

Изменение диагностических параметров от состояния *структурного параметра*  $X_3$  и режима воздействия на педаль тормоза можно описать группой уравнений 3.8. Графики трехмерных поверхностей приведены в приложении В.

$$\begin{aligned}
 S_1 &= 31,2845 \cdot 10^{-18} \cdot X_3^2 - 0,0605 \cdot T^2 - 6,72 \cdot 10^{-17} \cdot T \cdot X_3 + 0,355 \cdot T - 4,3265 \cdot 10^{-15} \cdot X_3 - 0,0093. \\
 S_2 &= 0,6685 \cdot T + 5,9224 \cdot 10^{-16} \cdot X_3 - 0,0718 \cdot T^2 - 2,3514 \cdot 10^{-17} \cdot T \cdot X_3 - 1,6929 \cdot 10^{-19} \cdot X_3^2. \\
 S_3 &= 0,3135 \cdot T + 6,3265 \cdot 10^{-15} \cdot X_3 - 0,0113 \cdot T^2 - 5,3954 \cdot 10^{-17} \cdot T \cdot X_3 - 1,8407 \cdot 10^{-18} \cdot X_3^2. \quad (3.8) \\
 S_4 &= 5,5535 \cdot 10^{-15} \cdot T \cdot X_3 - 1,7106 \cdot 10^{-15} \cdot X_3^2 - 12,46 \cdot T^2 - 31,2808 \cdot T + 5,8317 \cdot 10^{-12} \cdot X_3 + 235,45. \\
 S_5 &= 17,07 \cdot T^2 - 8,1116 \cdot 10^{-15} \cdot T \cdot X_3 + 7,0425 \cdot 10^{-16} \cdot X_3^2 - 99,3974 \cdot T - 2,3959 \cdot 10^{-12} \cdot X_3 + 440,3. \\
 S_6 &= 29,5 \cdot T^2 - 5,7 \cdot 10^{-14} \cdot T \cdot X_3 - 3,15 \cdot 10^{-15} \cdot X_3^2 - 68,1 \cdot T + 1,08 \cdot 10^{-11} \cdot X_3 + 204,8.
 \end{aligned}$$

Согласно проведенному анализу изменение структурного параметра  $X_3$  практически никакого влияния на диагностические параметры не оказывает. Поэтому неисправность ГТЦ, связанную с изменением жесткости пружины второго поршня, выявить не удастся.

*Структурный параметр*  $X_4$ . Износ уплотнительного кольца первого поршня ГТЦ. Квадратные уравнения, показывающие взаимосвязь между диагностическими параметрами и структурным параметром  $X_4$  в зависимости от режима воздействия на педаль тормоза:

$$\begin{aligned}
 S_1 &= 45,7143 \cdot X_4^2 + 1,0444 \cdot T - 40,9575 \cdot X_4 - 0,0355 \cdot T^2 - 1,5626 \cdot T \cdot X_4 + 9,1606. \\
 S_2 &= 212,6984 \cdot X_4^2 + 5,8076 \cdot T - 187,7 \cdot X_4 + 0,1793 \cdot T^2 - 11,9071 \cdot T \cdot X_4 + 41,4058. \\
 S_3 &= 450,4762 \cdot X_4^2 + 5,9739 \cdot T - 408,0866 \cdot X_4 - 0,0486 \cdot T^2 - 12,0526 \cdot T \cdot X_4 + 92,3502. \quad (3.9) \\
 S_4 &= 26571,4286 \cdot X_4^2 + 308,5102 \cdot T - 23989,478 \cdot X_4 - 6,8907 \cdot T^2 - 759,3398 \cdot T \cdot X_4 + 5650,5786. \\
 S_5 &= 7657,1 \cdot X_4^2 + 144,6 \cdot T - 15857,5 \cdot X_4 + 20,15 \cdot T^2 - 546,05 \cdot T \cdot X_4 + 3999,2. \\
 S_6 &= 27,0479 \cdot T^2 + 213,2899 \cdot T \cdot X_4 - 8914,2857 \cdot X_4^2 - 163,9371 \cdot T + 8131,9692 \cdot X_4 - 1651,35.
 \end{aligned}$$

Приведем графики диагностических параметров, которые существенно реагируют на изменение структурного параметра (рисунки 3.13 – 3.14, приложение В).

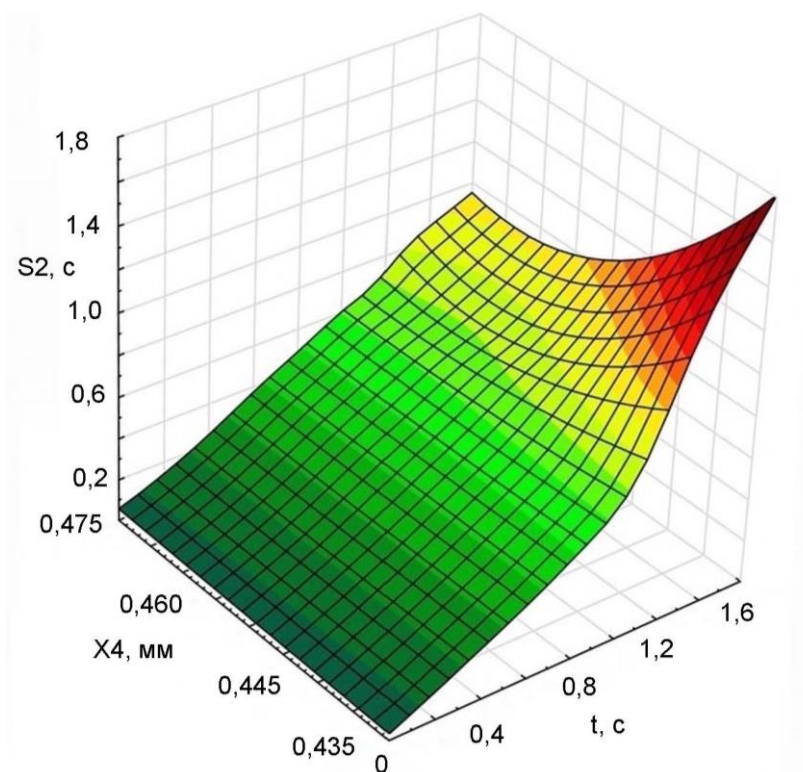


Рисунок 3.13 – Зависимость  $S_2$  от  $X_4$  и  $T$

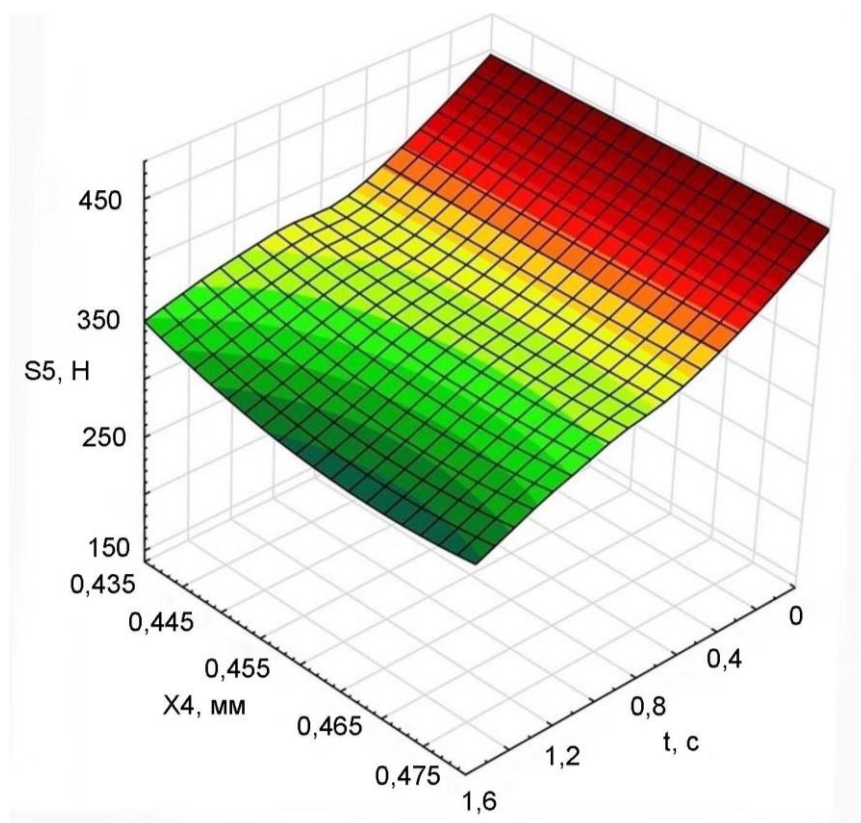


Рисунок 3.14 – Зависимость  $S_5$  от  $X_4$  и  $T$

По графикам можно сделать следующий вывод: изменение структурного параметра  $X4$  влияет на диагностические параметры  $S2, S3, S4, S5, S6$  и изменяет их только на режимах торможения при  $T > 1c$ . На остальные параметры износ уплотнительного кольца первого поршня ГТЦ влияния не имеет. Что характерно, диагностические параметры  $S6 < S4$ .

Износ уплотнительного кольца второго поршня ГТЦ – *структурный параметр*  $X5$ . Математическое описание влияния изменения этого параметра на диагностические представлено группой уравнений 3.10, а графическое изображение поверхностей, указывающих на непосредственное влияние  $X5$  на  $S$ , приведены ниже. Остальные графики находятся в приложении В.

Рассмотрим влияние изменения структурного параметра  $X5$  на диагностические. При износе кольца второго поршня время начала его движения практически не меняется, как и усилие необходимое для его сдвига. Но время остановки этого поршня ГТЦ происходит с большим запаздыванием  $S2$  (рисунок 3.15) и с увеличением необходимого усилия  $S5$  чуть ли не в полтора раза (рисунок 3.16).

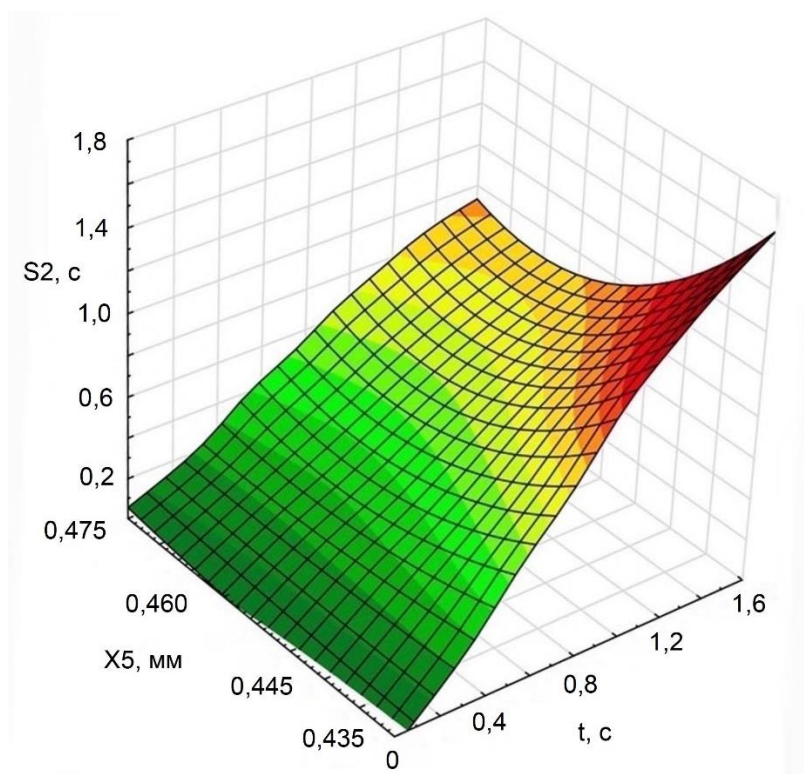


Рисунок 3.15 – Влияние износа уплотнительного кольца второго поршня ГТЦ ( $X5$ ) и режима нажатия на педаль тормоза  $T$  на диагностический параметр  $S2$



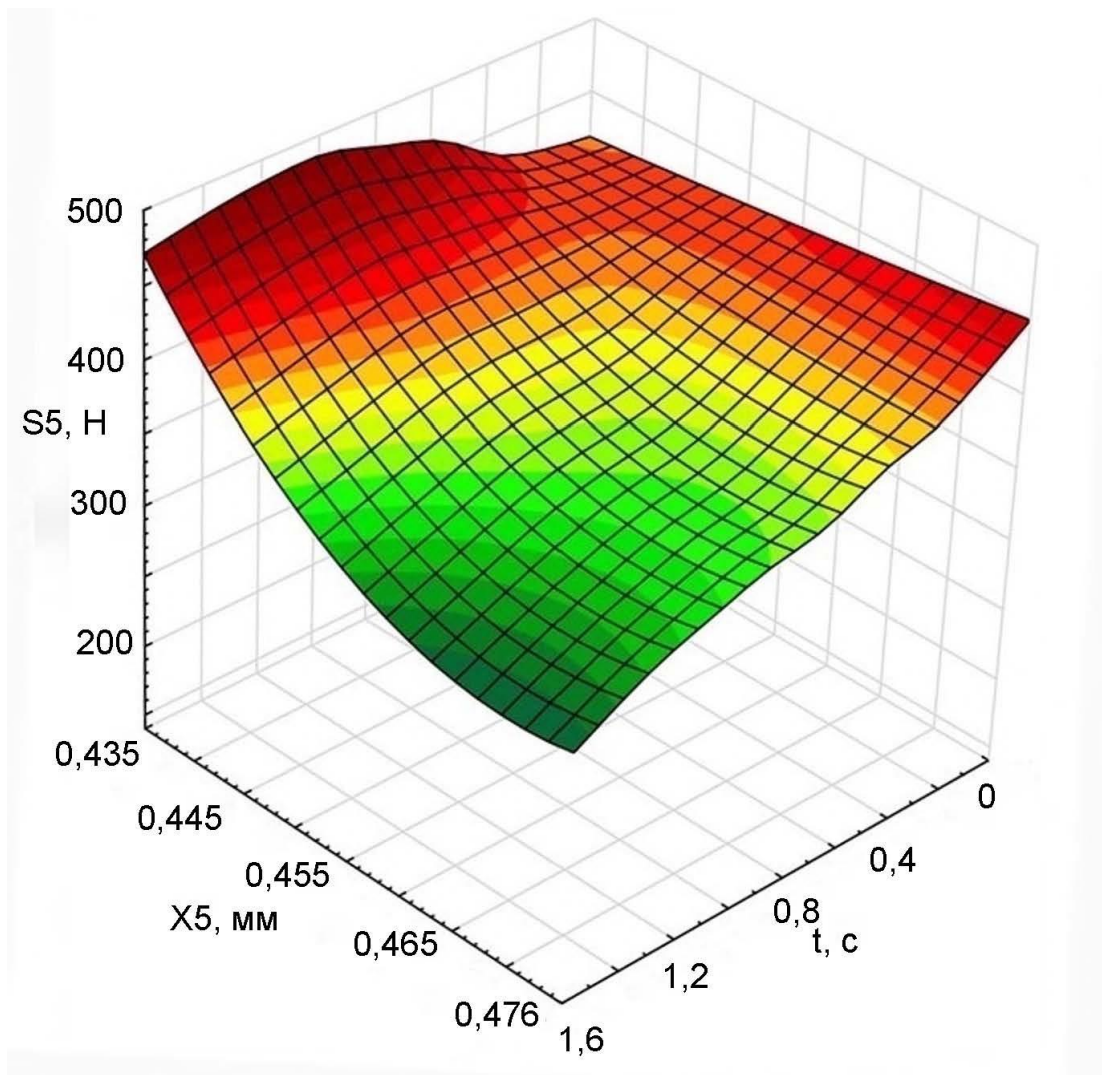


Рисунок 3.16 – Влияние износа уплотнительного кольца второго поршня ГТЦ ( $X_5$ ) и режима нажатия на педаль тормоза  $T$  на диагностический параметр  $S_5$

Параметры  $S_3$  и  $S_6$  меняются в соответствии с изменением вышеуказанных параметров. Графики поверхностей показывают, что при времени нажатия более 0,4 с начинает увеличиваться время до остановки второго поршня, чем дольше время нажатия на педаль тормоза и износ уплотнительного кольца, тем больше и диагностический параметр  $S_2$ . Силовая же характеристика остановки второго поршня показывает, что на режимах  $0.2 < T < 0.4$  усилие при износе практически не меняется, но в дальнейшем при увеличении  $T$  в исправном состоянии усилие уменьшается, а при увеличении износа значительно возрастает.

Уравнения, описывающие данное состояние системы, приведены ниже.

$$\begin{aligned}
S1 &= -2,2331 \cdot 10^{-9} \cdot X5^2 + 0,347 \cdot T - 2,031710^{-9} \cdot X5 - 0,0527 \cdot T^2 - 6,7381 \cdot 10^{-13} \cdot T \cdot X5. \\
S2 &= 496,1905 \cdot X5^2 + 7,0183 \cdot T - 449,0441 \cdot X5 - 0,084 \cdot T^2 - 13,6152 \cdot T \cdot X5 + 101,5. \\
S3 &= 496,1905 \cdot X5^2 + 6,6713 \cdot T - 449,0441 \cdot X5 - 0,0313 \cdot T^2 - 13,6152 \cdot T \cdot X5 + 101,5. \\
S4 &= 179,6248 \cdot X5 - 15,5191 \cdot T^2 - 6,5755 \cdot T \cdot X5 - 342,8571 \cdot X5^2 - 25,6909 \cdot T + 227,7. \quad (3.10) \\
S5 &= 88485,7 \cdot X5^2 - 6,7 \cdot T^2 - 2997,3 \cdot T \cdot X5 + 1331,3 \cdot T - 80289,2 \cdot X5 + 18630,7. \\
S6 &= 1,07 \cdot 10^5 \cdot X5^2 - 0,6 \cdot T^2 - 2990,8 \cdot T \cdot X5 + 1367,5 \cdot T - 97802,2 \cdot X5 + 22342,3.
\end{aligned}$$

Увеличение диаметра уплотнительного кольца первого поршня главного тормозного цилиндра вследствие его разбухания  $X6$  не отражается на диагностических параметрах и оцениваться в дальнейшем не будет, графики приведены в приложении В.

Изменение структурного параметра  $X7$  отражено уравнениями 3.11.

$$\begin{aligned}
S1 &= 2,3 \cdot 10^{-10} \cdot X7 - 0,05 \cdot T^2 - 1,1 \cdot 10^{-12} \cdot T \cdot X7 - 2,3 \cdot 10^{-10} \cdot X7^2 + 0,347 \cdot T. \\
S2 &= 40,7 \cdot X7 - 0,1018 \cdot T^2 + 5,6684 \cdot T \cdot X7 - 41,7857 \cdot X7^2 - 1,9499 \cdot T - 9,9. \\
S3 &= 40,7186 \cdot X7 - 0,0491 \cdot T^2 + 5,6684 \cdot T \cdot X7 - 41,7857 \cdot X7^2 - 2,2969 \cdot T - 9,9041. \quad (3.11) \\
S4 &= 30,3571 \cdot X7^2 - 14,9365 \cdot T^2 - 123,2801 \cdot T \cdot X7 + 33,6568 \cdot T - 40,7689 \cdot X7 + 242,0551. \\
S5 &= 27560,95 \cdot X7 - 2,9 \cdot T^2 + 1052,4 \cdot T \cdot X7 - 27766,1 \cdot X7^2 - 568,25 \cdot T - 6386,4. \\
S6 &= 12,03 \cdot T^2 + 1175,7 \cdot T \cdot X7 - 27796,4 \cdot X7^2 - 601,9 \cdot T + 27601,7 \cdot X7 - 6628,4.
\end{aligned}$$

Изменение диаметра уплотнительного кольца второго поршня в большую сторону существенно не влияет на диагностические параметры  $S1$ ,  $S4$ , график поверхности приведен в приложении В.

Увеличение параметра  $X7$  оказывает существенное влияние на  $S2$ , в основном на режимах при  $T > 0,4$  с. При увеличении времени воздействия на педаль тормоза, время до остановки второго поршня увеличивается чуть ли не в полтора раза от номинального. Диагностический параметр  $S3$  изменяется в меньших пределах, но более чувствителен на режимах  $0,2 < T < 0,4$  (рисунки 3.17, 3.18).

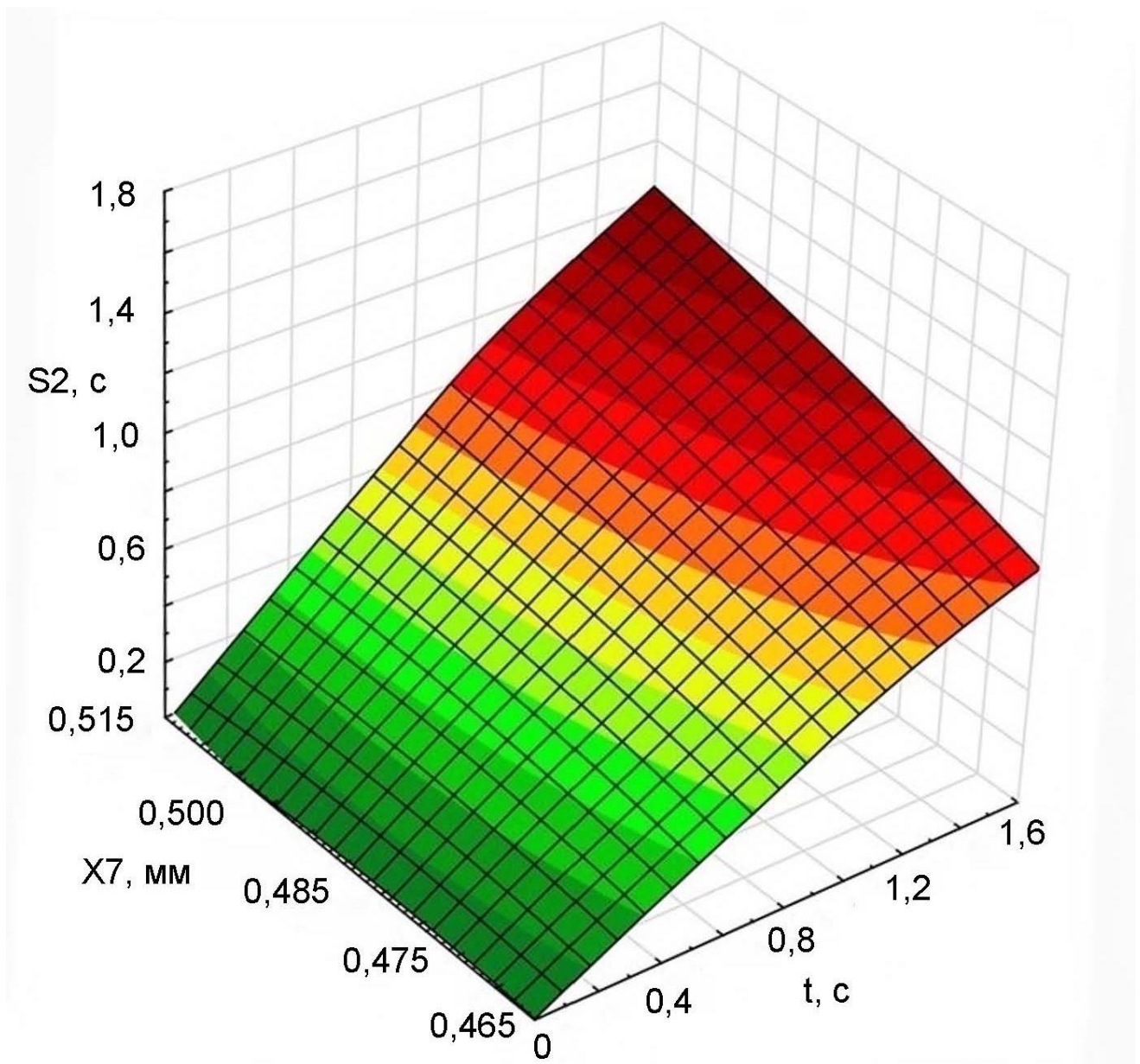


Рисунок 3.17 – Влияние структурного параметра  $X7$  на диагностический параметр  $S2$  при различных режимах нажатия на педаль тормоза

Изменение силовых характеристик в моменты страгивания и остановки второго поршня ГТЦ при изменении  $X7$  ведут себя не однозначно, при увеличении диаметра уплотнительного кольца усилие, необходимое для сдвига  $S4$  с места, второго поршня уменьшается незначительно, а при остановке  $S5$  увеличивается до 50-70 Н (рисунок 3.19), поэтому диагностический параметр  $S6$  (рисунок 3.20) изменяется в более широком диапазоне и на режимах нажатия при  $T > 0,7$  с дает однозначные результаты, изменяющиеся от 0 до 240 Н.

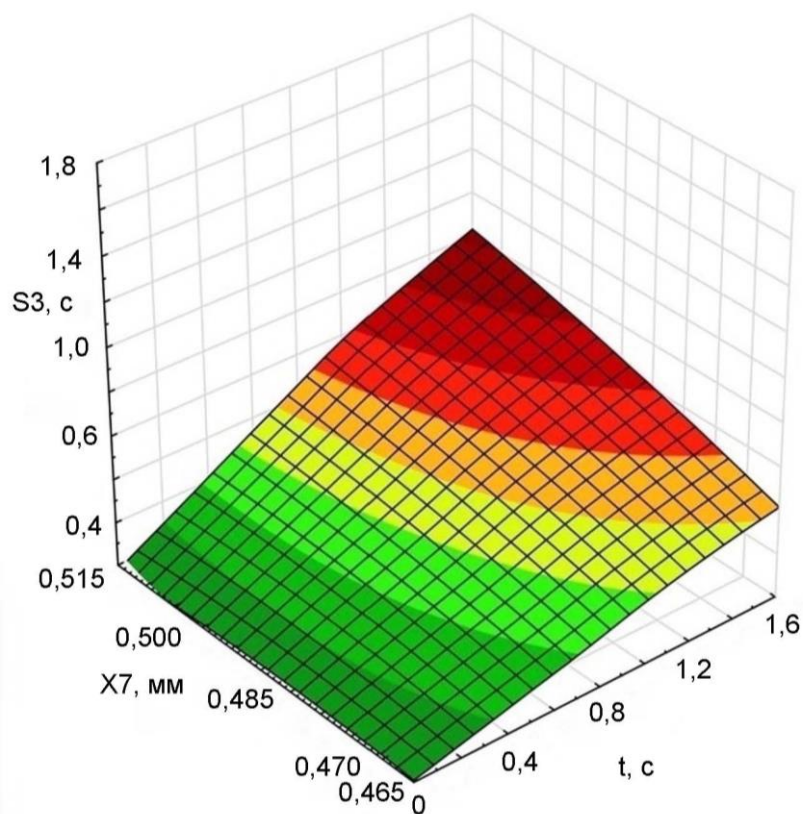


Рисунок 3.18 – Влияние структурного параметра  $X7$  на диагностический параметр  $S3$  при различных режимах нажатия на педаль тормоза

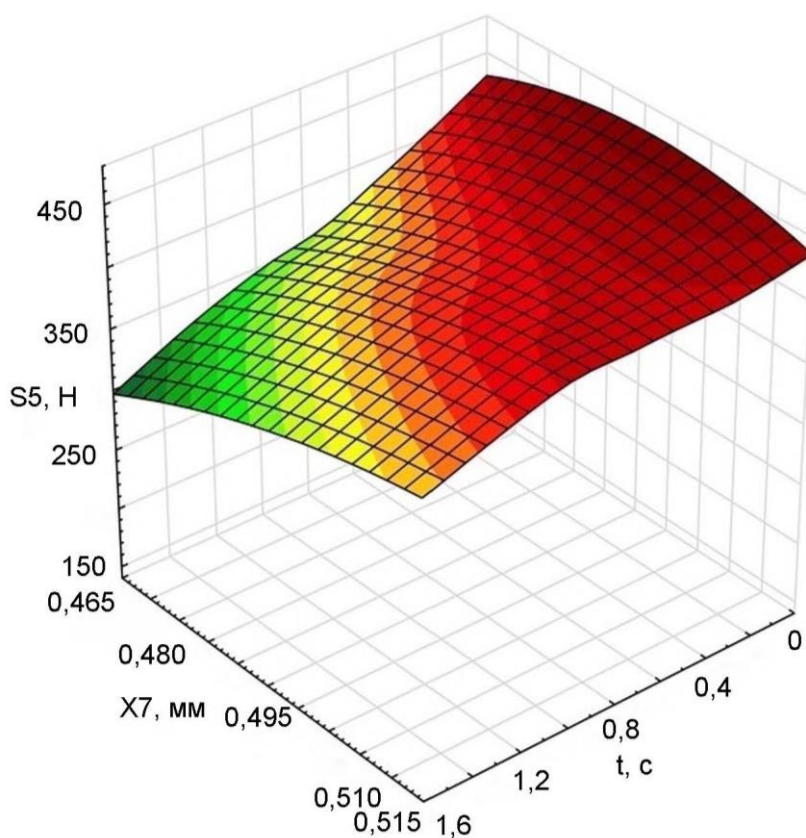


Рисунок 3.19 – Влияние структурного параметра  $X7$  на диагностический параметр  $S5$  при различных режимах нажатия на педаль тормоза

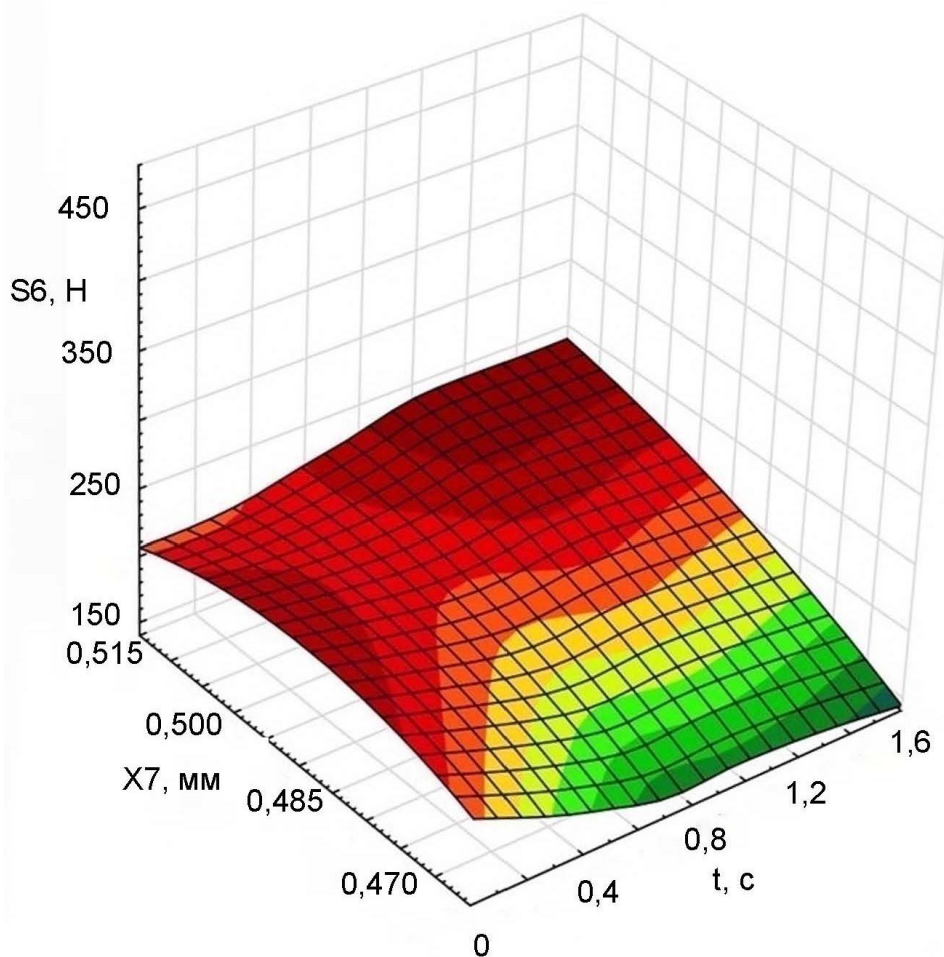


Рисунок 3.20 – Влияние структурного параметра  $X7$  на диагностический параметр  $S6$  при различных режимах нажатия на педаль тормоза

Из вышеприведенного анализа видно, что критерий состояния тормозной жидкости  $X1$  и структурные параметры  $X2, X4, X5, X7$  оказывают влияние на диагностические параметры  $S2, S3, S4, S5, S6$ , а ухудшение характеристик  $X3$  и  $X6$  не изменяют диагностических параметров, значит, в дальнейшем исследовании рассматривать их не будем.

Проведенное исследование системы дифференциальных уравнений, описывающих динамические характеристики работы ГТЦ, позволило утвердить нашу гипотезу о возможности применения метода диагностирования ГТЦ по силе нажатия на педаль тормоза, а выбранные диагностические параметры дают количественную оценку изменению структурных параметров изменения технического состояния составных частей ГТЦ.

### 3.4 Исследование диагностических параметров на чувствительность и однозначность

Для подтверждения однозначности и чувствительности, выбранных диагностических параметров, необходимо провести исследование на их чувствительность к изменению технического состояния элементов ГТЦ [113]. Чтобы провести теоретическое исследование параметров по их однозначности и чувствительности, необходимо обобщить данные из ранее проведенных исследований через процентное изменение параметров. Графики исследования на чувствительность диагностических параметров находятся в приложении Г, а наиболее информативные расположены ниже (рисунки 3.21-3.25).

По построенным графикам видно, что критерий  $X1$  более информативен на режиме  $T1$ . Прослеживается он с помощью двух диагностических параметров  $S4$  и  $S6$ . Характерным отличием от других неисправностей является то, что  $S6 < 0$ , а  $S4 > 0$  на значение более 20% (рисунок 3.21).

Остальные структурные параметры на режиме экстренного торможения практически не изменяются. Для примера приведен график изменения диагностических параметров от структурного  $X5$  на режиме  $T1$  (рисунок 3.24).

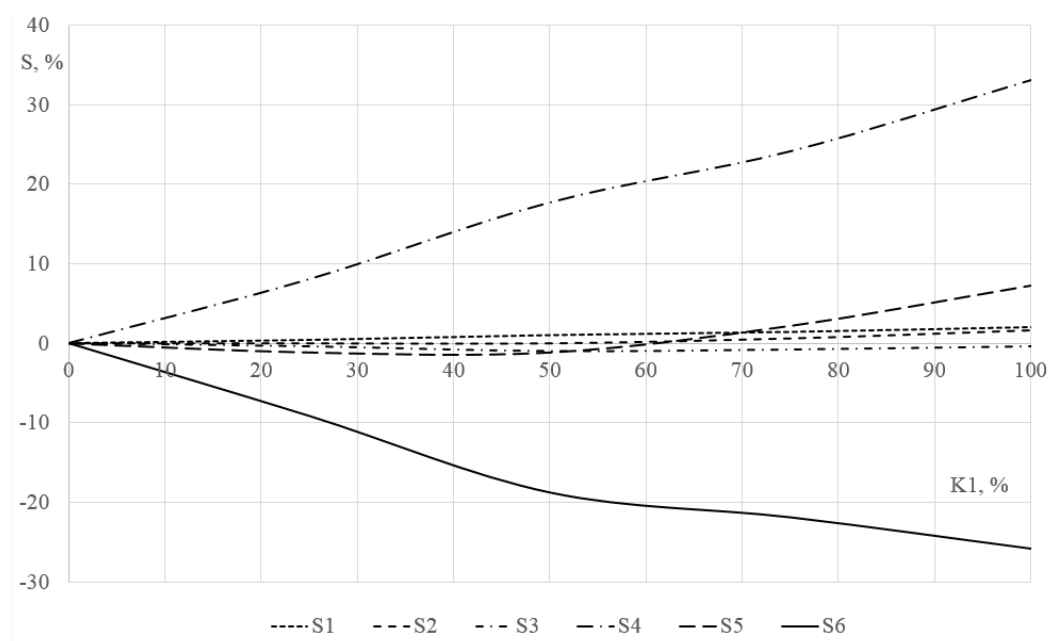


Рисунок 3.21 – Чувствительность диагностических параметров к изменению критерия  $X1$  при экстренном торможении

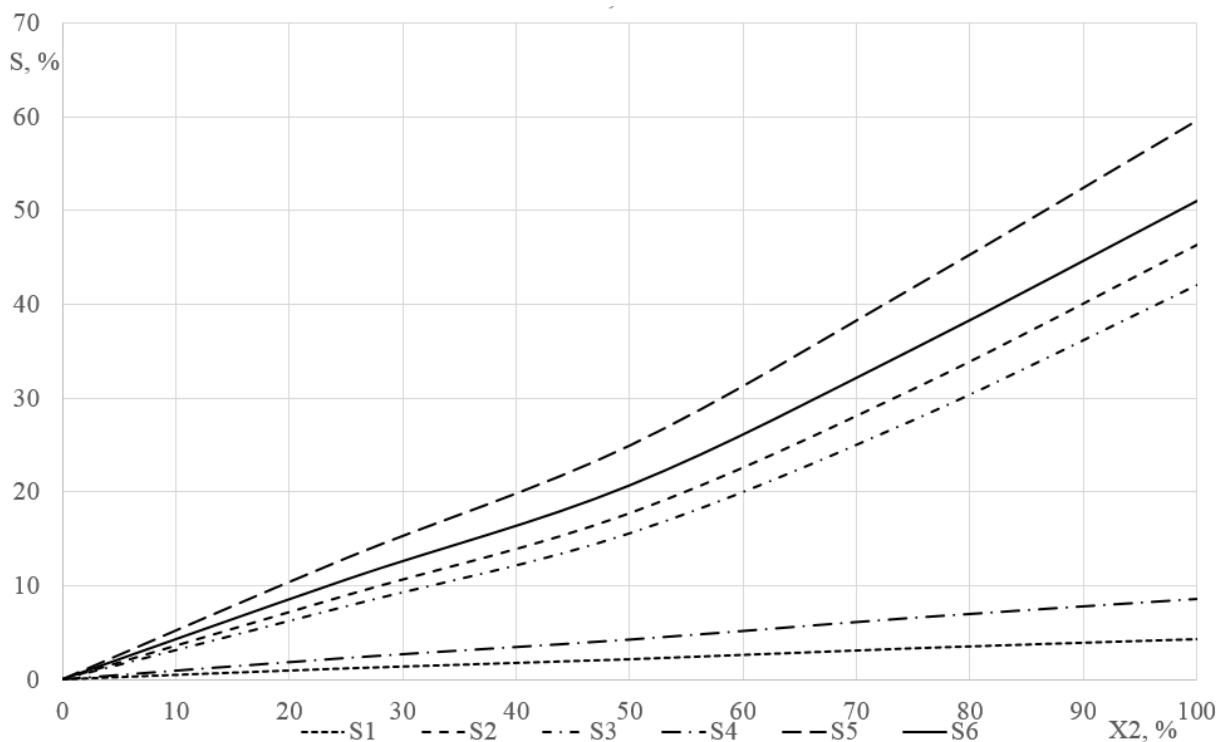


Рисунок 3.22 – Чувствительность диагностических параметров к изменению структурного параметра  $X_2$  на режиме  $T_4$

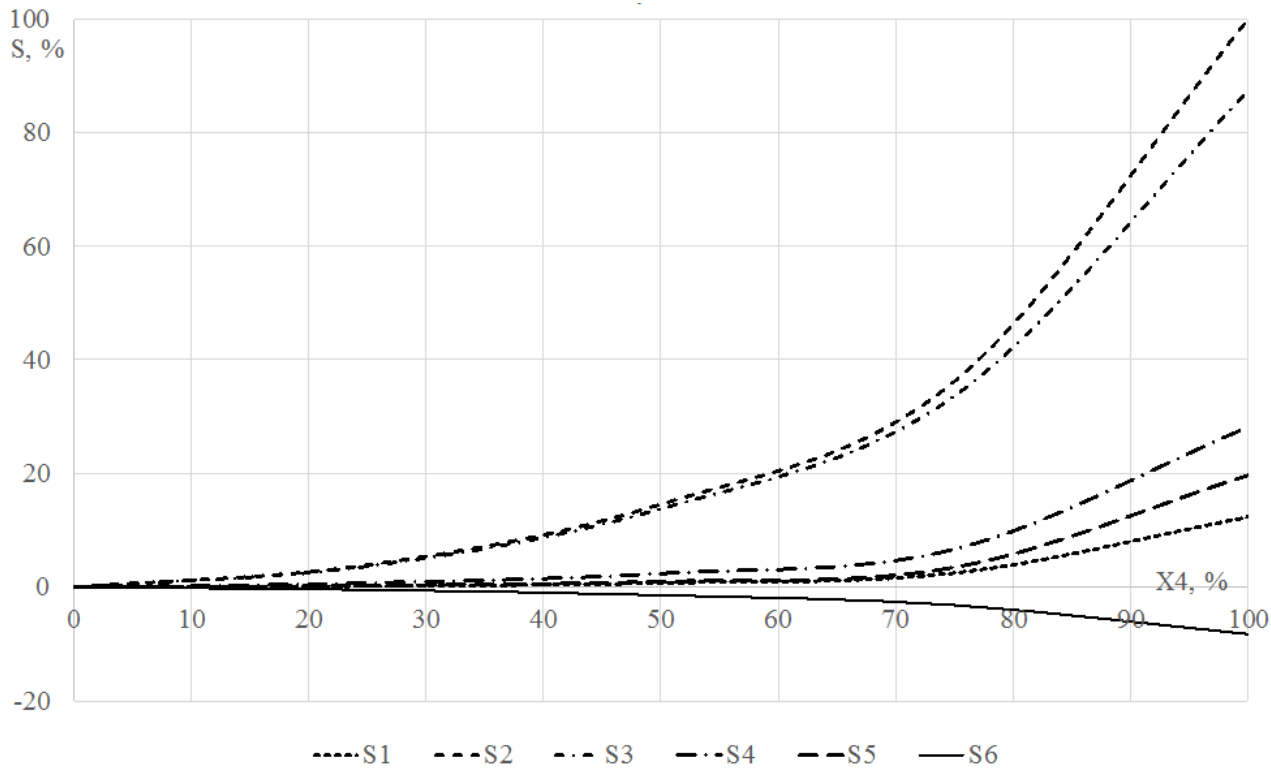


Рисунок 3.23 – Чувствительность диагностических параметров к изменению структурного параметра  $X_4$  на режиме  $T_4$

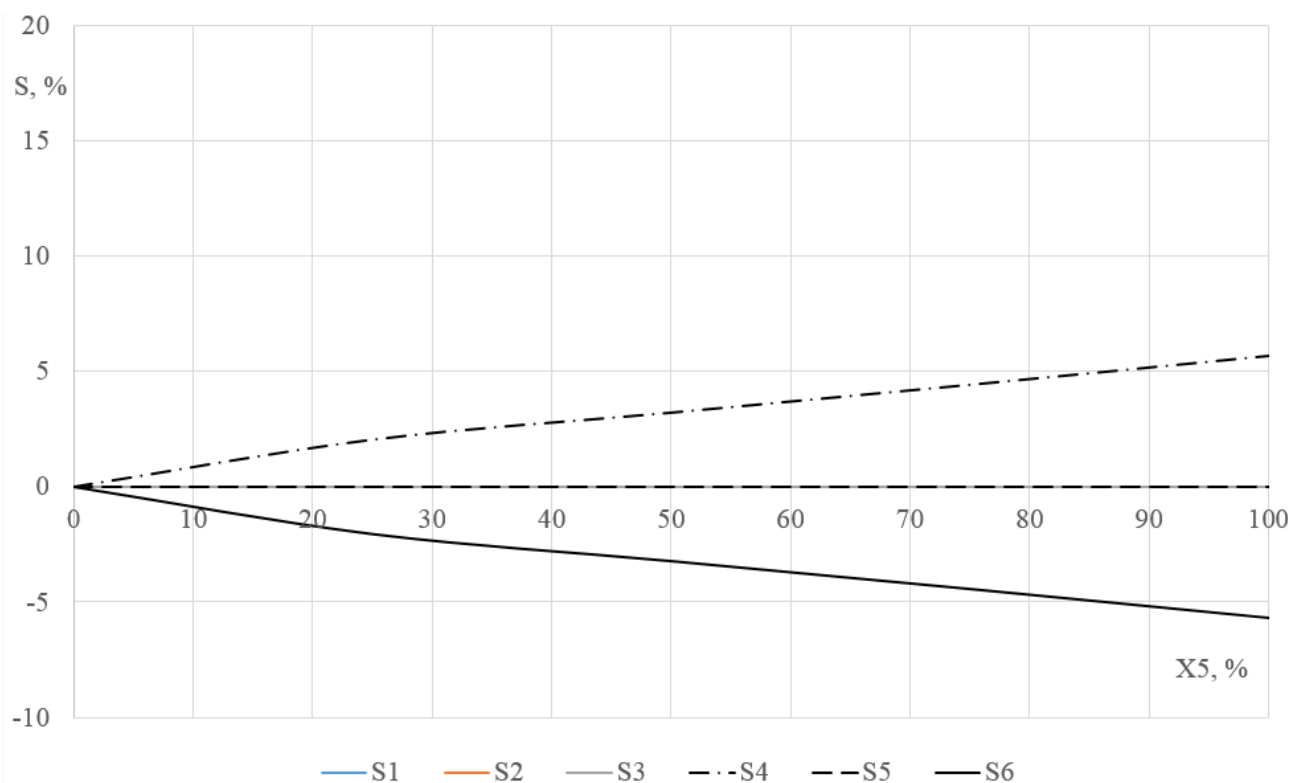


Рисунок 3.24 – Чувствительность диагностических параметров к изменению структурного  $X5$  при экстренном торможении

Изменение жесткости пружины первого поршня ГТЦ,  $X2$ , наиболее информативно по всем диагностическим параметрам на четвертом режиме нажатия на педаль тормоза. Здесь (рисунок 3.22) происходит значительное изменение силовых и временных характеристик в момент остановки второго поршня ГТЦ.

На этом же режиме можно оценить и структурный параметр  $X4$ . Но в отличие от предыдущего, временные параметры  $S2$  и  $S3$  изменятся сильно, то есть временной промежуток движения второго поршня сдвигается полностью, педаль проваливается, а силовые параметры увеличиваются незначительно, в тандеме.  $S3$ ,  $S6$  остаются практически неизменными (рисунок 3.23).

Износ кольца второго поршня ГТЦ ( $X5$ ), можно отчетливо увидеть на режиме  $T3$  (рисунок 3.25). На этом режиме происходит значительное увеличение временных и силовых характеристик в момент остановки второго поршня ГТЦ. При этом момент начала движения этого поршня остается неизменным от нормативного значения.



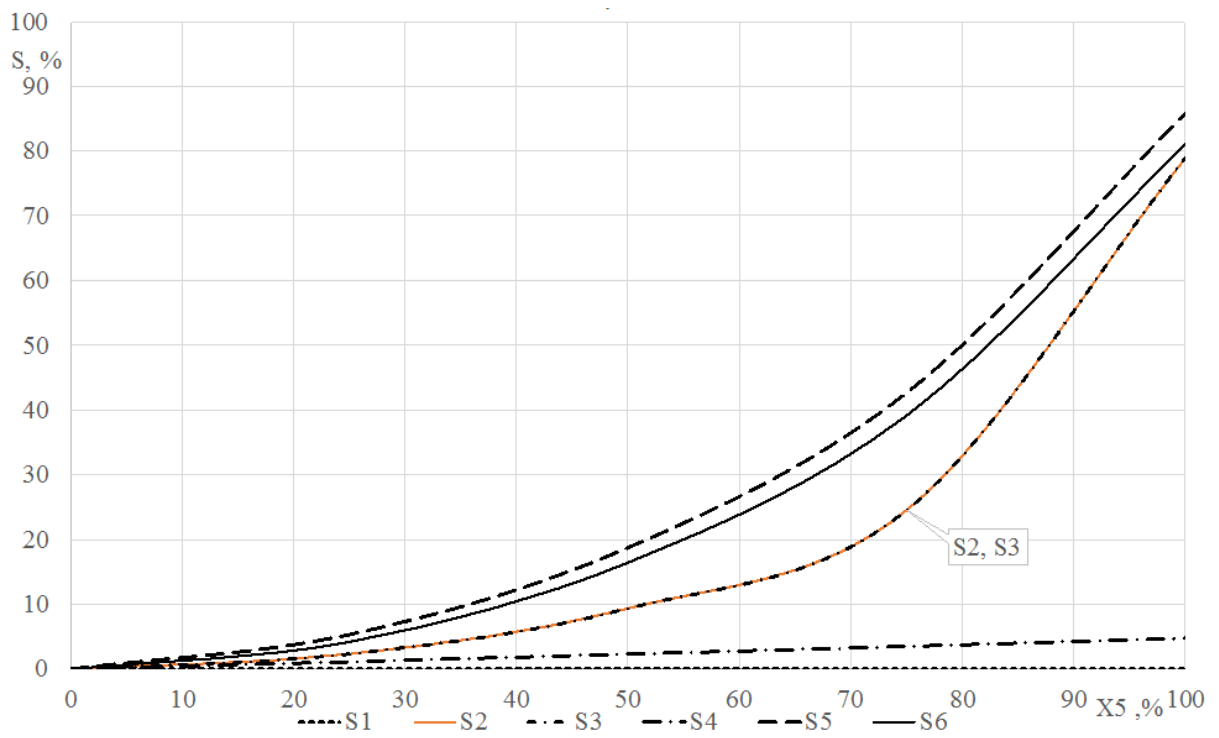


Рисунок 3.25 – Чувствительность диагностических параметров к изменению структурного параметра  $X_5$  на режиме  $T_3$

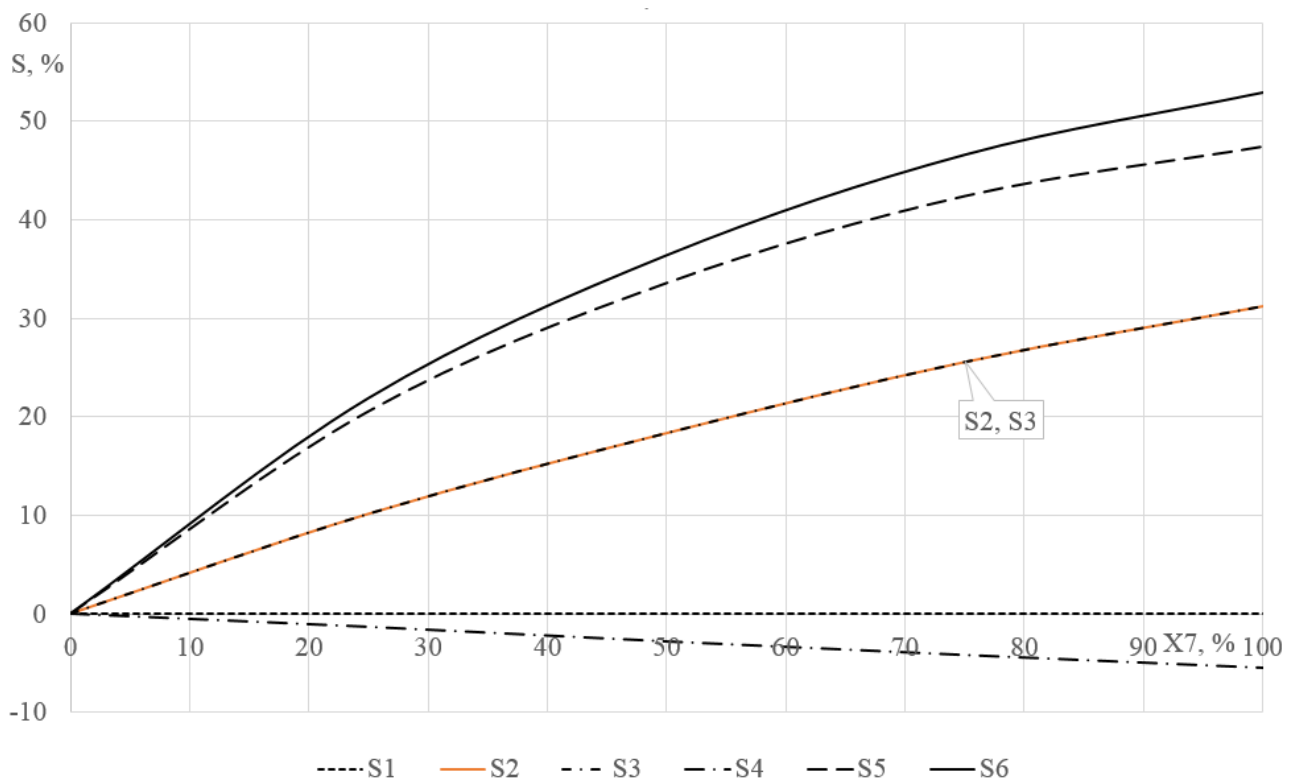


Рисунок 3.26 – Чувствительность диагностических параметров к изменению структурного параметра  $X_7$  на режиме  $T_3$

Анализ данной зависимости показывает достаточную чувствительность при изменении структурного параметра  $X7$  на всех режимах нажатия на педаль тормоза. Характерной чертой этой неисправности является изменение диагностических параметров  $S6, S5, S2, S3$  даже при небольшом увеличении диаметра уплотнительного кольца второго поршня ГТЦ.

Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурных показывает, что реагируют только диагностические параметры  $S2, S3, S4, S5, S6$  и не влияет диагностический параметр  $S1$ , значит, в дальнейшем исследовании рассматривать его не будем.

### 3.5 Выбор предварительного комплекса диагностических параметров

В процессе исследования параметров, характеризующих рабочие процессы в гидравлическом тормозном приводе, было оценено влияние структурных параметров на диагностические при различных режимах нажатия на педаль тормоза.

Из вышеприведенного анализа видно, что критерий состояния тормозной жидкости  $X1$  и структурные параметры  $X2, X4, X5, X7$  оказывают влияние на диагностические параметры  $S2, S3, S4, S5, S6$ , а ухудшение характеристик  $X3$  и  $X6$  не изменяют диагностических параметров, значит, в дальнейшем исследовании рассматривать их не будем.

Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурных показывает, что реагируют только диагностические параметры  $S2, S3, S4, S5, S6$ , и не влияет диагностический параметр  $S1$ , значит в дальнейшем исследовании рассматривать его не будем.

Следовательно, для дальнейшего исследования не будем применять структурные  $X3$  – изменение жесткости возвратной пружины второго контура,  $X6$  – увеличение диаметра (разбухание) уплотнительного кольца первого поршня и диагностический параметр  $S1$  – время  $t1$  от начала нажатия на педаль тормоза до первого локального участка (начала движения второго поршня ГТЦ).

## Выводы по третьей главе

1. Обоснованы тестовые режимы воздействия на педаль тормоза, предложены аналитические уравнения, описывающие эти режимы.
2. Подтвержден определенный на этапе выдвижения гипотезы исследования предварительный комплекс диагностических параметров для поэлементного диагностирования ГТЦ.
3. По результатам моделирования получены зависимости влияния структурных параметров на диагностические.
4. Оценена чувствительность диагностических параметров на различных режимах нажатия на педаль тормоза и подтверждена их однозначность.

## Глава 4. Экспериментальные исследования

### 4.1 Общая методика экспериментального исследования

Согласно поставленной цели, задачами исследования общая методика предусматривала проведение экспериментальных исследований в три этапа, которые необходимы для подтверждения возможности использования диагностических параметров и режимов диагностирования, выбранных на этапе теоретических исследований, а также для определения предельно допустимых значений диагностических параметров [4,56,103].

На первом этапе осуществлялось выявление наиболее часто отказывающихся деталей ГТЦ и их характерных неисправностей, формулировалась основная идея и гипотеза исследования.

На втором этапе проводились следующие исследования:

1. Разработка аппаратного и программного обеспечения экспериментальных исследований метода диагностирования ГТЦ по силе нажатия на педаль тормоза;
2. Сбор и обработка статистических данных для определения исходных данных для математического моделирования и выбора предварительного комплекса диагностических параметров и тестовых режимов;

На третьем этапе для определения оптимального комплекса и предельно допустимых значений диагностических параметров, а также рекомендаций к практической реализации метода были проведены следующие исследования:

1. Сравнение экспериментальных и теоретических результатов исследований;
2. Сбор и обработка статистических данных для определения предельно допустимых значений диагностических параметров;
3. Сбор статистических данных для подтверждения выбранного оптимального комплекса диагностических параметров;
4. Синтез алгоритма постановки диагноза;
5. Выработка рекомендаций по технической реализации метода.

Экспериментальные исследования проводились на участке диагностирования ООО «Кургантрансхолд» и лаборатории кафедры «Автомобили и автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «КГУ». В качестве объекта диагностирования была выбрана тормозная система автомобилей ВАЗ-21074 «классика».

Минимальное число подконтрольных автомобилей определялось по формуле, учитывающей априорную неопределенность закона распределения исследуемых параметров [18,20,61]:

$$N = \frac{\lg(1 - P_x)}{\lg(1 - \varepsilon_x)}, \quad (4.1)$$

где  $\varepsilon_x$  – допустимая ошибка, задаем 0,1;

$P_x$  – доверительная вероятность, 0,95.

В результате расчета получим  $N=30$  минимальное количество автомобилей, для повышения достоверности, принимаем число автомобилей в выборке 35 шт.

#### 4.2 Аппаратурное обеспечение экспериментального исследования

Для экспериментальных исследований первого этапа использовалось оборудование лаборатории диагностирования кафедры «Автомобили и автомобильный транспорт». Технические характеристики пружин исследовались на стенде КПО 507 (рисунок 4.1).

Триботехнические свойства резинотехнические элементы ГТЦ определялись по собственной методике. Для снятия экспериментальных данных на кафедре АТАС была изготовлена установка для измерения силы трения сопрягающихся деталей, уплотнительных колец поршней тормозных цилиндров и цилиндрических отверстий корпусов (рисунок 4.2).

Установка состоит из направляющей, каретки, винта вертикальной подачи, электродвигателя, реостата для регулировки подачи, электронного измерительного устройства, штатива с возможностью закрепления тормозных цилин-

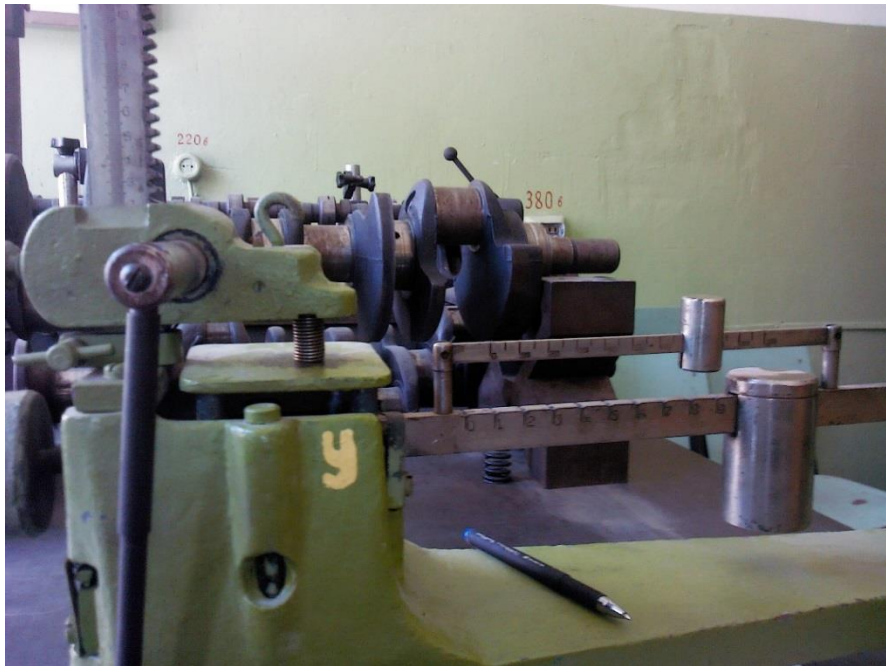


Рисунок 4.1 – Стенд КПО 507



Рисунок 4.2 – Экспериментальная установка для определения триботехнических характеристик резинотехнических элементов

дров. С помощью разработанного устройства, можно проследить в динамике изменение силы трения покоя и силы трения поступательного движения. Так же оценить изменение силы трения при различном ресурсе работы и износе уплотнительных колец тормозного цилиндра.

Для сбора статистических данных, необходимых в определении предварительного комплекса, предельно допустимых значений, информационных взаимосвязей и выбора оптимального комплекса диагностических параметров, был разработан экспериментальный комплекс. При разработке экспериментального комплекса были учтены следующие условия:

1. Силу и скорость нажатия на педаль тормоза необходимо регулировать. При необходимости воспроизводить необходимый режим;
2. Фиксация начала и окончания нажатия на орган управления тормозной системой;
3. Снятие характеристики перемещения педали тормоза;
4. Измерение силы нажатия педали тормоза;
5. Снятие характеристик изменения давления на всех элементах тормозной системы;
6. Синхронизация характеристик комплекса с силоизмерительной системой стенда CARTEC BDE-2304.

Воздействие оператора на педаль тормоза исключается, необходимо воспроизведение входных параметров диагностирования с заложенной точностью. Для проведения экспериментов разработано устройство для нажатия на педаль тормоза, при помощи которого можно будет регулировать усилие и задавать различную скорость воздействия на педаль тормоза АТС (рисунок 4.3), что позволит более точно проводить диагностирование тормозных систем.

Известно, что при воздействии на орган управления тормозной системой опытного водителя-испытателя из 27 тестов только 3 случая были результативными [56]. Для проведения достоверных тестовых испытаний разработано устройство, с одинаковой точностью воспроизводящее необходимые силу и закон нажатия на педаль тормоза. Для выполнения поставленной задачи был вы-



Рисунок 4.3 – Устройство для нажатия на педаль тормоза

бран пневматический привод, рассчитана и разработана схема подключения пневмоцилиндра к пневмосети, подобрано все необходимое оборудование.

Сжатый воздух от компрессора под давлением подается в редукционный клапан (где давление регулируется до нужного значения), после редукционного клапана воздух подается в дроссель (где регулируется количество подаваемого воздуха). После регулировки давления (усилие нажатия на педаль тормоза) и количества (темп нажатия на педаль тормоза) сжатого воздуха, он попадает в пневмоцилиндр через пневмораспределитель, где совершает запрограммированную работу. Далее воздух попадает во вторую полость, происходит растормаживание.

В состав разработанного экспериментального комплекса входит роликовый тормозной стенд CARTEC BDE-2304 и система регистрации данных. Комплекс позволяет в ходе проводимых испытаний определять показатели, регламентированные нормативными документами, и ряд показателей, необходимых для проведения научных исследований. В том числе: тормозной момент на роликах стенда, усилие нажатия на педаль тормоза, угловое положение педали тормоза, давление в элементах тормозной системы.



Для подключения преобразователей давления измерительных РПД-И, датчика усилия нажатия, датчика положения педали тормоза, синхронизации и снятия силовых характеристик со стенда CARTEC BDE-2304 к модулю E14-440 согласно схеме сбора данных (рисунок 4.4) была разработана схема подключения и изготовлен блок сбора данных (рисунок 4.5). Все указанные компоненты объединили в один экспериментальный комплекс для диагностирования гидравлической тормозной системы [20].

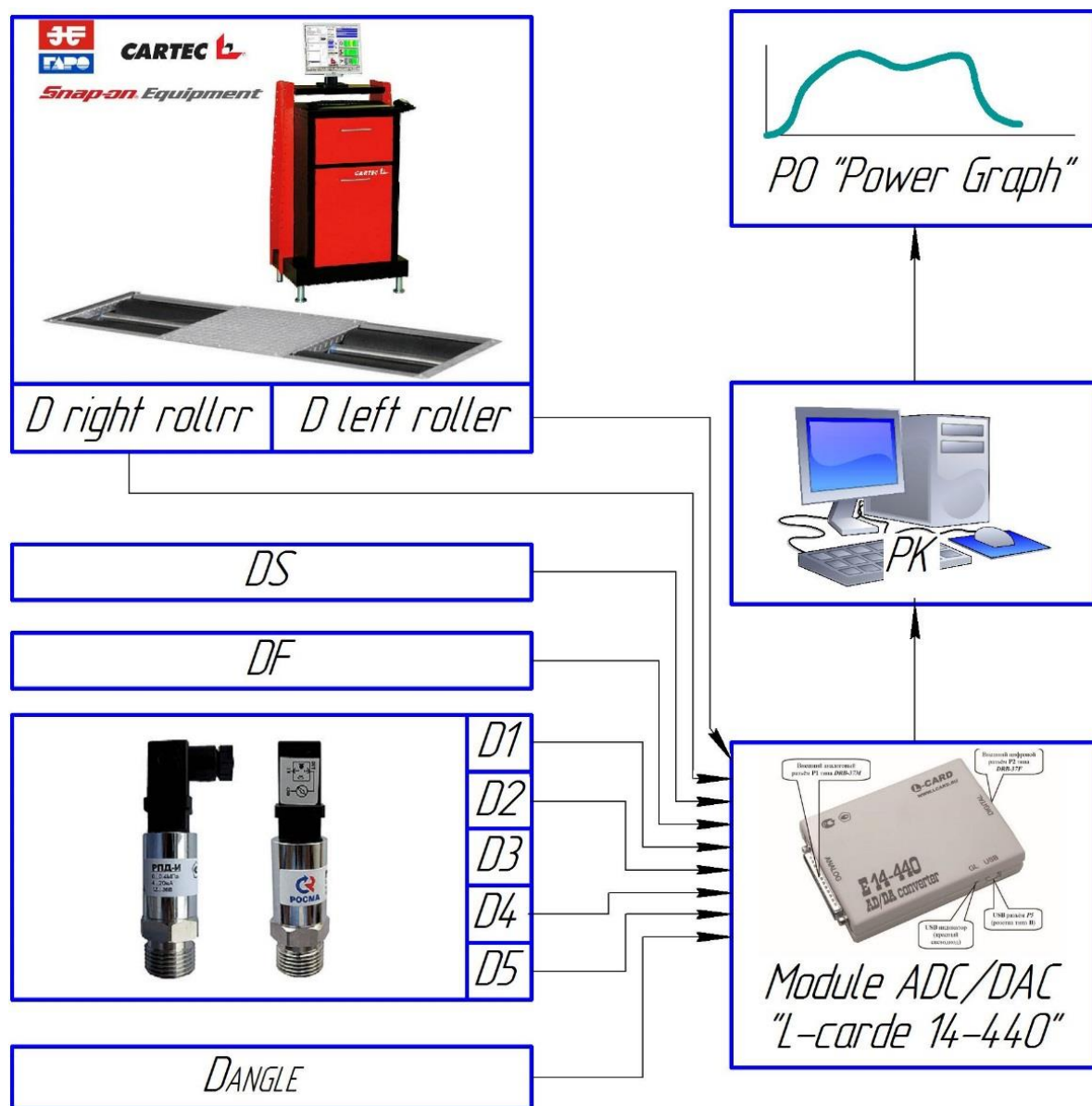


Рисунок 4.4 – Схема сбора данных:

ПО “Power Graph” – программное обеспечение “Power Graph”, ПК – персональный компьютер, D right roller – датчик силы с правого барабана тормозного стенда, D left roller – датчик силы с левого барабана тормозного стенда, DS – датчик синхронизации начала отсчета, DF – датчик усилия на педали тормоза, Dangle – датчик угла поворота тормозной педали, D1...D5 – датчики давления РПД-И, врезанные в тормозную систему автомобиля

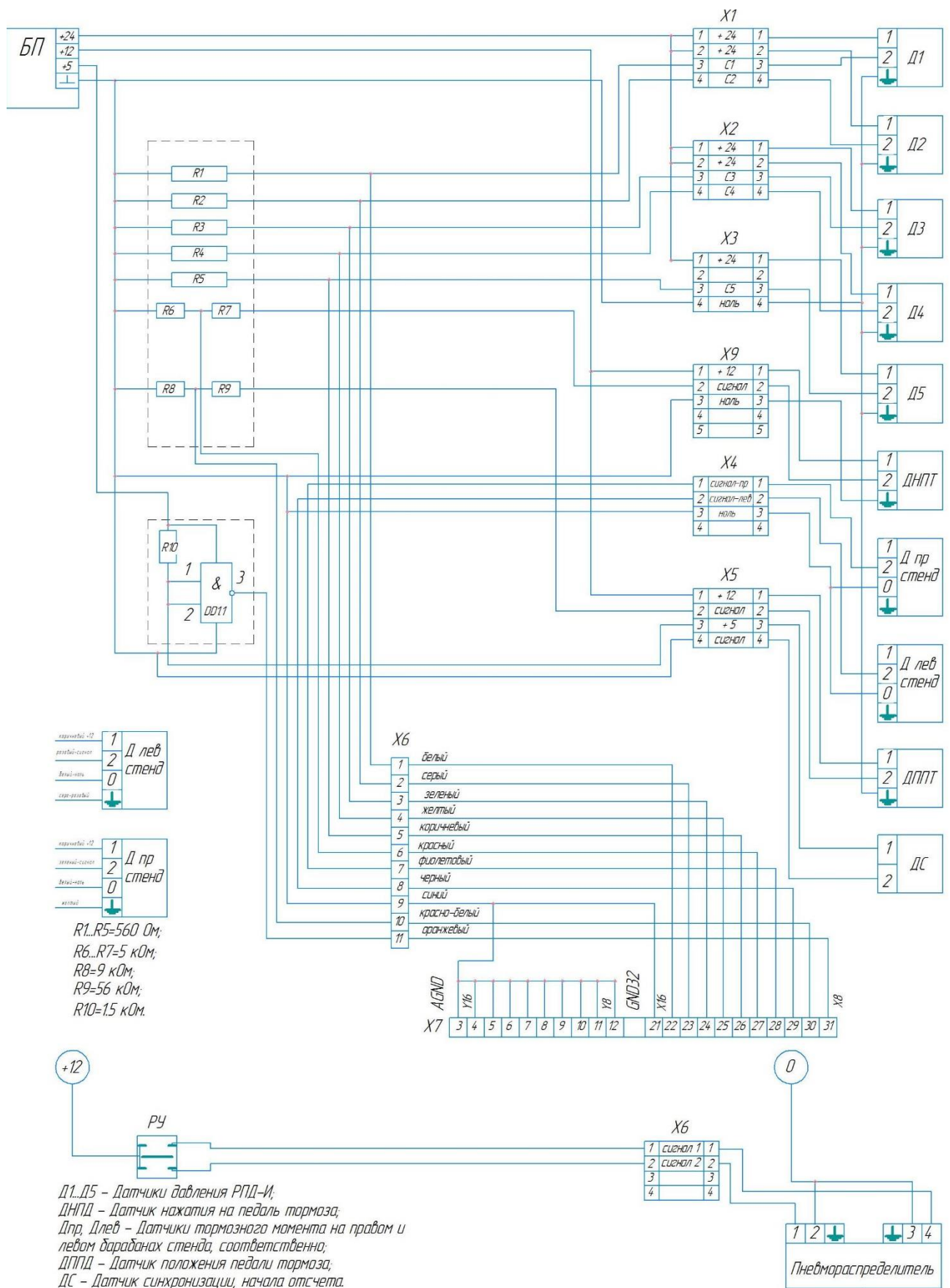


Рисунок 4.5 – Схема подключения датчиков к АЦП

Разработанный измерительный комплекс, позволяет в ходе диагностирования тормозной системы определять следующие показатели:

1. Тормозную силу на роликах стенда;
2. Давление в контурах тормозной системы;
3. Перемещение педали тормоза;
4. Усилие нажатия педали тормоза;
5. Момент начала и конца нажатия на педаль тормоза.

В качестве устройства регистрации сигналов используется персональный компьютер ASUSK50IJ; к нему по интерфейсу USB версии 1.1 подключен внешний универсальный модуль АЦП/ЦАП L-CARDE14-440. Закон движения органа управления задает устройство для нажатия на педаль тормоза.

Компьютер с помощью программного обеспечения «PowerGraph»® регистрирует снимаемые характеристики, визуализирует (рисунок 4.6) и сохраняет их в виде цифровых таблиц (приложение Ж), которые, в свою очередь, обрабатываются в программе Microsoft Excel (рисунок 4.7).

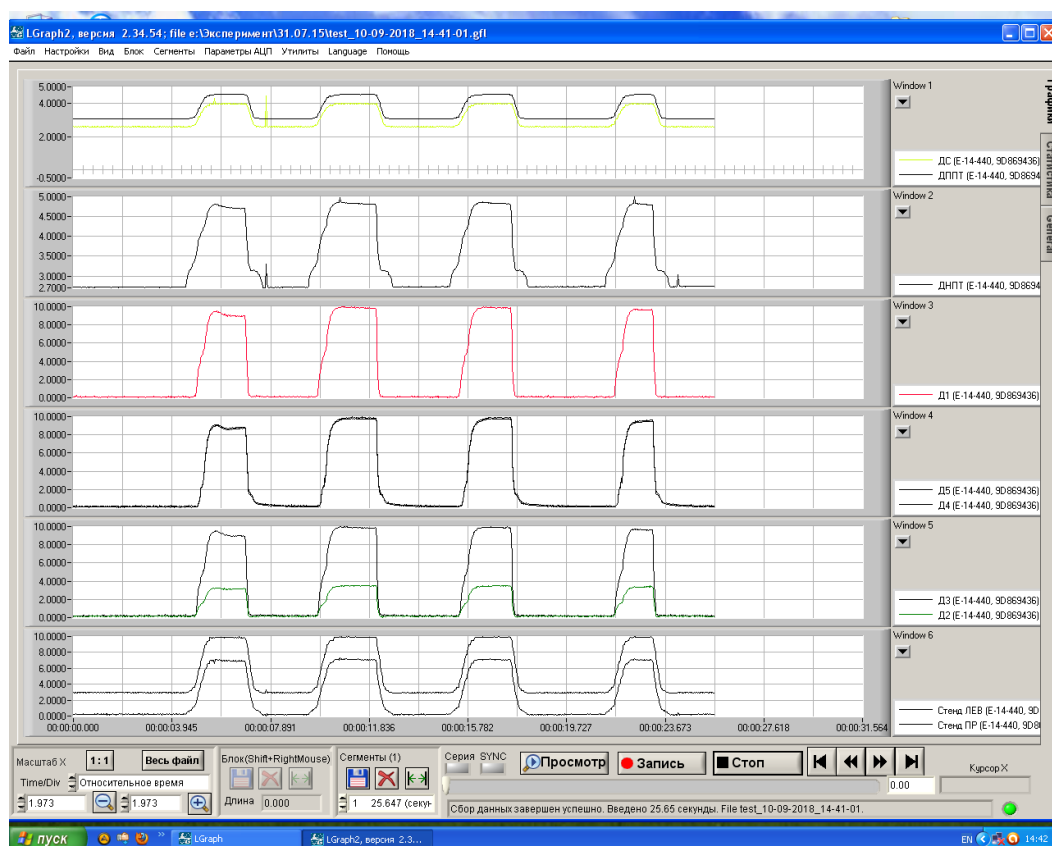


Рисунок 4.6 – Пример интерфейса программы «PowerGraph»® при проведении эксперимента

В Microsoft Excel данные обрабатываются и корректируются в соответствии с тарировочными данными датчиков. По графикам на рисунке 4.7 видно, что переломные моменты на кривой силы сопротивления нажатию на педаль тормоза совпадают с началом нарастания давления в первом и втором контурах гидравлической тормозной системы.

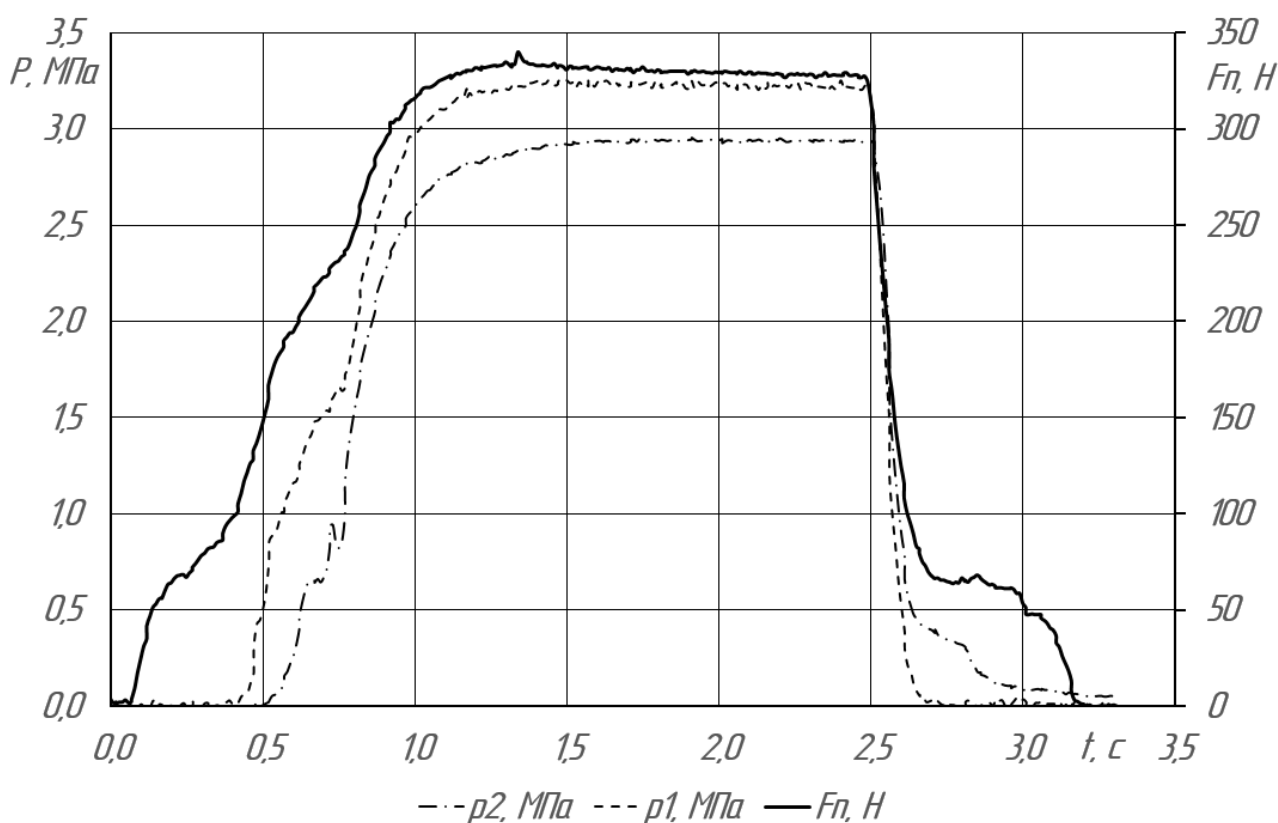


Рисунок 4.7 – Обработанные данные в Microsoft Excel

Разработанный экспериментальный комплекс корректно снимает характеристики работы гидравлического тормозного привода.

В ходе проведения экспериментальных исследований были проверены программное обеспечение стенда и его оснащение на предмет снятия адекватных характеристик с необходимой степенью точности для постановки точного заключения по работе гидравлической тормозной системы.

Поле Graph таблицы Knegovn стенда содержит графики тормозных сил и усилий на педали для правого и левого колес оси транспортного средства (рисунок 4.8). Длина поля составляет 304 байта, которые разбиты на четыре группы

по 76 байт. Первая и третья группы содержат данные об усилиях на педали (данные в группах полностью идентичны). Вторая и четвертая группы содержат данные о тормозных силах на левом и правом колесах соответственно.

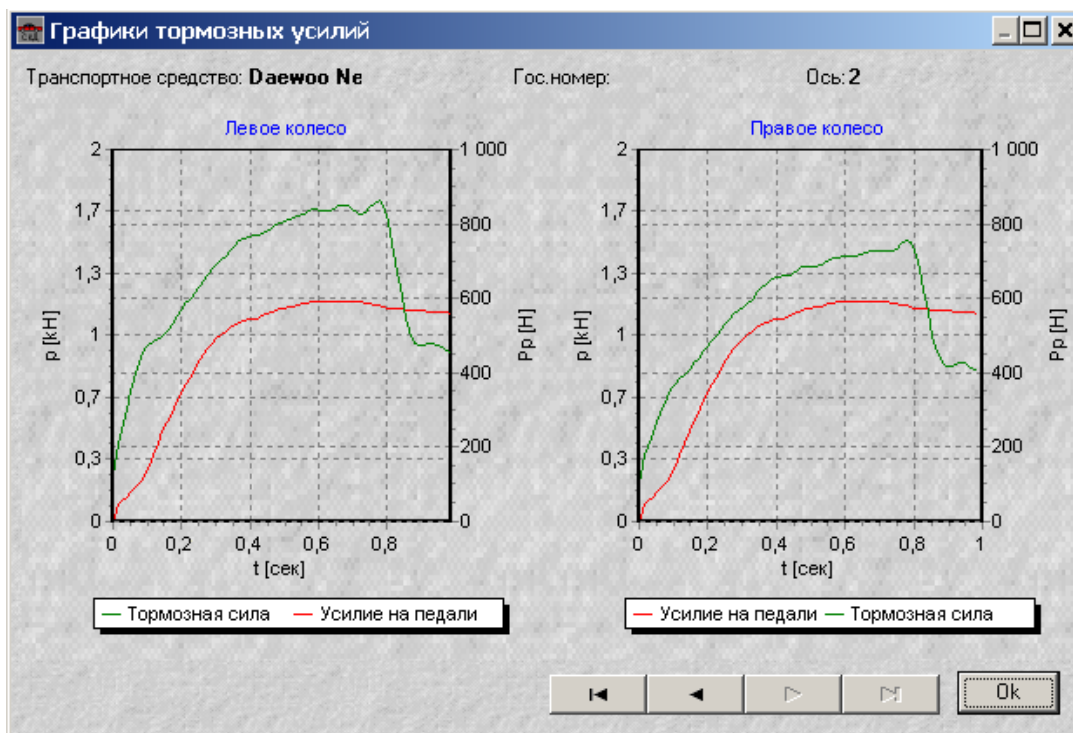


Рисунок 4.8 – Графики тормозных сил и усилий на педали для правого и левого колес оси транспортного средства

Сбор информации о диагностировании автомобиля происходит 8 канальным аналого-цифровым преобразователем (АЦП), характеристик данного АЦП хватает для постановки адекватного диагноза. Аппаратное обеспечение стенда вполне подходит для использования при диагностировании новым методом. Применение метода диагностирования ГТЦ по силе нажатия на педаль тормоза возможно осуществить, внося изменения в программное обеспечение стенда.

Экспериментальные исследования проводились с использованием разработанного нами исследовательского комплекса. Проверялось усилие на педали тормоза с использованием пневматической ноги для создания приводного уси-

лия. Данные по каждому автомобилю сохранялись в базу компьютера для проведения дальнейших исследований, построенных на обработке статистических данных эксперимента.

Исследование проводили на участке нарастания усилия на педали тормоза. На данном участке имеются два характерных участка, отображающих момент страгивания с места и остановки второго поршня ГТЦ. В процессе изменения эксплуатационных характеристик элементов ГТЦ происходит смещение локальных минимумов 1 и 2 как по времени, так и по усилию.

Как свидетельствуют результаты многочисленных исследований, контрольные локальные участки (рисунок 4.9) при различных неисправностях ГТЦ перемещаются не только от начала координат, но и друг от друга. Для получения

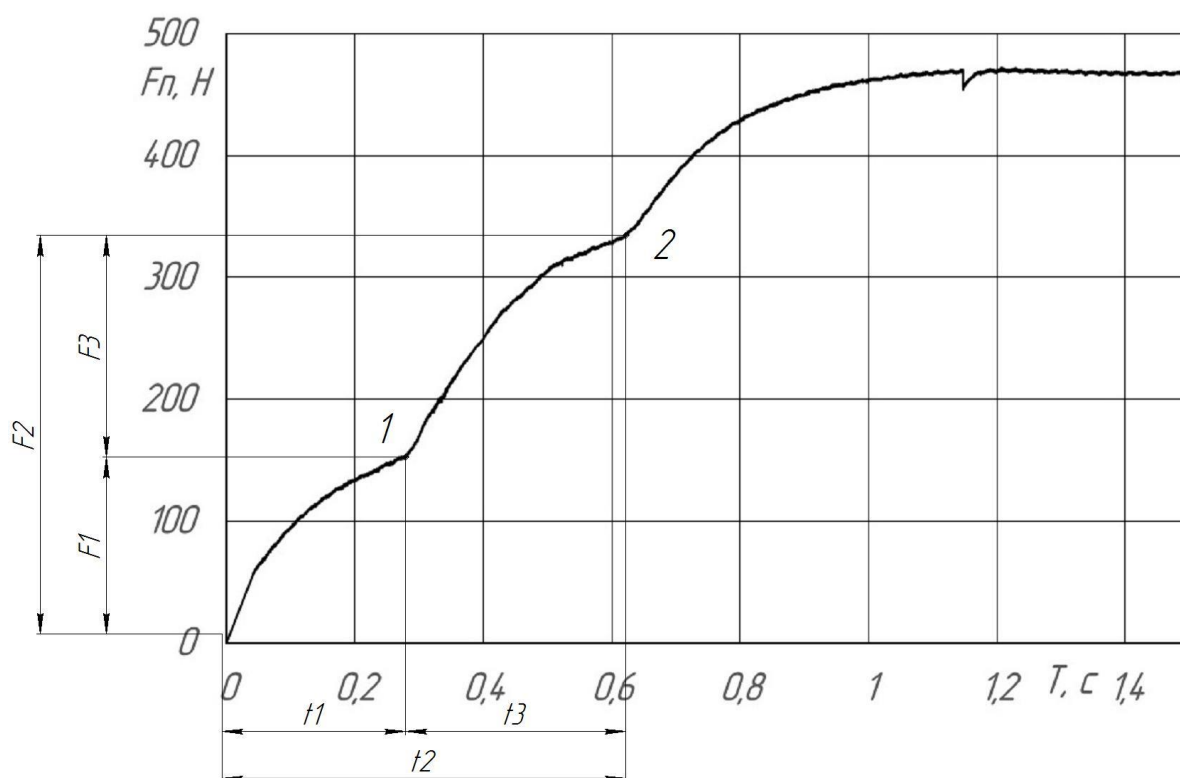


Рисунок 4.9 – Зависимость силы сопротивления нажатию на педаль тормоза от времени

достоверного диагноза подтверждаем согласно математическому моделированию, выбранный комплекс диагностических параметров:  $S_2$ ,  $S_3$ ,  $S_4$ ,  $S_5$  и  $S_6$ .

Основные структурные параметры состояния системы:  $X1$  – содержание воздуха в тормозной жидкости;  $X2$  – изменение жесткости возвратной пружины первого контура;  $X4$  и  $X5$  – износ уплотнительного кольца первого и второго контуров соответственно;  $X7$  – увеличение диаметра (разбухание) уплотнительного кольца второго контура.

В процессе диагностирования неисправности элементов ГТЦ прослеживаются изменением положения исследуемых микроучастков от нормативного положения (рисунок 4.10).

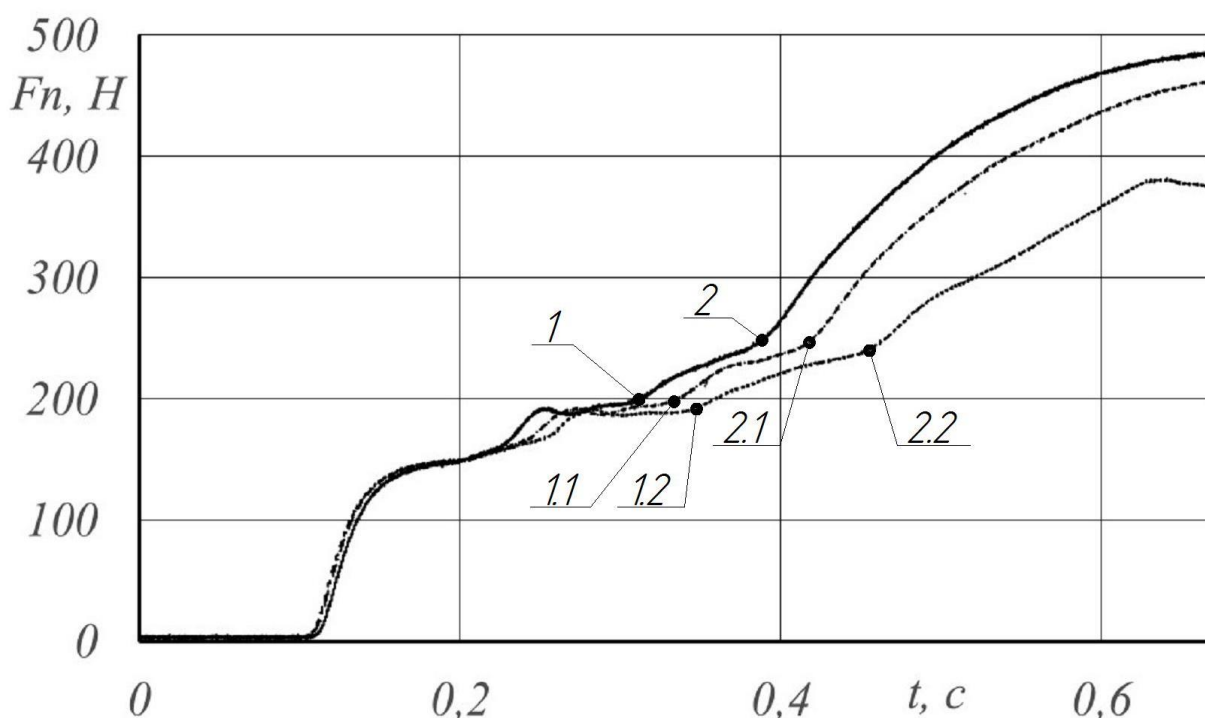


Рисунок 4.10 – Пример визуализации экспериментальных данных по влиянию неисправностей  $X1$  и  $X5$  на процесс на режиме  $T3$ :

— — ГТЦ – исправен; ..... – неисправность  $X5$  – износ уплотнительного кольца второго поршня ГТЦ; - - - - - – неисправность  $X1$  – завоздушен второй контур ГТЦ на 10%; 1 – участок начала движения второго поршня исправного ГТЦ; 2 – участок остановки второго поршня исправного ГТЦ; 1.1 – участок начала движения второго поршня ГТЦ при неисправности  $X1$ ; 2.1 – участок остановки второго поршня ГТЦ при неисправности  $X1$ ; 1.2 – участок начала движения второго поршня ГТЦ при неисправности  $X5$ ; 2.2 – участок остановки второго поршня ГТЦ при неисправности  $X5$

На рисунке приведены изменения диагностических параметров при неисправностях: износе уплотнительного кольца второго поршня и наличии воздуха в первом контуре ГТЦ (режим  $T3$  (служебное торможение  $T=0,15\text{ м/с}$  или  $T=1,0\text{ с}$ )).

### 4.3 Сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований

Для сравнения экспериментальных данных и рассчитанных теоретически в программе зададим темп и усилие нажатия на педаль тормоза с определенным шагом по времени, полученные характеристики внесем в таблицу, после, с помощью экспериментального комплекса зададим аналогичные параметры и выходные данные проведенного эксперимента внесем в таблицу. По полученным табличным значениям построим график (рисунок 4.11).

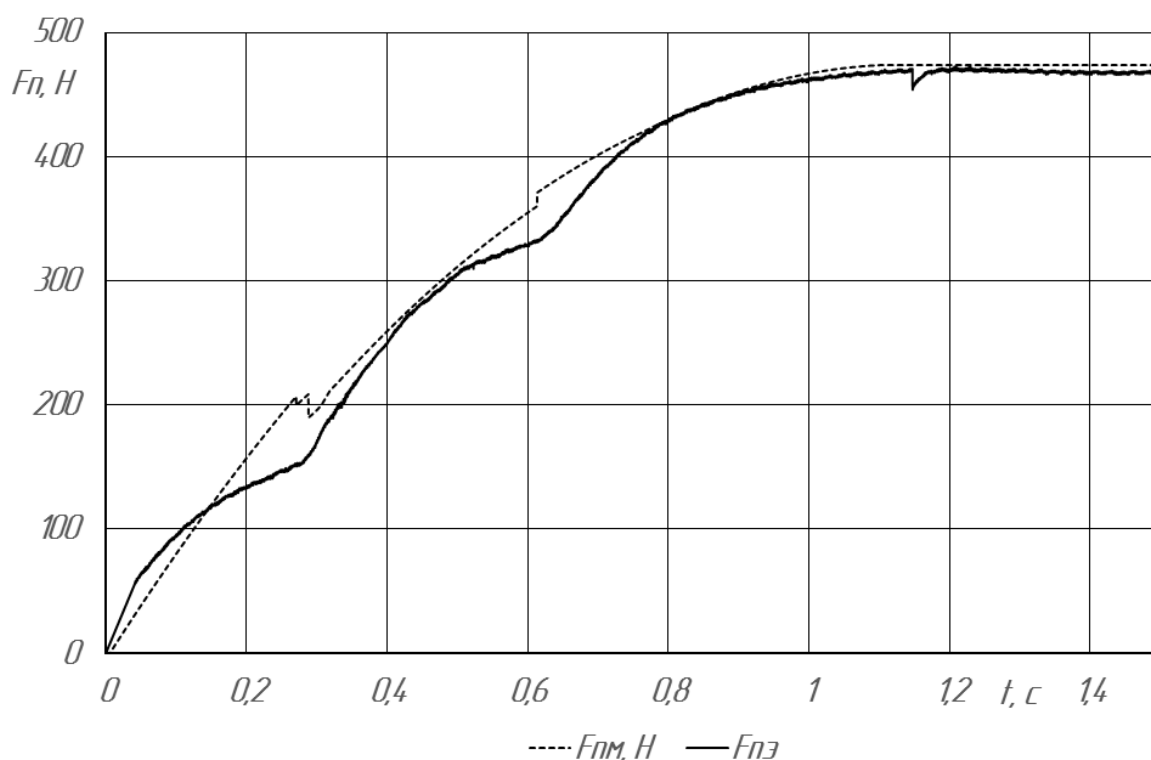


Рисунок 4.11 – Сравнение экспериментального и теоретического результатов

При сравнении графиков можно увидеть, что характерные точки начала и окончания движения второго поршня ГТЦ по времени совпадают, а по усилию экспериментальные меньше теоретических. Это происходит вследствие упрощения теоретической модели, рассмотренного во втором разделе, в связи с этим и график экспериментальной кривой плавный, не имеет таких резких перепадов, как расчетный.



Средняя погрешность отклонения теоретической кривой от экспериментальной (рисунок 4.12) составляет 1,42%. Исходя из анализа, можно заключить,

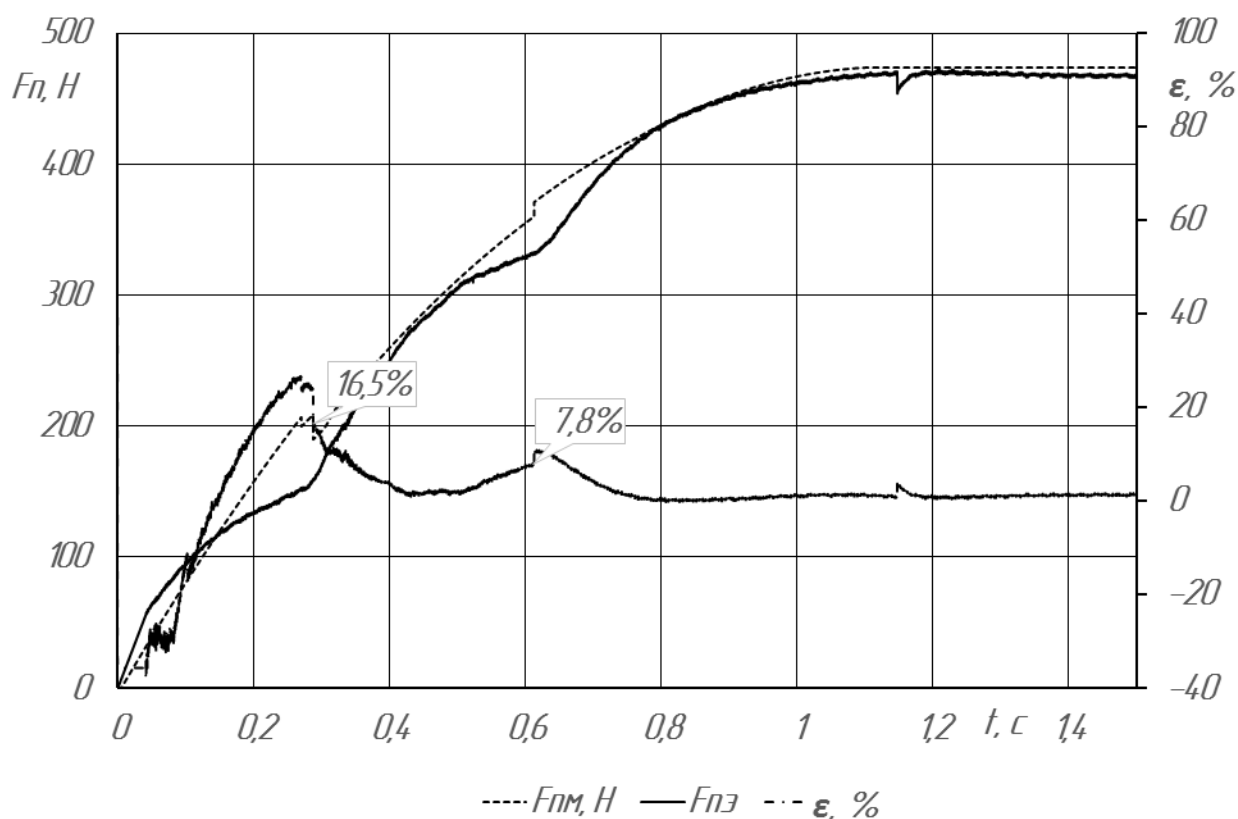


Рисунок 4.12 – Отклонение графиков теоретического от экспериментального

что математическая модель динамических процессов, происходящих в тормозной системе, оснащенной двухконтурным главным тормозным цилиндром с фиксированием плавающего поршня предварительно сжатой пружиной, адекватна и может использоваться при исследованиях.

#### 4.4 Способ автоматической фиксации информативных участков

При практической реализации разработанного метода важное значение имеет возможность фиксации локальных минимумов без разборки ГТЦ. Для определения локальных участков перегибов функции 1 и 2 (рисунок 4.7) можно воспользоваться импульсом силы и на отрезках (по времени) от нуля до 0,75 с и от 0,75 с до 1,5 с найти локальные минимумы (рисунок 4.13). Эти минимумы и

будут точками  $t_1$  и  $t_2$  соответственно, далее по найденным значениям временных показателей диагностических параметров определить силовые характеристики

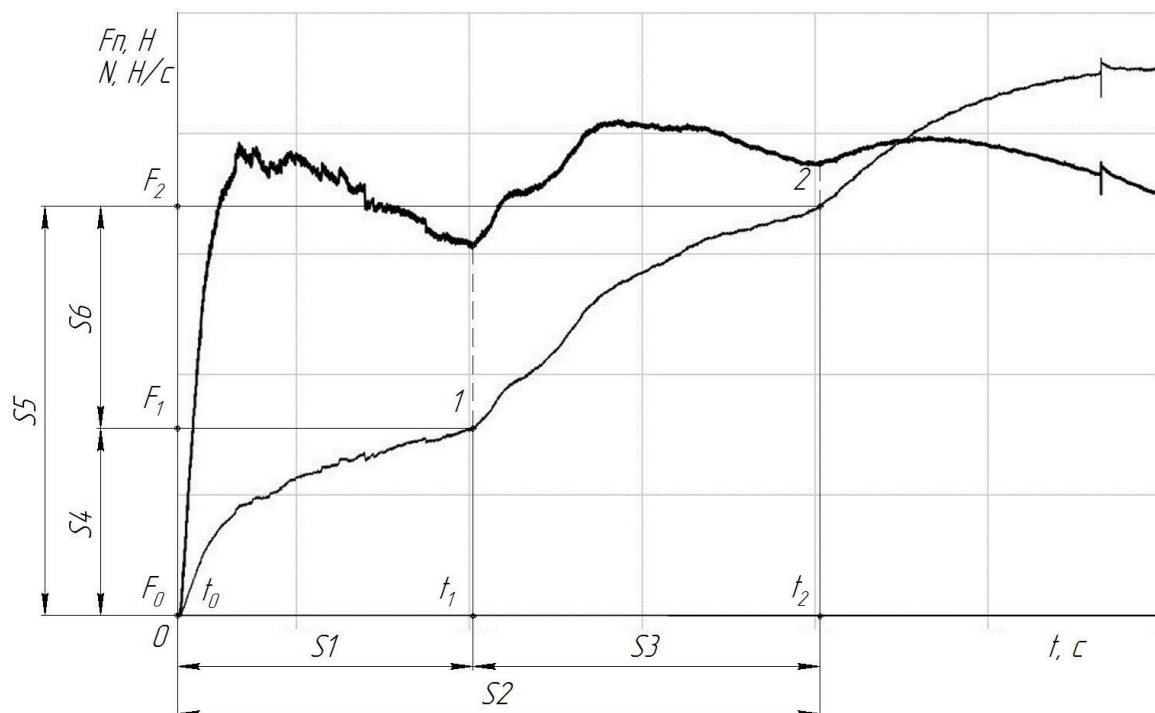


Рисунок 4.13 – Способ автоматической фиксации информативных участков 1 и 2 через локальные минимумы импульса силы

$F_1$  и  $F_2$ , после чего рассчитать  $t_3$  и  $F_3$ . По найденным характеристикам определить диагностические параметры и, в завершение, определить состояние критически важных по надежности деталей ГТЦ согласно логическому алгоритму определения неисправностей (рисунок 5.1).

#### 4.5 Определение информативных тестовых режимов и оптимального комплекса диагностических параметров

Выбор оптимального комплекса диагностических параметров для диагностирования сложных объектов, которым является гидравлическая тормозная система, необходим для выявления неинформативных параметров и последующего удаления их из комплекса. Неинформативные диагностические параметры сни-

жают эффективность процесса диагностирования за счет создания информационного шума, помех при определении неисправностей, удорожания диагностического оборудования. Выбор информативных диагностических параметров можно произвести с помощью теории принятия решений, одним из методов экспертных оценок – методом рангов. Ранжирование – это расположение объектов в порядке возрастания или убывания какого-либо присущего им свойства. Ранжирование позволяет выбрать из исследуемой совокупности факторов наиболее существенный [58].

Для оценки использовались теоретические данные анализа чувствительности и результаты экспериментальных исследований на различных режимах. Диагностических параметров шесть, при оценке будет использоваться ранги от 1 до 6. Ранги будем расставлять следующим образом: 1 и 2 ранг при изменении диагностического параметра более 20%; 3,4 ранг – изменение 10%-20% и 5,6 ранг при изменении параметров от 0% до 10%. Неинформативные диагностические параметры получают большее количество баллов, а информативные – меньшее. При таком расположении мест по общей сумме баллов всего режима можно будет определить режим, несущий больше информации, и выбрать необходимые режимы диагностирования. Данные ранжирования диагностических параметров в зависимости от структурных по режимам нажатия на педаль тормоза заносим в таблицы 4.1 – 4.4.

Таблица 4.1 – Данные ранжирования на режиме  $T1$

	$X1$	$X2$	$X4$	$X5$	$X7$	Сумма
$S1_{T1}$	6	6	6	6	6	30
$S2_{T1}$	6	5	6	6	3	26
$S3_{T1}$	6	5	6	6	3	26
$S4_{T1}$	1	5	6	4	6	22
$S5_{T1}$	5	3	6	6	1	21
$S6_{T1}$	2	5	6	4	1	18
Итого:						143

Таблица 4.2 – Данные ранжирования на режиме  $T_2$

	$X_1$	$X_2$	$X_4$	$X_5$	$X_7$	Сумма
$S1_{T_2}$	6	6	6	6	6	30
$S2_{T_2}$	6	6	6	2	3	23
$S3_{T_2}$	6	6	1	2	3	18
$S4_{T_2}$	1	2	3	6	5	17
$S5_{T_2}$	2	6	6	1	2	17
$S6_{T_2}$	3	1	3	1	1	9
Итого:						114

Таблица 4.3 – Данные ранжирования на режиме  $T_3$

	$X_1$	$X_2$	$X_4$	$X_5$	$X_7$	Сумма
$S1_{T_3}$	5	6	5	6	6	28
$S2_{T_3}$	3	6	6	3	3	21
$S3_{T_3}$	6	6	6	3	3	24
$S4_{T_3}$	1	2	3	5	5	16
$S5_{T_3}$	2	6	4	1	2	15
$S6_{T_3}$	4	1	5	2	1	13
Итого:						117

Таблица 4.4 – Данные ранжирования на режиме  $T_4$

	$X_1$	$X_2$	$X_4$	$X_5$	$X_7$	Сумма
$S1_{T_4}$	4	6	6	6	6	28
$S2_{T_4}$	3	3	1	3	3	13
$S3_{T_4}$	6	4	2	3	3	18
$S4_{T_4}$	1	5	3	5	5	19
$S5_{T_4}$	2	1	4	1	2	10
$S6_{T_4}$	5	2	5	2	1	15
Итого:						103

По табличным значениям построим диаграммы (рисунки 4.14 – 4.17) и выберем наиболее информативные диагностические параметры.

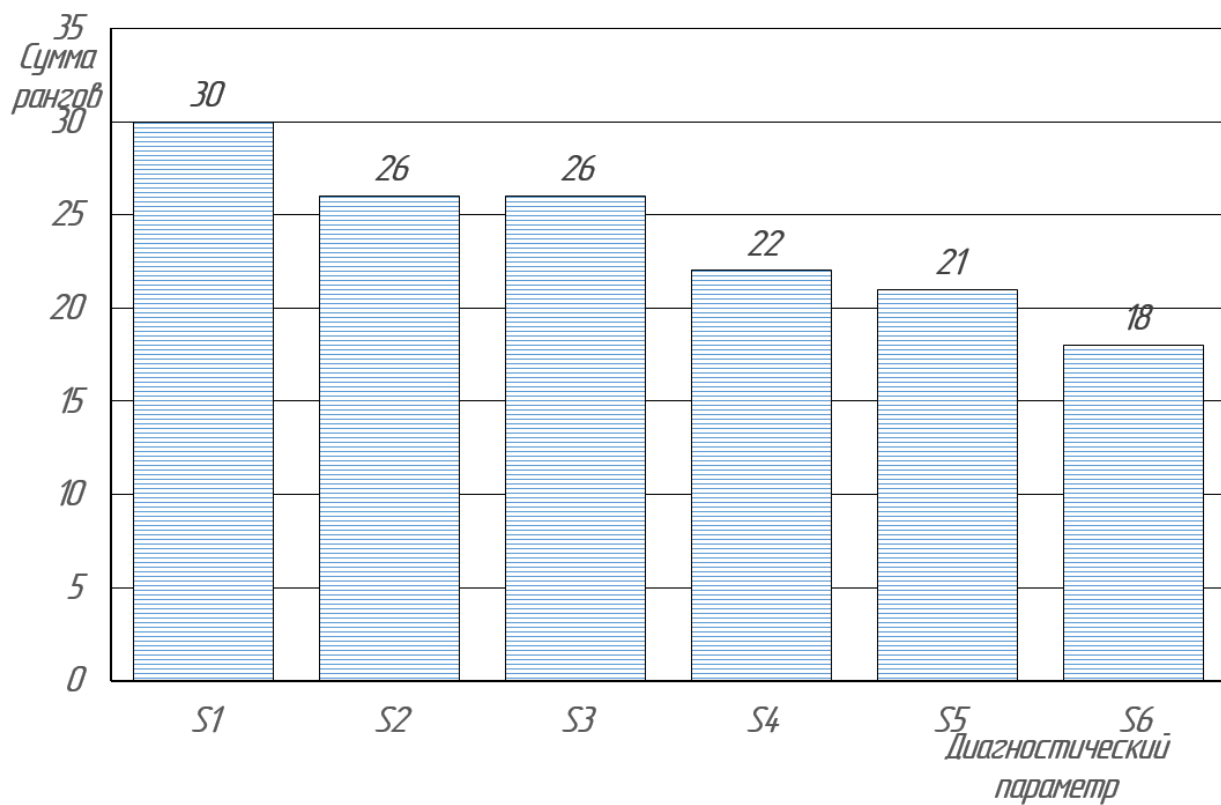


Рисунок 4.14 – Результаты ранжирования диагностических параметров на режиме нажатия педали тормоза *T1*

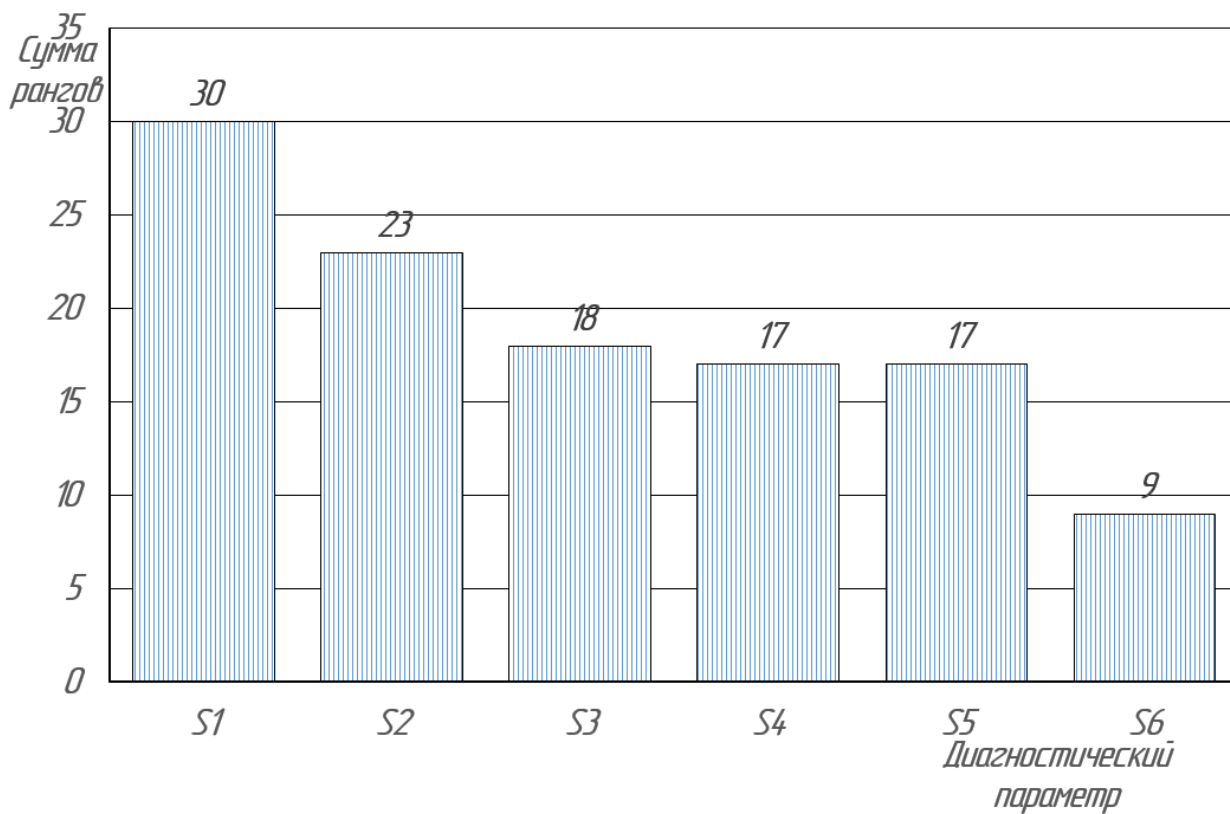


Рисунок 4.15 – Результаты ранжирования диагностических параметров на режиме нажатия педали тормоза *T2*

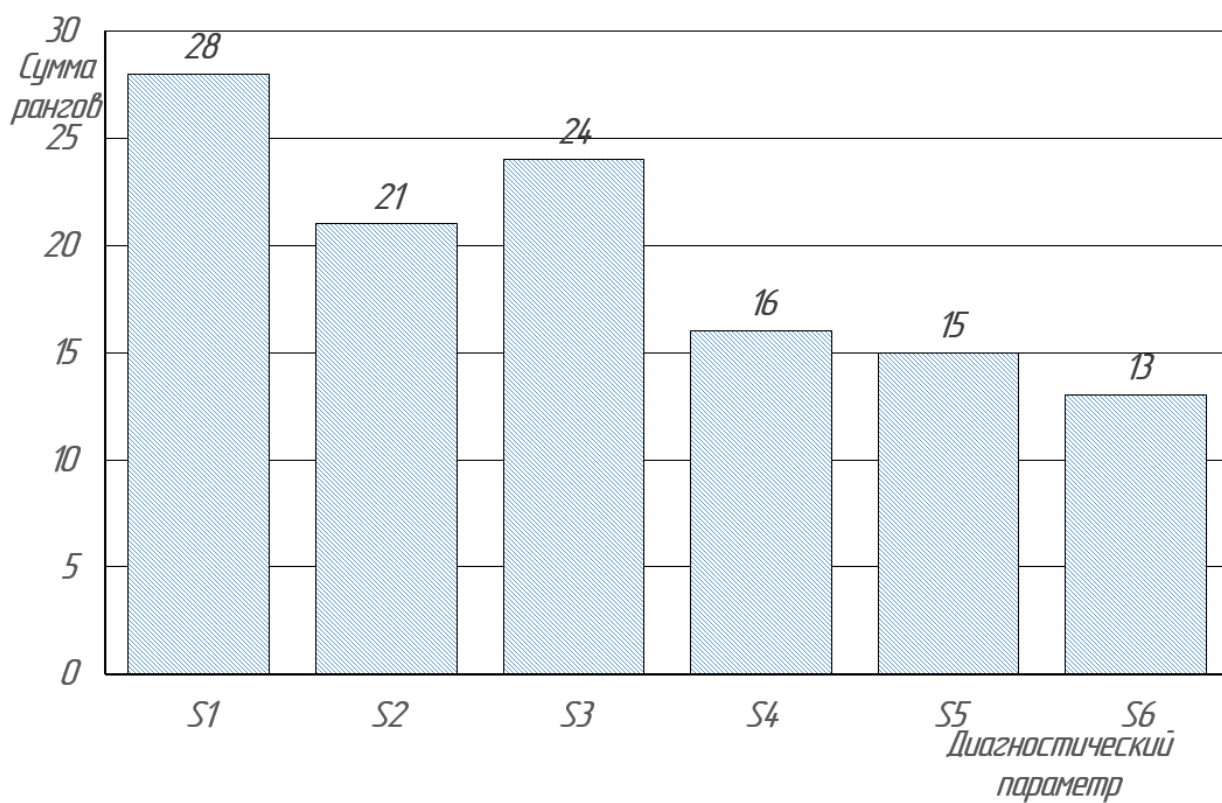


Рисунок 4.16 – Результаты ранжирования диагностических параметров на режиме нажатия педали тормоза *T3*

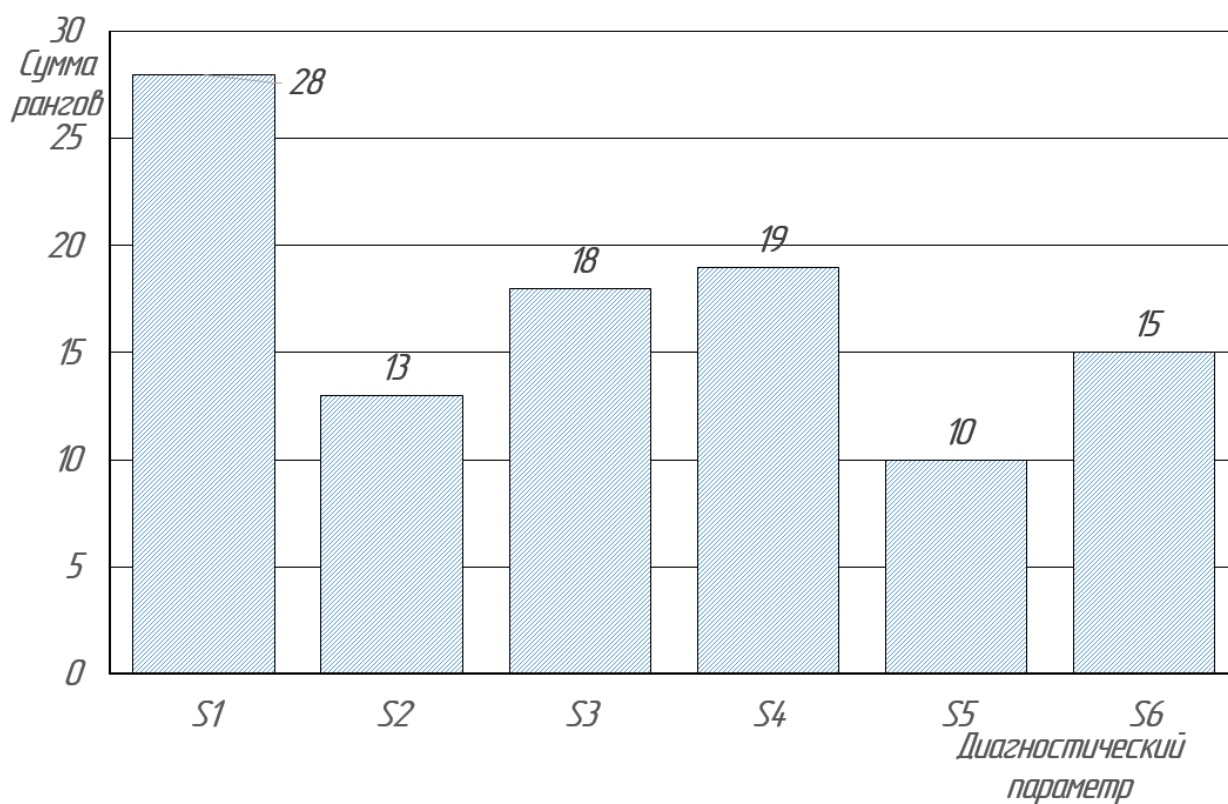


Рисунок 4.17 – Результаты ранжирования диагностических параметров на режиме нажатия педали тормоза *T4*

Таким образом, априорная информация, полученная в результате теоретического анализа, показывает, что при первом темпе нажатия на педаль тормоза наиболее эффективными являются параметры  $S4 - S6$ . Параметр  $S1$  бесполезен для исследования на данном режиме, а диагностические параметры  $S2$  и  $S3$  мало информативны.

При различных темпах практически все выбранные диагностические параметры проявляют себя, кроме параметра  $S1$ . Данный параметр показал себя неинформативным в третьем разделе при математическом моделировании. При дальнейших исследованиях использовать данный диагностический параметр не будем.

Влияние режимов нажатия на педаль тормоза на чувствительность диагностических параметров можно оценить по рисунку 4.18.

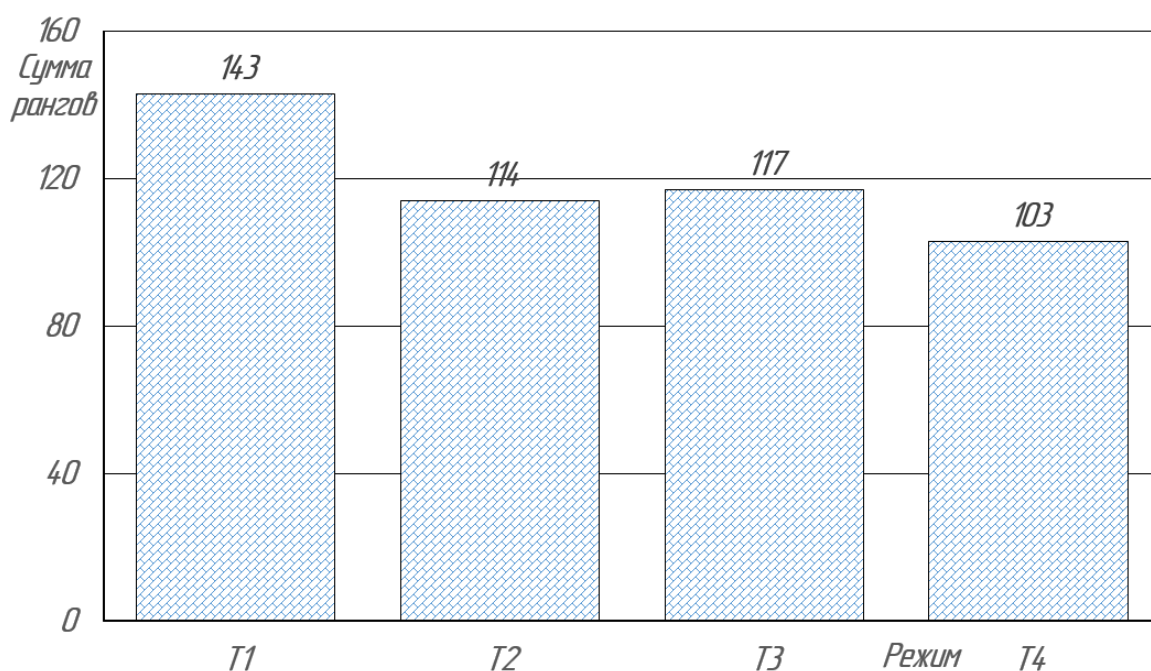


Рисунок 4.18 – Результаты ранжирования режимов нажатия на педаль тормоза

Режимы  $T2-T4$  несут примерно одинаковое количество информации о состоянии объекта диагностирования. Режим  $T2$  менее информативен, его из дальнейшего исследования исключаем. Первый режим, режим экстренного торможения, выявляет только количество воздуха в тормозной системе, по остальным структурным параметрам никакой информации не несет.

#### 4.6 Определение предельно допустимых значений диагностических параметров

Предельно допустимые значения диагностических параметров главного тормозного цилиндра определялись на основе статистического метода, учитывающего вероятностные процессы возникновения неисправностей, изменения технического состояния.

В процессе эксперимента были собраны статистические данные по замеру диагностических и структурных параметров, определенных в параграфе 4.1 у 35 автомобилей ВАЗ 21074 и «классика», проходивших ТО-6 (50000 км), так как при данном пробеге, в основном, производится замена тормозной жидкости и это половина ресурса до отказа главного тормозного цилиндра, который составляет 90000-100000 км.

Диагностика автомобилей производилась на предприятии ООО «Курган-трансхолд», выполняющем техническое обслуживание, ремонт автомобилей и рефрижераторов, имеющем собственный пункт технического контроля транспортных средств, и на кафедре «Автомобили и автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «КГУ». Диагностирование и технический осмотр транспортных средств производится на стационарной универсальной линии технического контроля ЛТК-16У-СП-11. Исследуемый автомобиль оснащался устройством для нажатия на педаль тормоза, педометром и при различных темпах и усилиях нажатия на педаль тормоза производились замеры с последующей их фиксацией в базу компьютера. После проведения испытаний снимался ГТЦ и оценивалось состояние всех элементов цилиндра с проведением соответствующих замеров.

Статистическую информацию по влиянию изменения состояния элементов ГТЦ на диагностические параметры обрабатываем с применением теории надежности [72,73,110]. Основные положения методики состоят в том, что рассматривается разовая выборка  $N$  значений диагностического параметра у представителей совокупности объектов диагностирования (как исправных, так и не-



исправных). При этом предполагается, что величины, соответствующие исправному состоянию, будут подчиняться другой закономерности, чем величины, соответствующие исправному. Выделив из общей совокупности функцию распределения  $f(S)$  значений параметра для исправного состояния объекта, область допустимых значений диагностического параметра в эксплуатации можно ограничить некоторым предельным рассеиванием относительно номинального (эталонного) значения параметра. Для тормозной системы, влияющей на безопасность движения, применяем ограничение с 85% вероятностью.

При проведении математического моделирования были выявлены основные неисправности для определения и режимы, на которых данные неисправности отчетливо влияют на диагностические параметры, чувствительность. В ходе проведения эксперимента было выявлено, что увеличение диаметра уплотнительных колец происходит очень редко, в нашем случае выявлено не было. Увеличение диаметра происходит за счет использования некачественных уплотнительных колец или тормозной жидкости. И при длительном использовании происходит заклинивание ГТЦ. Поэтому решено при наличии неисправности устранять их сразу же. Данные, полученные в процессе проведения эксперимента, были обработаны в программе Excel согласно методике, предложенной Половко А. М. и Гуровым С. В. [73,110]. Обработка данных производилась в следующей последовательности.

1 По экспериментальным данным найдены:

- выборочное среднее;
- выборочная дисперсия;
- выборочное среднее квадратическое отклонение;
- наименьшее значение;
- наибольшее значение.

2 По формуле Стенджерса [73], определяем интервал квантования:

$$\Delta S = \frac{S_{max} - S_{min}}{1 + 3,3 \ln(N_s)}, \quad (4.2)$$

где  $N_s$  – количество опытных данных, находящихся внутри интервала  $S_{min} \dots S_{max}$ .

Для наглядного представления статистических данных используем группировку экспериментальных данных по интервалам с шагом  $\Delta S$ . Находим и заносим в таблицу: правую и левую границы, середины интервалов; частоты – число выбранных значений, попавших в интервал; относительные частоты; накопленные частоты; относительные накопленные частоты.

3 Производим подбор закона распределения вероятностей. Определим параметры гамма-распределения в соответствии с формулами, по экспериментальным данным:

$$\alpha = \frac{m^2}{\sigma^2}, \quad \beta = \frac{\sigma^2}{m}. \quad (4.3)$$

Для нормального распределения параметры уже определены. По выше проведенным расчетам создаем таблицу, в которую вносим данные по интервалам выборки, относительную плотность экспериментальных частот. Рассчитываем плотности нормального и гамма распределений.

4 Сравниваем законы распределения с экспериментальными данными. Для сравнения используем коэффициент Пирсона  $\chi^2$ . Устанавливаем, верна ли принятая нами гипотеза о распределении случайной величины  $X$ , т. е. о соответствии функции распределения  $F(x)$  экспериментальным данным, чтобы ошибка не превышала заданного уровня значимости  $\alpha$  (вероятность того, что будет отвергнута правильная гипотеза).

Для применения критерия  $\chi^2$  необходимо, чтобы частоты  $n_i$ , соответствующие каждому интервалу, были не меньше 5. Если это не так, рядом стоящие интервалы объединяются, а их частоты суммируются. В результате общее количество интервалов может уменьшиться до значения  $k'$ . Далее вычисляется следующая сумма:

$$\chi^2_{\text{выч}} = \sum_{i=1}^{k'} \frac{(n_i - np_i)^2}{np_i}, \quad (4.4)$$

где  $p_i$  – теоретическая вероятность того, что случайная величина  $X$  примет значение из интервала  $[a_{i-1}, a_i]$ . Мы предположили, что случайная величина  $x$  имеет функцию распределения  $F(x)$ , поэтому  $p_i = F(a_i) - F(a_{i-1})$ . Расчеты производим в Excel. Закон считается подобранным, если  $P_{\text{согл}} \geq 0,3$ .

5 Определяется предельно допустимый диагностический параметр, после подбора закона распределения и сравнения с критическим значением критерия Пирсона.

Предельно допустимые параметры выбираем для тормозной системы, обеспечивающей безопасность движения, в более жестких рамках. С ограничением вероятности отказа  $P \leq 0,85$ . В нашем случае производим ограничение с одной стороны, с низу  $S_{\text{ср}} - \sqrt{D_x}$ . Исходя из практического опыта, считаем, что все значения параметров, находящиеся в пределах  $A_{0,85}$ , соответствуют исправному состоянию. Все данные, полученные при расчете, заносим в таблицу 4.5, и часть из них представляем в графическом виде (рисунок 4.19).

Таблица 4.5 – Предельно допустимые значения диагностических параметров

Наименование	Закон распр.	$P_{\text{согл}}$	$S_{\text{ср}}$	$\sqrt{D_x}$	$S_{\text{норм}}$
1	2	3	4	5	6
$S_{2\text{дт}1}$ – время $t_2$ от начала нажатия на педаль тормоза до точки 2 окончания движения второго поршня ГТЦ в режиме Т1	Гамма	0,73	0,156	0,009	<b>0,164 с</b>
$S_{2\text{дт}3}$ – время $t_2$ от начала нажатия на педаль тормоза до точки 2 окончания движения второго поршня ГТЦ в режиме Т3	Гамма	0,49	0,69	0,042	<b>0,73 с</b>
$S_{2\text{дт}4}$ – время $t_2$ от начала нажатия на педаль тормоза до точки 2 окончания движения второго поршня ГТЦ в режиме Т4	Гамма	0,83	0,92	0,049	<b>0,97 с</b>
$S_{3\text{дт}1}$ – разница между временем $t_2 - t_1$ в режиме Т1	Гамма	0,58	0,089	0,005	<b>0,09 с</b>
$S_{3\text{дт}3}$ – разница между временем $t_2 - t_1$ в режиме Т3	Норм.	0,6	0,372	0,026	<b>0,4 с</b>
$S_{3\text{дт}4}$ – разница между временем $t_2 - t_1$ в режиме Т4	Гамма	0,66	0,511	0,031	<b>0,54</b>

Продолжение таблицы 4.5

1	2	3	4	5	6
S4 <sub>дт1</sub> – усилие F1 на педали тормоза в момент начала движения второго поршня ГТЦ в режиме Т1	Гамма	0,31	247	13	<b>260 Н</b>
S4 <sub>дт3</sub> – усилие F1 на педали тормоза в момент начала движения второго поршня ГТЦ в режиме Т3	Гамма	0,32	196	12	<b>207 Н</b>
S4 <sub>дт4</sub> – усилие F1 на педали тормоза в момент начала движения второго поршня ГТЦ в режиме Т4	Гамма	0,52	174	9	<b>183 Н</b>
S5 <sub>дт1</sub> – усилие F2 на педали тормоза в момент окончания движения второго поршня ГТЦ в режиме Т1	Гамма	0,42	442	17	<b>459 Н</b>
S5 <sub>дт3</sub> – усилие F2 на педали тормоза в момент окончания движения второго поршня ГТЦ в режиме Т3	Гамма	0,59	392	20	<b>412 Н</b>
S5 <sub>дт4</sub> – усилие F2 на педали тормоза в момент окончания движения второго поршня ГТЦ в режиме Т4	Норм.	0,44	356	20	<b>376 Н</b>
S6 <sub>дт1</sub> – разность усилий F2-F1 в режиме Т1	Гамма	0,78	206	11	<b>218 Н</b>
S6 <sub>дт3</sub> – разность усилий F2-F1 в режиме Т3	Норм.	0,36	172	6	<b>178 Н</b>
S6 <sub>дт4</sub> – разность усилий F2-F1 в режиме Т4	Гамма	0,46	166	8	<b>175 Н</b>

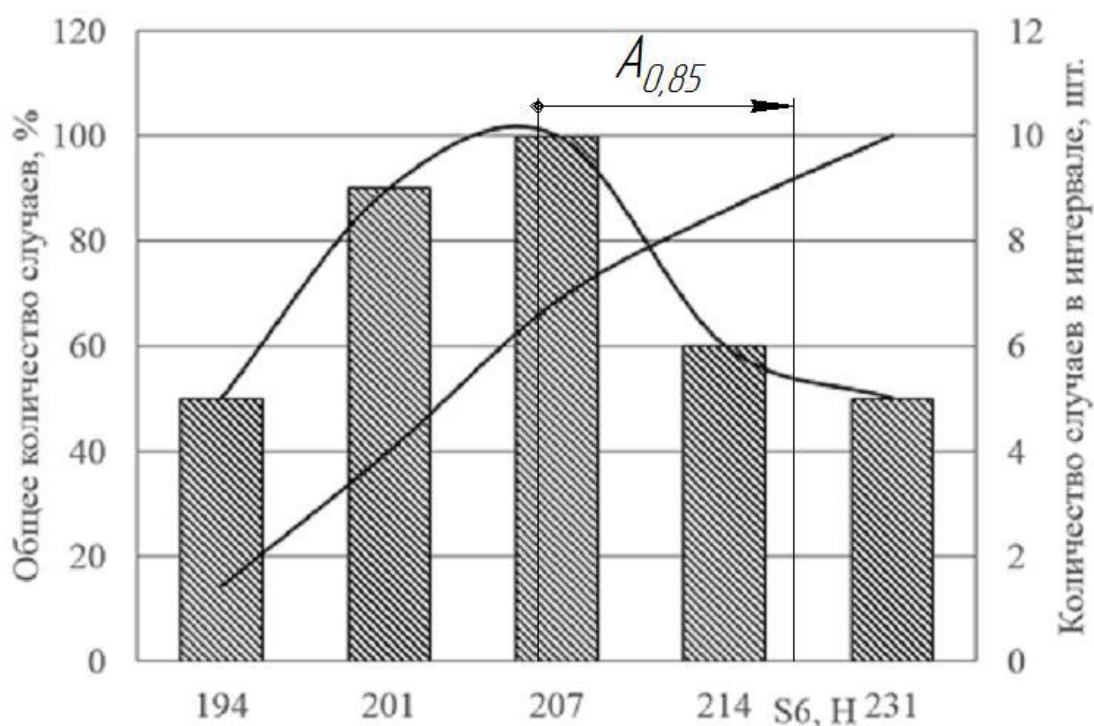


Рисунок 4.19 – Определение предельно допустимого диагностического параметра S6 в режиме Т1

В процессе статистического анализа экспериментальных данных были получены предельно допустимые диагностические параметры, экспериментально проверена математическая модель работы ГТЦ в динамике, подтверждена гипотеза применения метода диагностирования ГТЦ по силе нажатия на педаль тормоза.

#### Выводы по четвертой главе

1. Разработана общая методика экспериментального исследования.
2. Разработано и изготовлено аппаратное обеспечение экспериментального исследования.
3. Проведен сбор и обработка статистических данных для определения исходных данных для математического моделирования и выбора предварительного комплекса диагностических параметров.
4. Проведено сравнение экспериментальных и данных математического моделирования. Подтверждена адекватность математической модели.
5. Предложен способ автоматической фиксации информативных участков.
6. Выбраны информативные тестовые режимы диагностирования и оптимальный комплекс диагностических параметров.
7. Рассчитаны предельно допустимые диагностические параметры.

Глава 5. Рекомендации по практическому применению и оценка эффективности метода

5.1 Разработка методики постановки диагноза

В процессе совместного анализа теоретического исследования и экспериментальных данных влияние эксплуатационных неисправностей на диагностические параметры показывает, что отклонения в работе ГТЦ можно выявить однозначно по изменению определенных диагностических параметров на определенных режимах. В таблице 5.1 указаны критерии определения диагнозов диагностирования в зависимости от режима воздействия на педаль тормоза.

Таблица 5.1 – Матрица постановки диагнозов ГТЦ

	T1	T3	T4
D1	$S_{41} > S_{д41}; S_{61} < S_{д61}$	-	-
D2	$S_{31} > S_{д31}; S_{41} = S_{д41}; S_{51} > S_{д51}$	-	-
D3	-	$S_{23} > S_{д23}; S_{43} = S_{д43}$	-
D4	-	$S_{33} >> S_{д33}; S_{43} = S_{д43}; S_{53} > S_{д53}$	$S_{34} >> S_{д34}; S_{44} = S_{д44}; S_{54} > S_{д54}$
D5	Имеются отклонения диагностических параметров от предельно допустимых, но нет совпадения по критериям постановки диагноза		
D6	-	-	$S_{24} > S_{д24}; S_{34} = S_{д34}$
D7	Все нормативные диагностические параметры в норме		

\* D1 – воздух в системе; D2 – увеличение диаметра уплотнительного кольца поршня второго контура ГТЦ; D3 – снижение жесткости пружины поршня первого контура ГТЦ; D4 – износ уплотнительного кольца поршня первого контура ГТЦ; D5 – износ внутренней поверхности корпуса ГТЦ; D6 – износ уплотнительного кольца поршня второго контура ГТЦ; D7 – ГТЦ исправен.

Определение неисправностей будем проводить, используя алгоритм (рисунок 5.1).

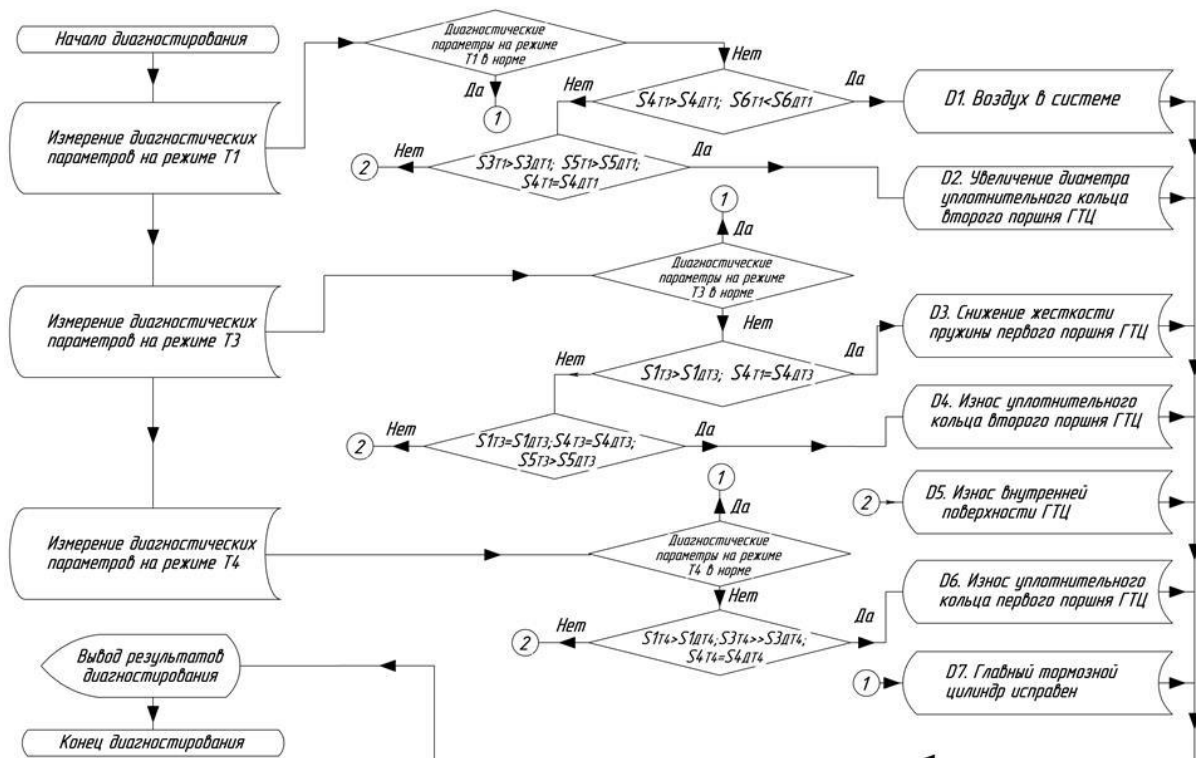


Рисунок 5.1 – Логический алгоритм определения неисправностей ГТЦ

## 5.2 Определение периодичности диагностирования главного тормозного цилиндра разработанным методом

Для определения периодичности проведения диагностических работ воспользуемся методикой, разработанной в МАДИ [64,72]. Она основывается на использовании следующих показателей, определяемых в процессе эксперимента:

$\bar{l}_n, v_n$  - средняя наработка на отказ, связанный с разборкой или снятием агрегата, и ее коэффициент вариации;

$\bar{l}, v$  - средняя наработка на неисправность и ее коэффициент вариации;

$c_a$  - средняя стоимость аварийного (заявочного) ремонта;

$c_n$  – средняя стоимость предупредительного ремонта.

По этим показателям определяются коэффициент опасности отказа  $\kappa = c_d/c_n$ , коэффициент отношения ресурсов  $\eta = \bar{l}_n/\bar{l}$ , а также параметр гамма-функции надежности  $n = 1/v^2$ .

По номограмме определяется коэффициент стоимости диагностирования  $\varepsilon$ . Далее определяется коэффициент оптимальной периодичности  $\mu_{opt}$ , при котором достигается минимальное значение удельных затрат  $C'_{y\partial}$ , из выражения:

$$C'_{y\partial} = \frac{\kappa - (\kappa - \varepsilon - 1)e^{-n\mu} \sum_{m=0}^{n-1} \frac{(n\mu)^m}{m!} - e^{-\mu\eta}}{1 - \frac{1}{n} e^{-n\mu} \sum_{m=0}^{n-1} (n-m) \frac{(n\mu)^m}{m!}}. \quad (5.1)$$

Для определения оптимальной периодичности использовалась формула:

$$l_{\partial}^{opt} = \mu_{opt} \bar{l}_n \quad (5.2)$$

Результаты расчета сведены в таблицу 5.2.

Таблица 5.2 – Результаты расчета периодичности диагностирования

Наработка на диагностируемый отказ объекта		Наработка на неисправность объекта		Коэффициент опасности отказа	Коэффициент стоимости диагностирования	Параметр гамма-функции	Расчетный оптимальный коэффициент периодичности	Расчетная периодичность
$\bar{l}_n$ , тыс.км	$v_n$	$\bar{l}$ , тыс.км	$v$					
65,76	0,28	9,3	0,48	4	0,21	6	0,12	$l_{\partial}^{opt}$ тыс.км 9,24

С учетом условия кратности периодичности диагностирования норме пробега до ТО-1 легковых автомобилей (откорректированного для условий эксплуатации автомобилей ООО «Кургантрансколод» и равного 10 тыс. км) принимаем периодичность диагностирования 10 тыс. км (т.е. измерение диагностических параметров ГТЦ рекомендуется проводить при каждом ТО).



### 5.3 Рекомендации по практической реализации метода и направления дальнейших исследований

Применение может реализоваться по направлениям: приборная реализация с адаптацией программного обеспечения тормозного стенда к выявлению неисправностей по новому методу и встроенная диагностика.

Первый вариант – реализация разработанного алгоритма в виде дополнительного файла, размещаемого в файловой системе управляющего компьютера стандартного стенда тормозных качеств. В этом случае (с разрешения завода-изготовителя) повышается информативность существующего отечественного диагностического оборудования при минимуме затрат.

Второй вариант – реализация разработанного метода в виде отдельного автономного прибора на основе применения недорогого микропроцессора (например, контроллер Arduino UNO). В этом случае реализация обойдется дороже ввиду необходимости установки дополнительных датчиков, устройств согласования и сопряжения, а также драйверов.

Третий вариант – реализация метода в виде дополнительной подсистемы общей системы бортового диагностирования автомобиля. В этом случае диагностический режим будет включаться автоматически при попадании режима нажатия на тормозную педаль в один из режимов, на которые настроен метод (Т1, Т3, Т4). Данные будут накапливаться, и информация может быть выведена или на диагностический разъем, или может быть продублирована штатным индикатором автомобиля «check engine».

Заводам-изготовителям автомобилей представится возможность внедрения бортового диагностирования ГТЦ с прогнозированием предотказного состояния и выявлением неисправных элементов. Для получения базы по маркам и моделям автомобилей необходимо содействие с заводами-изготовителями автомобилей, которые должны провести исследования для получения характерных диагностических параметров. Установка датчика, измеряющего силу нажатия на

педаль тормоза, в базовую комплектацию автомобиля поможет производить бортовую диагностику тормозной системы, и выявление неисправностей можно будет проводить в эксплуатации, что приведет к снижению вероятности использования автомобилей с неисправной тормозной системой в межремонтных пробегах и при пробегах между техническими осмотрами.

При определении направления дальнейших исследований следует принять во внимание, следующее. Как показывают результаты анализа, при исследовании причин возникновения ДТП, связанных с потерей устойчивости, наибольший интерес представляет курсовая устойчивость, то есть, способность транспортного средства, управляемого водителем, сохранять заданное прямолинейное или криволинейное движение при воздействии на него внешних возмущающих сил и моментов, возникающих в процессе торможения. При этом нарушение устойчивости движения транспортного средства, приводящее к ДТП, очень часто выражается в его заносе. Естественно, синхронность работы всех элементов тормозной системы как на режимах экстренного, так и служебного торможения, обеспечиваемая их гарантированной технической исправностью является важнейшим фактором. Однако, если исследования динамики процессов и создания методов и средств диагностирования элементов тормозной системы (в том числе и ГТЦ) на этапе затормаживания автомобиля проводятся, то аналогичных исследований на этапе растормаживания проводится явно недостаточно. А техническое состояние ГТЦ должно обеспечить не только эффективное и синхронное торможение, но и быстрое (а главное управляемое) растормаживание.

Поэтому дальнейшие научные исследования рекомендуется проводить по направлениям оценки качества функционирования ГТЦ и его диагностирования на режимах растормаживания. Исследования в данном направлении будут способствовать созданию новых эффективных методов и средств диагностирования тормозных систем и снижению количества аварийных ситуаций на дорогах страны.

#### 5.4 Оценка эффективности результатов исследования

Расчет экономической эффективности проводился для легковых автомобилей Курганской области по состоянию за 2021 год. Согласно данным ГИБДД [111] по Курганской области, на 2021 год насчитывается 391347 легковых автомобилей и произошло 841 дорожно-транспортное происшествие. Использование нового способа диагностирования тормозной системы автомобилей при прохождении Государственного технического осмотра (ГТО) позволит снизить количество ДТП и в результате принесет снижение экономических потерь.

Годовая экономическая эффективность от внедрения результатов исследования определяется по снижению удельных затрат на эксплуатацию подвижного состава, из расчета на один автомобиль составит:

$$Э_{Г} = \Delta C - C_{ПР} \cdot E_H, \quad (5.3)$$

где  $\Delta C = (C_1 - C_2)$  – снижение удельных затрат на эксплуатацию автомобиля за счет внедрения поэлементного диагностирования ГТЦ на станциях Государственного технического осмотра, руб./авт. год;  $C_{ПР}$  – затраты на приобретение педометра и установку модернизированного программного обеспечения на тормозной стенд (на все 42 станции ГТО, находящиеся в г. Кургане), руб.;  $E_H$  – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений ( $E_H = 0,15$ ) [62].

Стоимость датчика для измерения усилия нажатия на педаль тормоза, предназначенного для барабанных тормозных стандов (Датчик для измерения усилия на педали тормоза PD-7 (61000 руб.)), и установки дополнительного программного обеспечения для программы управления тормозными стандами в условиях серийного производства  $C_{ПР}$  оценивается экспертами (25000 руб.). Общая стоимость затрат на внедрение проекта в г. Кургане составит для 42 станций ГТО – 3612000 руб.

Затраты на один автомобиль составят  $3612000/391347=9,2$  руб./авт. год.

Снижение удельных затрат на эксплуатацию автомобилей при использовании способа диагностирования ГТЦ в технологическом процессе Государственного технического осмотра может быть достигнуто за счет уменьшения количества дорожно-транспортных происшествий по причине недостаточной тормозной эффективности.

Таким образом, снижение удельных затрат при внедрении способа определяется следующим выражением:

$$\Delta C = \mathcal{E}_{ДТП}, \quad (5.4)$$

где  $\mathcal{E}_{ДТП}$  – экономия затрат от ДТП, руб. /авт. год.

Экономия от предотвращения ДТП вследствие применения способа поэлементного диагностирования ГТЦ в технологический процесс техосмотра ТС может быть определена по выражению:

$$\mathcal{E}_{ДТП} = \frac{C_{ДТП}^{год} \cdot \Delta N_{ДТП}}{100}, \quad (5.5)$$

где  $C_{ДТП}^{год}$  – стоимость годовых потерь от ДТП на один автомобиль, руб./ДТП·год;  $\Delta N_{ДТП}$  – уменьшение количества ДТП после внедрения нового способа поэлементного диагностирования ГТЦ, %.

Стоимость экономических потерь от ДТП на 1 автомобиль в год определим следующим образом. Годовой ущерб от ДТП в нашей стране (прямые потери без учета гибели людей  $C^{PФ}_{ДТП}$  в 2021 году составил 86 миллиардов рублей [85]. При этом в стране общее количество ДТП  $N^{PФ}_{ДТП}$  составило 133331 ДТП, в которых погибло 14874 человека, пострадали 167586. В их числе 6360 ДТП по технической неисправности. Количество поврежденных автомобилей составило 302752 шт. [102], для легковых АТС. Тогда потеря от одного ДТП в стране  $C_{ДТП}$ , руб./ДТП, определяются как:

$$C_{ДТП} = C_{ДТП}^{PФ} / N_{ДТП}^{PФ}. \quad (5.6)$$

$$C_{ДТП} = (8,6 \cdot 10^{10}) / 302752 = 28406 \text{ руб./год.}$$

Учитывая тот факт, что в г. Кургане (по усредненным данным за 2021 год) зафиксировано 841 ДТП, а АТС пострадало 1352 шт.

Найдем количество ДТП, произошедших по технической неисправности из-за отказа рабочей тормозной системы. Согласно [11,37] «По результатам отечественных научных исследований, с тех. неисправностями транспорта связано до 13% происшествий всех видов и до 15% – с особо тяжкими последствиями. Основное количество ДТП из-за технических неисправностей транспорта вызвано отказами в рабочей тормозной системе (36%)», уменьшение количества ДТП после внедрения нового способа диагностирования  $\Delta N_{\text{ДТП}}$  составит примерно 4,2 % от общего количества ДТП. Следовательно, АТС, поврежденные при ДТП по причине технической неисправности рабочей тормозной системы в Курганской области, составят 63 шт.

Экономия от предотвращения ДТП:

$$Э_{\text{ДТП}} = (28406 \cdot 4,2) / 100 = 1193 \text{ руб./авт. год.}$$

Годовой экономический эффект от внедрения результатов исследования составляет:  $Э_{\text{Г}} = 1193 - 0,15 \cdot 9,2 = 1192 \text{ руб./авт. год.}$

Внедрение устройства для нажатия на педаль тормоза в технологический процесс Гос. техосмотра в Курганской области окупится через 1 год 5 месяцев.

## Выводы и основные результаты работы

1. Выявлено, что деталями, определяющими работоспособность ГТЦ, являются пружины первого и второго контуров, а также уплотнительные кольца поршней этих контуров. При этом наиболее характерными неисправностями этих деталей ГТЦ являются: изменение жесткости пружин ГТЦ первого и второго контуров (53% от общего количества неисправностей); износ уплотнительных колец ГТЦ первого и второго контуров (32%); увеличение силы трения уплотнительных колец о стенки цилиндра из-за разбухания материала (10%), из которого они изготовлены. Установлены диапазоны изменения их характеристик в реальных условиях эксплуатации.

2. Разработана математическая модель гидравлического тормозного привода транспортного средства с двухконтурным ГТЦ, алгоритм моделирования влияния на выходные характеристики ГТЦ технического состояния элементов, определяющих его работоспособность и реализующее его программное обеспечение. Теоретически обоснован и экспериментально подтвержден комплекс из пяти диагностических параметров (время от начала нажатия на педаль тормоза до окончания движения поршня второго контура ГТЦ; время движения поршня второго контура ГТЦ; сила нажатия на педаль тормоза в момент начала и в момент окончания движения поршня второго контура ГТЦ, а также разность сил на педали между началом и окончанием движения поршня второго контура ГТЦ), позволяющий определять техническое состояние его влияющих на работоспособность деталей. Установлены закономерности изменения диагностических параметров от структурных, определяющих техническое состояние ГТЦ, которые при моделировании менялись в установленных диапазонах изменения.

3. Определены информативные тестовые режимы диагностирования ГТЦ по выбранному, оптимальному комплексу диагностических параметров: Т1 (экстренное торможение или  $T=0,2$  с), Т3 (служебное торможение  $T=1,0$  с), Т4 (служебное торможение  $T=1,4$  с) и предложен алгоритм постановки диагноза.

4. Выполнена экспериментальная проверка метода диагностирования двухконтурного ГТЦ ГТС по параметрам воздействия на орган управления. Средняя погрешность отклонения теоретической кривой от экспериментальной составила 1,42%.

5. Разработан алгоритм постановки диагноза и даны рекомендации по внедрению метода в практику, включающие в себя три направления реализации (в виде доработки стандартного программного обеспечения стенда тормозных качеств, в виде отдельного автономного прибора и в виде дополнительной подсистемы общей системы бортового диагностирования автомобиля). Определена экономическая эффективность внедрения полученных результатов исследования, которая составляет 1192 руб. на один автомобиль в год.

6. В рамках поставленных задач решена актуальная научно-техническая задача обеспечения эффективности функционирования тормозной системы на основе разработки метода диагностирования главного тормозного цилиндра гидравлической тормозной системы автомобиля, защищенного патентом РФ 2751101. Дальнейшие научные исследования рекомендуется проводить по направлениям оценки функционирования ГТЦ и его диагностирования на режимах растормаживания.

## Список использованных источников

- 1 Автостат Инфо. Аналитика базы данных: сайт. – URL: <https://avtostat-info.com/News/8168/> (дата обращения: 25.01.2022).
- 2 Автостат. Аналитическое агентство: сайт. – URL: <https://www.autostat.ru> (дата обращения: 25.01.2022).
- 3 Адлер, Ю.П. Введение в планирование эксперимента /Ю.П. Адлер. — Москва: Металлургия, 1968. – 155 с.
- 4 Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский; 2–е изд., перераб. и доп. – Москва : Наука, 1976. – 270 с.
- 5 Александров, М.П. Тормозные устройства: справочник / А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, М. Н. Новожилов; под общей редакцией М.П. Александрова. – Москва : Машиностроение, 1985. – 312 с., ил.
- 6 Аналитическая оценка сцепных свойств дороги с точки зрения организации автоматического регулирования тормозного момента / А.К.Фрумкин, А.Х. Каландаров, П.В. Лукавский // Труды МАДИ. – Вып. 76. – Москва : МАДИ,1974.
- 7 Аналитические обзоры состояния безопасности дорожного движения // Научный центр безопасности дорожного движения: сайт. – URL: <https://нцбдд.мвд.рф> (дата обращения: 25.01.2022).
- 8 Анисимов, А.В. Динамика гидросистем: учебное пособие / А.В. Анисимов, В.Л. Кондрашев, К.А. Лиходед, М.Э. Шошиашвили; Юж.–Рос. гос. техн. ун–т (НПИ). – Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ), 2012. – 131 с.
- 9 Армейские автомобили: Конструкция и расчет. Ч.2. / М.М. Запрягаев, Л.К. Крылов, Е. И. Магидович и др. – Москва : Воениздат, 1997.– 479 с.
- 10 Бабаева, Н.Ф. Расчет и проектирование элементов гироскопических устройств / Н.Ф. Бабаева. – Москва : Машиностроение, 1967. – 480 с.
- 11 Барзиловия, Е.Ю. Модели технического обслуживания сложных систем. – Москва : Высшая школа, 1982. – 231 с.
- 12 Бойко, А.В. Совершенствование метода диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми



- барабанами : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Бойко Александр Владимирович; Иркут. гос. техн. ун-т. – Иркутск, 2008. – 22 с.
- 13 Бородин, А. Л. Разработка экспериментального комплекса для исследования закономерностей функционирования гидравлических тормозных систем / А. Л. Бородин, А. П. Черепанов, А. В. Шарыпов // Известия ТулГУ. Серия: Технические работы. – Вып. 6. – Тула: Изд-во Тульского гос. ун-та, 2015. – С. 11–17.
- 14 Бородин, А.Л. Разработка метода диагностирования гидравлических тормозных систем автотранспортных средств на режимах служебного торможения / А.Л. Бородин, В.И. Васильев, А.В. Шарыпов, А.П. Черепанов // Вестник Курганской ГСХА. Серия: Технические науки. – №4 (16). – Курган: Издательство Курганской ГСХА, 2015. – С. 29–32.
- 15 Бородин, А. Л. Методика синтеза алгоритма постановки диагноза агрегатов и систем автомобиля / А. Л. Бородин, В. И. Васильев, В. Н. Шабуров // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета, 2022 г. – № 4 (78). – Симферополь: КИПУ, 2022. – С. 231-237.
- 16 Бородин, А. Л. Выбор оптимального комплекса диагностических параметров в рамках нового метода диагностирования главного тормозного цилиндра гидравлической тормозной системы автомобиля / А. Л. Бородин, В. Н. Шабуров, В. И. Васильев // Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. – 2023. – № 5. – С. 53-57. – DOI 10.36535/0236-1914-2023-05-8. – EDN KZPYRS.
- 17 Бородин, А. Л. Метод углубленного диагностирования главного тормозного цилиндра автотранспортного средства / А. Л. Бородин, В. И. Васильев, В. Н. Шабуров // Интеллект. Инновации. Инвестиции. – 2023. – № 5. – С. 82–91, DOI 10.25198/2077-7175-2023-5-82.
- 18 Бухарин, Н.А. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля: учебное пособие для вузов / Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Шукин. – Ленинград : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1973.
- 19 Бухин, Б.К. Введение в механику пневматических шин / Б.К. Бухин. – Москва : Химия, 1988. – 224 с.

- 20 ВАЗ–21074 (Классика). Руководство по техническому обслуживанию и ремонту // Sinref.ru: библиотека онлайн. – URL: [https://sinref.ru/avtomobili/VAZ/015\\_vaz\\_21074\\_klassik\\_vsedorojnik/000.htm](https://sinref.ru/avtomobili/VAZ/015_vaz_21074_klassik_vsedorojnik/000.htm) (дата обращения: 10.12.2022).
- 21 Васильев, В.И. Обеспечение безопасности автотранспортных средств на режимах торможения : дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.10 / Васильев Валерий Иванович. – Тюмень, 2006. – 432 с.
- 22 Васильев, В.И. Обеспечение безопасности автотранспортных средств на режимах торможения при попутном следовании: монография / В.И. Васильев, А.В. Шарыпов, Г.В. Осипов. – Курган: Изд-во Курганского государственного университета, 2006. – 220 с.
- 23 Васильев, В.И. Разработка метода автоматизированного диагностирования тормозной системы автомобиля с целью повышения эффективности управления ее техническим состоянием : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Васильев Валерий Иванович. – Москва, 1981. – 189 с.
- 24 Верзилин, В. А. Социально–экономический ущерб от ДТП как один из аспектов обеспечения экономической безопасности Российской Федерации / В.А. Верзилин, Ю.В. Наролина // РЕГИОН: системы, экономика, управление. – 2019. – №№ 4 (47). – С. 143–152.
- 25 Верзилин, В. А. Социально–экономические потери от ДТП (на примере Воронежской области) / В. А. Верзилин // Вестник ТГУ. — Выпуск 12 (80), 2009. — С. 154-160.
- 26 Генбом, Б.Б. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б.Б. Генбом, Г.С. Гудз, В.А. Демьянюк, А.М. Кизман, В.Н. Кобылянский. – Львов : Виша школа, 1974.
- 27 Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей: : учебник для автомобильно-дорожных вузов / Н.Я. Говорущенко. – Харьков: Виша школа, 1984. – 312 с.
- 28 Говорущенко, Н. Я. Диагностирование технического состояния автомобилей / Н.Я. Говорущенко. – Москва: Транспорт, 1970. – 256 с.
- 29 Гуревич, Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, В.А. Меламуд. – Москва : Транспорт, 1978. – 152 с., ил., табл.

- 30 Денисов, И.В. Исследование эксплуатационной надежности систем автомобиля LADA KALINA, влияющих на безопасность дорожного движения / И.В. Денисов, А.А. Смирнов // Организация и безопасность дорожного движения: материалы IX всероссийской научно-практической конференции, посвященной памяти Л.Г. Резника. – Тюмень : Изд. Тюменского индустриального университета, 2016. – С.31–35.
- 31 Денисов, И.В. Научные предпосылки разработки системы управления техническим состоянием автомобиля, оснащённого системой курсовой устойчивости / И.В. Денисов, И.А. Терентьев // Научное обозрение. Технические науки. – 2016. – № 4. – С. 13–36.
- 32 Дик, Д.И. Метод предотвращения попутных столкновений автомобилей : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Дик Дмитрий Иванович. – Тюмень, 2005. – 242 с.
- 33 Доморозов, А.Н. Совершенствование методики измерения силовых параметров при диагностировании тормозных систем автомобилей на стендах с беговыми барабанами : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Доморозов Алексей Николаевич; Оренбург. гос. ун-т. – Оренбург, 2009. – 18 с.
- 34 Доронкин, В.Г. Диагностика автомобилей и теория распознавания образов / В.Г. Доронкин, Ю.П. Петин, Н.В. Колачева // Вестник НГИЭИ. – 2016. – №4 (59) . – С. 87–93.
- 35 Дыгало, В.Г. Методология альтернативных (виртуально–физических) испытаний автоматизированных тормозных систем колёсных машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Дыгало Владислав Геннадиевич; Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 2014. – 36 с.
- 36 Захаров, Н.С. Виртуальный тренажер для моделирования процессов функционирования тормозной системы автомобиля / Н.С. Захаров, Г.В. Абакумов, В.Н. Карнаухов, А.С. Елесин // Научно–технический вестник Поволжья. – 2012. –№ 6. – С. 245–248.
- 37 Как снизить число ДТП из–за неисправных автомобилей // АвтоПарк: сайт. – URL: <https://rg.ru/2018/09/28/kak-snizit-chislo-dtp-iz-za-neispravnosti-avtomobilej.html> (дата обращения: 21.08.2022).

- 38 Каледа, В.Н. Современное оборудование для диагностирования тормозной системы автомобиля и пути его совершенствования / В.Н. Каледа, И.А. Каледа, Н.Н. Туманова // Транспорт. Экономика. Социальная сфера: Актуальные проблемы и их решения: сборник статей III Международной научно–практической конференции (Пензенский государственный университет, Политехнический институт). – Пенза, 2016. – С. 41–45.
- 39 Калмыкова, О. М. Анализ выполнения федеральной целевой программы "Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах" / О.М. Калмыкова, А. В. Мельников, А. С. Мартиросян // Вестник науки и образования. – № 8 (20). – 2016. – С. 10–14.
- 40 Карпиевич Ю. Д., Бортовое диагностирование технического состояния датчика углового перемещения педали тормоза / Ю.Д. Карпиевич // Наука и техника. – 2006. – №2. – С. 51–54. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/bortovoe-diagnostirovanie-tehnicheskogo-sostoyaniya-datchika-uglovogo-peremescheniya-pedali-tormoza> (дата обращения: 17.03.2022).
- 41 Карпиевич, Ю. Д. Микропроцессорная система бортового диагностирования степени износа тормозных накладок / Ю.Д. Карпиевич // Наука и техника. – 2006. – №1. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/mikroprotsessornaya-sistema-bortovogo-diagnostirovaniya-stepeni-iznosa-tormoznyh-nakladok> (дата обращения: 17.03.2022).
- 42 Карпиевич, Ю.Д. Разработка методов диагностирования технического состояния тормозных систем автомобилей с гидравлическим приводом: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Карпиевич Юрий Дмитриевич; Белорусская гос. политехн. акад. – Минск, 1993. – 16 с.
- 43 Клинковштейн, Г.И. Исследование тормозных качеств автомобилей в эксплуатации / Г.И. Клинковштейн. – Москва : Автоиздат, 1961.
- 44 Кожевников, С.П. Гидравлический и пневматический приводы металлургических машин / С.П. Кожевников, В.Ф. Пешат. – Москва : Машиностроение, 1973. – 179 с.

- 45 Конструктивная безопасность автомобиля: уч. пособие / Л.Л. Афанасьев, А.Б. Дьяков, В.А. Илларионов. – Москва : Машиностроение, 1983. – 212 с., ил.
- 46 Котов, В.В. Разработка диагностических признаков пневматической тормозной системы автомобиля с АБС : автореферат дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Котов Владислав Владимирович; Волгогр. гос. техн. ун-т. – Волгоград, 2007. – 16 с.
- 47 Куклин, В.В. Проблемы повышения надежности гидравлического привода тормозов автомобиля / В.В.Куклин, А.И. Грушевский // Сборник научных трудов МАМИ. – Москва : 1980. – 221 с.
- 48 Ле Ван Лаун. Диагностика тормозных систем АТС на основе измерения сил в пятнах контакта колес с беговыми барабанами стенда: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10 / Ле Ван Лаун. – Иркутск, 2015. – 242 с.
- 49 Ливотов, В.С. Технологические расчеты упругих элементов. Часть 1. Проверочные расчеты витых пружин и пружинных колец: руководящий материал / В.С. Ливотов, А.С. Просвилов, А.В. Напалков. – Волгоград, 2002. – 16 с.
- 50 Лянденбургский, В.В. Бортовое диагностирование пневматической тормозной системы автомобилей / В.В. Лянденбургский, Д.А. Посыпкин // Бюллетень транспортной информации. – 2017. – № 12 (270). – С. 18–21.
- 51 Марков, А.С. Повышение достоверности стендового контроля тормозной эффективности АТС категории М1 в условиях эксплуатации : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Марков Алексей Сергеевич; Иркут. нац. исслед. техн. ун-т. – Иркутск, 2019. – 232 с.
- 52 Мелик–Гайказов, В.И. Гидропривод тяжелых грузоподъемных машин и самоходных агрегатов / В.И. Мелик–Гайказов, Ю. П. Подгорный, М. Ф. Самусенко и др. – Москва : Машиностроение, 1968. – 264 с.
- 53 Мелоян, В.Г. Оценка ущерба от дорожно–транспортных происшествий в контексте экономической безопасности России / В.Г. Мелоян // Новые технологии. – 2010. –№4. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-uscherba-ot-dorozhno-transportnyh-proisshestviy-v-kontekste-ekonomicheskoy-bezopasnosti-rossii> (дата обращения: 24.01.2022).

- 54 Меры предосторожности и рекомендации при ремонте тормозной системы // CarManuals.ru: сайт. – URL: <https://carmanuals.ru/mery-predostorozhnosti-i-rekomendacii-pri-remonte-tormoznoy-sistemy> (дата обращения: 21.08.2022).
- 55 Метлюк, Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушенко. – Москва : Машиностроение, 1980. – 231 с.
- 56 Мигаль В.Г. Основы технической диагностики автомобилей: учебное пособие / В.Г. Мигаль. – Харьков: Майдан, 2016. – 372 с.
- 57 Мирошников, Л.В. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях / Л.В. Мирошников, А.П. Болдин, В.И. Пал. – Москва : Транспорт, 1977. – 263 с.
- 58 Мишин, В. М. Управление качеством: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Менеджмент организации» (061100)/ В.М. Мишин; 2-е изд. перераб. и доп. – Москва : ЮНИТИ-ДАНА, 2005. – 463 с.
- 59 Мороз, С.М. Обеспечение безопасности технического состояния автотранспортных средств в эксплуатации: учебное пособие / С.М. Мороз; 2-е изд., перераб. – Москва : ИЦ «Академия», 2015. – 208 с.
- 60 О безопасности колесных транспортных средств: технический регламент таможенного союза ТР ТС 018/2011: утвержден 9 декабря 2011 г. № №877 (ред. 21.04.2023 г.) // КонсультантаПлюс: сайт. – URL: [https://www.consultant.ru/document/cons\\_doc\\_LAW\\_125114/fb912286b5c44149bb594585163dbf84f712edb5/](https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_125114/fb912286b5c44149bb594585163dbf84f712edb5/) (дата обращения 18.06.2023).
- 61 Опасное движение // Российская газета (RG.RU): официальный сайт. – URL: <https://rg.ru/2009/12/18/dvijenie.html> (дата обращения: 25.01.2022).]
- 62 Осипов, А.Г. Возможные пути сокращения экономического ущерба от дорожно-транспортных происшествий / А. Г. Осипов // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2009. – № 1(41). – С. 75–78.

- 63 Осипов, А.Г. Экономическая оценка методов диагностирования тормозных систем автомобилей / А.Г. Осипов // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 11. – С. 19–23.
- 64 Осипов, Г.В. Метод диагностирования тормозных механизмов автомобиля : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10. – Тюмень, 2004. – 145 с.
- 65 Певзнер, Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Я.М. Певзнер. – Москва : Машгиз, 1947.
- 66 Петин, Ю. П. Исследование возможности диагностирования тормозных систем автомобилей в дорожных условиях по изменению статистической информации о перемещении педали тормоза и приводном усилии: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.11. – Москва, 1974. – 22 с.
- 67 Петин, Ю.П. Исследование возможности диагностирования тормозных систем автомобилей в дорожных условиях по изменению статистической информации о перемещении тормозной педали и приводном усилии: дис. .... канд. техн. наук: 05.22.11. – Москва, 1974. – 157 с.
- 68 Петренко, А.М. Грузовые манипуляторы специальных транспортных средств: учебное пособие / А.М. Петренко, А.Т. Звекон; МАДИ(ГТУ). – Москва, 2009. – 90 с.
- 69 Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах: Федеральная целевая программа: утверждена постановлением Правительства Российской Федерации 3 октября 2013 г. № 864; с изменениями 16 мая 2020 г. // Правительство России: официальный сайт. – URL: <http://government.ru> (дата обращения 18.06.2023).
- 70 Поготовкина, Н.С. Социально–экономические последствия аварийности на автомобильных дорогах в Российской Федерации / Н.С. Поготовкина, Е.С. Демахина, Е.А. Никитин, В.А. Пархоменко // Качество и жизнь. Автотранспорт. – 2018. – №3. – С. 61–64.
- 71 Пойда, А.Н. Диагностирование гидравлической тормозной системы автомобиля по статическим характеристикам / А.Н. Пойда, Н.П. Булгаков // Вісник СевНТУ. – 2012. – № 135. – С. 76–79.
- 72 Половко, А.М. Основы теории надежности /А.М. Половко, С.В. Гуров. — Санкт-Петербург : БХВ–Петербург, 2006. — 704 с.

- 73 Половко, А.М. Основы теории надежности. Практикум /А.М. Половко, С.В. Гуров. — СПб: БХВ–Петербург, 2006. — 560 с.
- 74 Портнягин, Е.М. Метод контроля тормозной эффективности и устойчивости автомобилей с ABS при их диагностировании на роликовых стендах: дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Портнягин Евгений Михайлович; Оренбург. гос. ун–т. – Иркутск, 2009. – 207 с. : ил.
- 75 Продан, В.Д. Герметичность разъемных соединений оборудования, эксплуатируемого под давлением рабочей среды: уч. пособие/ В.Д. Продан. – Тамбов : Издательско–полиграфический центр ФГБОУ ВПО "ТГТУ", 2012. – 280 с.
- 76 Пружины вагона // Все лекции: учебно–образовательный портал. – URL: <http://vse-lekcii.ru/zheleznodorozhnyj-transport/vagony/pruzhiny-vagona> (дата обращения: 21.08.2022).
- 77 Радченко, М.Г. Влияние антиблокировочной системы на долговечность элементов главного тормозного цилиндра автомобиля : автореферат дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Радченко Михаил Геннадьевич; Волгогр. гос. техн. ун–т. – Волгоград, 2013. – 18 с.
- 78 Раинкина, Л. Н. Гидромеханика: уч. пособие по решению задач / Л.Н. Раинкина; 2–ое издание. – Москва : Изд. РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2005. – 119 с., ил.
- 79 Ракляр, А.М. Исследование  $\varphi - S$  диаграмм дорог автополигона: дис. ... канд. техн. наук. – Москва, 1978.
- 80 Ревин, А. А. Диагностирование пневматической тормозной системы автомобиля с ABS по параметрам рабочего процесса / А.А. Ревин, В.В. Еронтаев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – №7. – Москва : Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 26–31.
- 81 Ревин, А.А. Концепция контроля технического состояния тормозной системы автомобиля с ABS в процессе эксплуатации /А.А. Ревин // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы. – 2013. – Т. 6. № 10 (113). – С. 109–112.



- 82 Ревин, А.А. Разработка идеологии диагностирования тормозной системы автомобиля с АБС в процессе эксплуатации / А.А. Ревин, И.С. Жуков // Транспортные и транспортно–технологические системы: материалы Международной научно–технической конференции. – Тюмень: Тюменский индустриальный университет, 2012. – С. 210–216.
- 83 Руководство по кольцам круглого сечения. – М.: Parker Hannifin LLC. Engineered Materials Group Europe, 2016. – 165 с.
- 84 Селиванов В.В. Теория автомобиля: уч. пособие / В.В. Селиванов. – Москва : ООО «Гринлайт», 2009. – 208 с.
- 85 Смертельные ДТП обедняют Россию на 2%. Каждый год // За рулем: сайт. – URL: <https://www.zr.ru/content/articles/926511-smertelnye-dtp> (дата обращения: 25.03.2022).
- 86 Смирнов, Д.Н. Исследование работоспособности регулятора тормозных сил в эксплуатации (на примере автомобилей ВАЗ): дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10. – Владимир, 2015. – 173 с.
- 87 Смолин, А. А. Метод дифференциального диагностирования тормозных систем автотранспортных средств на стендах с беговыми барабанами : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Смолин Александр Анатольевич; Иркут. гос. техн. ун–т. – Иркутск, 2009. – 22 с.
- 88 Справочник конструктора точного приборостроения / Г.А. Веркович, Е.Н. Головенкин, В.А. Голубков и др.; под ред. К.Н. Явленского, Б.П. Тимофеева, Е.Е. Чаадаевой. – Ленинград : Машиностроение, Ленингр. отд–ние, 1989. – 729 с.
- 89 Статистика аварийности // Госавтоинспекция. Уважение. Профессионализм. Безопасность: сайт. – URL: <https://гибдд.рф/г/45> (дата обращения: 12.02.2022).
- 90 Статистика ДТП в России за 2012, 2021 год и прошлые периоды // Статистика и показатели. Региональные и федеральные: официальный сайт. – URL: <https://rosinfostat.ru/dtp/> (дата обращения: 25.01.2022).
- 91 Статистика ДТП в России за 2019, 2020 год и прошлые периоды // Статистика и показатели. Региональные и федеральные: официальный сайт. – URL: <https://rosinfostat.ru/dtp/> (дата обращения: 21.08.2022).

- 92 Степанов, А.Н. Метод последовательного диагностирования тормозной системы АТС с функционирующей ABS на одноплатформенном стенде с беговыми барабанами : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Степанов Алексей Николаевич; Иркут. гос. техн. ун-т. – Иркутск, 2010. – 22 с.
- 93 Стратегия безопасности дорожного движения в Российской Федерации на 2018 – 2024 годы: постановление Правительства Российской Федерации от 8 января 2018 г. № 1–р // Правительство России: официальный сайт. – URL: <http://government.ru/docs/31102> (дата обращения 18.06.2023).
- 94 Тарасевич, Ю. Ю. Математическое и компьютерное моделирование. Вводный курс: уч. пособие / Ю.Ю. Тарасевич; изд. 4–е, испр. – Москва: Едиториал УРСС, 2004. – 152 с.
- 95 Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта, В.И. Загребальный, Г.И. Зайончковский, С.В. Колосов; под ред. Т.М. Башты. – Москва : Машиностроение, 1989. – 264 с.
- 96 Техническое состояние и безопасность автотранспортных средств // TransportPart. О транспорте: сайт. – URL: <http://www.transportpart.ru/pojds-111-2.html> (дата обращения: 21.08.2022).
- 97 Тихменев, С.С. Элементы точных приборов. Руководство по расчету и конструированию / С.С. Тихменев. – Москва : Государственное издательство оборонной промышленности, 1956. – 361 с.
- 98 Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение. Справочник / И.Г. Анисимов, К.М. Бадыштова, С.А. Бна-тов и др.; под ред. В.М. Школьников; изд. 2–е перераб. и доп. – Москва : Издательский центр "Техинформ", 1999. – 596 с.
- 99 Тормозные жидкости (экспертиза) // 38a.ru: Иркутский региональный портал. – URL: [http://38a.ru/art/view/12bottle\\_2008](http://38a.ru/art/view/12bottle_2008) (дата обращения: 24.01.2022).

- 100 Третьяков, А.М. Основы работоспособности технических систем: уч. пособие для студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров 23.03.03 «Эксплуатация транспортно–технологических машин и комплексов» (профиль подготовки «Автомобильный сервис») / А.М. Третьяков; Алт. гос. техн. ун–т, БТИ. – Бийск: Изд–во Алт. гос. техн. ун–та, 2016. – 129 с.
- 101 Туревский, И.С. Теория автомобиля: уч. пособие / И.С. Туревский; 6–е изд, испр. – Москва : Высш. Школа, 2009. – 240 с., ил.
- 102 Уокенбах, Дж. Excel 2013: профессиональное программирование на VBA / Дж. Уокенбах. – Москва : Диалектика, 2017. – 960 с.
- 103 Успенский И.А. Анализ методов и средств диагностирования тормозных систем автомобиля / Г.Д. Кокорев, И.А. Юхин, И.А. Гусаров и др. // Научный журнал КубГАУ. – 2016. – №116. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-metodov-i-sredstv-diagnostirovaniya-tormoznyh-sistem-avtomobilya> (дата обращения: 17.03.2022).
- 104 Федотов, А.И. Способы диагностирования автоматизированных тормозных систем автомобилей / А.И. Федотов, А.Г. Осипов // Проблемы эксплуатации и обслуживания транспортно–технологических машин: материалы международной научно–технической конференции. – Тюмень: Тюменский индустриальный университет, 2007. – С. 118–123.
- 105 Федотов, А.И. Стенд и метод контроля процесса торможения автомобиля с АБС / А.И. Федотов, Е.М. Портнягин, А.Н. Доморозов // Автомобильная промышленность. – 2009. – №11. – С. 28–31.
- 106 Фролов, В.Г. Проверка тормозных качеств автомобилей на станциях инструментального контроля с использованием средств технического диагностирования / В.Г. Фролов, С.С. Макиенко // Техническое регулирование в транспортном строительстве. – 2018. – № 3 (29). – С. 51–57.
- 107 Фролов, В.Г. Проверка тормозных качеств автомобилей при прохождении технического осмотра / В.Г. Фролов, А.А. Гришанов // Эффективность технической эксплуатации и автосервиса транспортных и техно-

- логических машин: сборник научных статей по материалам III Международной научной конференции. – Саратов : ГАУ ДПО "СОИРО", 2017. – С. 114–119.
- 108 Чудаков, Е.А. Избранные труды. В 2 т. Т. 1. / Е.А. Чудаков; под ред. Д.П. Великанова. – Москва : Академия наук СССР, 1961.
- 109 Шарыпов, А.В. Метод диагностирования неравномерности действия тормозов автомобиля : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Шарыпов Александр Владимирович; Тюмен. гос. нефтегаз. ун–т. – Тюмень, 2004. – 23 с.
- 110 Шарыпов, А.В. Основы теории надежности транспортных систем: уч. пособие / А.В. Шарыпов, Г.В. Осипов. — Курган: Изд–во Курганского гос. ун–та, 2006. — 128 с.
- 111 Шевкуненко, М.Ю. Анализ аварийности и социально–экономического ущерба от ДТП в России и Краснодарском крае/ М.Ю. Шевкуненко // Вестник Северо–Кавказского федерального университета. Серия: Экономика и управление народным хозяйством. – 2019. – № 4. – С. 73.
- 112 Шуклинов, С.Г. Теоретические основы адаптивного управления торможением колесных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.02 / Шуклинов Сергей Николаевич. – Харьков: ХНАДУ, 2013. – 428 с.
- 113 Шуклинов, С.Н. Оценка параметров торможения колесной машины / С.Н. Шуклинов // Вестник МАДИ. – 2010. – №4. – С. 11–14.
- 114 Anselma, P. Rapid Optimal Design of a Light Vehicle Hydraulic Brake System / Anselma, P., Patil, S., Belingardi, G. // SAE Technical Paper. – 2019. – № 01–0831. – URL: <https://doi.org/10.4271/2019-01-0831> (дата обращения 18.06.2023).
- 115 Bernard, J.E. Vehicle in use limit performance and tire factors – the tire in use. appendix a, b, c: Technical Report. / Bernard, J.E., Fancher P.S., Gupta R., Moncarz H., Segel L. – Highway Safety Research Institute, Ann Arbor, Michigan, 1975.
- 116 Borodin A. L. Mathematical diagnostic model of brake master cylinder of hydraulic brake system of automobile / A. L. Borodin, V. I. Vasiliev, G. I. Maltseva // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 1061 (1), 012011- 2021, p.135-139.

- 117 BOSCH. Automotive handbook: 5th edition. – Москва : ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. – 992 с.
- 118 Dugoff, H. Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. final report: Technical Report / Dugoff H., Fancher P. S., Segel L. – Highway Safety Research Institute, Ann Arbor. Michigan, 1969.
- 119 Durali, L. A New Self-Contained Electro-Hydraulic Brake System / Laaleh Durali. – Ontario, Canada: Waterloo, 2015. – 115 p.
- 120 Liang Chen, Hua Chi, Yue Feng, Chuan Min Zhang. Research on New Automotive Electronic Hydraulic Brake System /To cite this article: Liang Chen et al 2020 J. Phys.: Conf. Ser. 1605 012020.
- 121 Pacejka, H.B., Bakker E., Nyborg L. Tyre modeling for use in vehicle dynamics studies / Pacejka H.B., Bakker E., Nyborg L. – SAE, 1987. – P. 1–12.
- 122 Sao Jose dos Campos Use of LMS Amesim® Model to Predict Behavior Impacts of Typical Failures in an Aircraft Hydraulic Brake System // The 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP '17. – June 7–9, 2017. – P. 21–27.
- 123 Strak, H. MODEL-BASED FAULT DETECTION AND DIAGNOSIS FOR HYDRAULIC BRAKING SYSTEMS / Harald Strak, Marco Muenchhof, Rolf Isermann // IFAC, Detection15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain. – 2002. – №1. – P. 193–198.
- 124 Strak, H. MODEL-BASED FAULT DETECTION AND DIAGNOSIS FOR HYDRAULIC BRAKING SYSTEMS / Harald Strak, Marco Muenchhof, Rolf Isermann // IFAC Fault Detection. – 2003. – №1. – P. 307–312.
- 125 Tielking, J.T. A comparative evaluation of five tire traction models: Technical Report / Tielking J.T., Mital N.K. – Highway Safety Research Institute, Ann Arbor. Mich, 1974.
- 126 Vasanthakumar, R. Determination of minimum sample size for fault diagnosis of automobile hydraulic brake system using power analysis / V. Indira, R. Vasanthakumar, R. Jegadeeshwaran, V. Sugumaran // Engineering Science and Technology, an International Journal. – 5 September 2014. – №18. – P. 59–69.

## Приложения

Приложение А (Описание этапов торможения, диапазонов изменения воздействия сил в тормозном приводе)

Таблица А.1 –Этапы торможения, диапазоны изменения воздействия сил в тормозном приводе

Этапы торможения	Описание этапов, диапазоны измерений, условия	Изменяющиеся переменные
1	2	3
1 Этап	<b>Выборка свободного хода</b> R1=0. Свободный ход составляет 5 мм. Изменяется только сила для преодоления усилия возвратной пружины.	Fпр1 Все остальные силы равны 0
2 Этап	<b>Перемещение первого поршня ГТЦ</b> Ограничения режима. R2=0. X>5мм. Здесь работают силы: 1. Возвратной пружины, 2. Конической пружины вакуумного усилителя, 3. Сила трения покоя и скольжения уплотнительного кольца, 4. Сила трения покоя и скольжения кольца высокого давления, 5. Силы инерции педали, штока ГТЦ, поршня первого контура, 6. Сила от сжатия первой распорной пружины, 7. Сила давления в первом контуре (Сила трения покоя и скольжения колец высокого давления рабочих суппортов), 8. Сила демпфирования в первом контуре (Поршень страгивается с места и начинает движение).	Fпр1, Fпр1ц, Fвак, Фин1, Фин12, Фин11, ФинШТ, ФинПЕД, Fр1, Fдемп1, Fтр1, Fтр 12, Fтр11.
3 Этап	<b>Перемещение второго поршня ГТЦ</b> Ограничения режима. R2>0 – начало режима. Конец режима, поршни останавливаются. X1=X2=const. В рабочих механизмах выбраны зазоры. Объем жидкости переместился из ГТЦ 1 полости в Суппорта, 2 полости в ЗРТЦ. Здесь работают силы: 1. Возвратной пружины, 2. Конической пружины вакуумного усилителя, 3. Силы трения покоя и скольжения уплотнительных колец поршней первого и второго контуров, 4. Силы трения покоя и скольжения кольца высокого давления поршней первого и второго контуров, 5. Силы инерции педали, штока ГТЦ, первого поршня, второго поршня, 6. Силы от сжатия первой и второй распорной пружины, 7. Сила давления в первом контуре (Силы трения покоя и скольжения колец высокого давления рабочих суппортов),	Fпр1, Fпр1ц, Fпр2ц, Fвак, Фин1, Фин2, Фин12, Фин11, Фин22, Фин21, ФинШТ, ФинПЕД, Fр1, Fр2, Fдемп1, Fдемп2, Fтр1, Fтр2, Fтр 12, Fтр11, Fтр 22, Fтр21, Fст1, Fст2.

Продолжение таблицы А.1

1	2	3
3 Этап	8. Сила давления во втором контуре (Сила стяжных пружин, силы трения покоя и скольжения колец высокого давления рабочих тормозных цилиндров), 9. Силы демпфирования в первом контуре и во втором контуре.	
4 Этап	<b>Нарастание тормозной силы на колесах</b> Ограничения режима. Поршни и педаль тормоза остановились, усилие на педали тормоза возрастает до заданного. Изначально для преодоления силы сопротивления стяжных пружин повышается давление в обоих контурах, в это время начинает нарастать тормозное усилие на передних колесах автомобиля. После выборки свободного хода задних тормозных механизмов происходит торможение всех 4 колес, и тормозная сила на колесах, и давление в контурах возрастают пропорционально усилию нажатия на педаль тормоза. В этот момент перемещение поршней ГТЦ прекращается.	F <sub>пр1</sub> , F <sub>пр1ц</sub> , F <sub>пр2ц</sub> , F <sub>вак</sub> , F <sub>ин1</sub> =0, F <sub>ин2</sub> =0, F <sub>ин12</sub> =0, F <sub>ин11</sub> =0, F <sub>ин22</sub> =0, F <sub>ин21</sub> =0, F <sub>инШТ</sub> =0, F <sub>инПЕД</sub> =0, F <sub>р1</sub> , F <sub>р2</sub> , F <sub>демп1</sub> =0, F <sub>демп2</sub> =0, F <sub>тр1</sub> =0, F <sub>тр2</sub> =0, F <sub>тр12</sub> =0, F <sub>тр11</sub> =0, F <sub>тр22</sub> =0, F <sub>тр21</sub> =0, F <sub>ст1</sub> , F <sub>ст2</sub> .
5 Этап	<b>Начало растормаживания</b> Ограничения режима. R <sub>2</sub> >0. X <sub>1</sub> =X <sub>2</sub> =const. Поршни остаются на месте, но усилие на педали резко снижается. При достижении необходимого усилия на педали тормоза распределитель управления пневмоной открывает подачу сжатого воздуха в выхлопную полость и сообщает с атмосферой рабочую полость, педаль тормоза начинает двигаться назад. Начинается процесс растормаживания. В этот момент снижается давление в обоих контурах, резко снижается усилие на педали тормоза до усилия сжатия стяжных пружин (задний тормозной контур растормозился (поршни ЗРТЦ не переместились), передний контур находится в заторможенном состоянии от давления. необходимого для преодоления усилия сжатия стяжных пружин).	F <sub>пр1</sub> , F <sub>пр1ц</sub> , F <sub>пр2ц</sub> , F <sub>вак</sub> , F <sub>ин1</sub> , F <sub>ин2</sub> , F <sub>ин12</sub> , F <sub>ин11</sub> , F <sub>ин22</sub> , F <sub>ин21</sub> , F <sub>инШТ</sub> , F <sub>инПЕД</sub> , F <sub>р1</sub> , F <sub>р2</sub> , F <sub>демп1</sub> , F <sub>демп2</sub> , F <sub>тр1</sub> , F <sub>тр2</sub> , F <sub>тр12</sub> , F <sub>тр11</sub> , F <sub>тр22</sub> , F <sub>тр21</sub> , F <sub>ст1</sub> , F <sub>ст2</sub> .
6 Этап	<b>Конец растормаживания</b> Режим находится в диапазоне. От R <sub>2</sub> >0. X <sub>1</sub> =X <sub>2</sub> =const до R <sub>1</sub> =0. X <sub>1</sub> =X <sub>2</sub> =0 На данном режиме происходит следующее: одновременно начинают движение оба поршня, т.к поршень второго контура поддавливает поршень первого за счет силы давления от стяжных пружин, после остановки поршня второго контура поршень первого продолжает двигаться под действием распорной пружины, пружины вакуумного усилителя и возвратной. Силы трения во всех цилиндрах создают затормаживающее действие, поэтому они с минусом. Действуют следующие силы:	F <sub>пр1</sub> , F <sub>пр1ц</sub> , F <sub>пр2ц</sub> , F <sub>вак</sub> , F <sub>ин1</sub> , F <sub>ин2</sub> , F <sub>ин12</sub> , F <sub>ин11</sub> , F <sub>ин22</sub> , F <sub>ин21</sub> , F <sub>инШТ</sub> , F <sub>инПЕД</sub> , F <sub>р1</sub> , F <sub>р2</sub> , F <sub>демп1</sub> , F <sub>демп2</sub> , F <sub>тр1</sub> , F <sub>тр2</sub> , F <sub>тр12</sub> , F <sub>тр11</sub> , F <sub>тр22</sub> , F <sub>тр21</sub> , F <sub>ст1</sub> =0, F <sub>ст2</sub> =0.



Окончание таблицы А.1

1	2	3
6 Этап	<p>1. Возвратной пружины,                  2. Конической пружины вакуумного усилителя,                  3. (-) Силы трения покоя и скольжения уплотнительных колец поршней первого и второго контуров,                  4. (-) Сила трения покоя и скольжения колец поршней первого и второго контуров,                  5. (-) Силы инерции педали, штока ГТЦ, поршней первого и второго контуров,                  6. Сила от сжатия первой и второй распорной пружины,                  7. Сила давления в первом контуре (-) Силы трения покоя и скольжения колец высокого давления рабочих суппортов,                  8. Сила давления во втором контуре (Силы стяжных пружин, (-) сила трения покоя и скольжения колец высокого давления рабочих тормозных цилиндров),                  9. (-) Силы демпфирования в первом контуре и во втором контуре.</p>	
7 Этап	<p><b>Выборка свободного хода</b>  <math>R1=0</math>.                  Свободный ход составляет 5 мм. Изменяется только сила для преодоления усилия возвратной пружины.</p>	Fпр1

## Приложение Б (Программа)

Const Pi = 3.14159265358979, a = 0.065, b = 0.045, l = 0.26, Cped = 132.5, pv = 78480, pa = 98100, Dvak = 0.142

Const dgtc = 0.019, mpor1 = 1.696, mpor2 = 1.861, m3 = 1.6, m4 = 1.8, dvak1 = 0.027, Cprst = 100000

Const dztc = 0.02, x1max = 0.019, x2max = 0.017, dsup = 0.048, hsup = 0.0006, hztc = 0.002, E = 40000, dkan1 = 0.5, dkan2 = 0.45, dkan3 = 0.3

Const dkan4 = 0.3, d3 = 0.35, d4 = 0.4, d5 = 0.35, y1 = 0.45, y2 = 0.45, y3 = 0.3, y4 = 0.32, y5 = 0.3, r = 0.15, Rsr = 7.4

Const l1 = 0.8, l21 = 0.002, l22 = 0.002, ny = 5250000000#, Rgtc = 0.95, dtr = 0.3, x11max = 0.034, x21max = 0.0145, b1 = 0.0152, b2 = 0.0208

Const ltr1 = 1.565, ltr2 = 3.35, str1 = 0.00011304, str2 = 0.00002826, zmin1 = 0.001, zmin2 = 0.002, ke = 0.038, nu = 0.000005, ro = 1040

Const zta1 = 0.4, zta2 = 0.19, Fped = 490

Dim t, Cvak, Fvak, Fsht, Fsht1, Fstpr, Fp1, Fp2, Ftr1, Ftr2, Ftr3, Ftr4, Ftr5, Fd1, Fd2, Cpr1, Cpr2 As Double

Dim p1, p2, p3, p4, Q1, Q2, Qd1, Qd2, j11, j12, j13, j21, j22, j23, Fped1, Fped2, F5, sig1, sig2, D1, D2 As Double

Dim v1, a1, a2, xgtc, xped, xped1, vgtc, vped, agtc, aped, dt, psi1, psi2, v2, v3, v4, vp1, vp2, Vgztc, Sgtc, Ssup, Sztc, Vgsup As Single

Dim R1, R2, Fpr1, Fpr2, x1, x2, x21, z1, z2, av3, av4, mpor12, mpor22, Fsht11, fff As Double

Dim nom, e1, w1 As Integer

Public Function fa(Q2, t As Variant) As Double

Select Case Q2

Case 1

fa = -1000 \* (t ^ (2)) + 200 \* t - 0.0000000000000006  
't=0.2, a = -1000x2 + 200x - 6E-15

If z1 >= hsup Then fa = 0

Case 2

fa = -6.0823 \* (t ^ (2)) + 4.8658 \* t - 0.0121  
't=0.7, a = -6.0823x2 + 4.8658x - 0.0121

If z1 >= hsup Then fa = 0

Case 3

fa = -1.7005 \* (t ^ (2)) + 1.7005 \* t + 0.0036  
't=1.0, a = -1.7005x2 + 1.7005x + 0.0036

If z1 >= hsup Then fa = 0

Case 4

```
fa = -0.498 * (t ^ (2)) + 0.6972 * t + 0.0103
't=1.3, a = -0.498x2 + 0.6972x + 0.0103
```

```
If z1 >= hsup Then fa = 0
```

```
End Select
```

```
End Function
```

```
Public Function ff(Q2, t As Variant) As Double
```

```
Select Case Q2
```

```
Case 1
```

```
If t < 0.25 Then
```

```
ff = -10500 * (t ^ (2)) + 4550 * t + 0.00000000000005
```

```
Else: ff = fff
```

```
End If
```

```
Case 2
```

```
If t < 0.8 Then
```

```
ff = -646.82 * (t ^ (2)) + 1138.6 * t - 3.5577
```

```
Else: ff = fff
```

```
End If
```

```
Case 3
```

```
If t < 1.1 Then
```

```
ff = -479.4 * (t ^ (2)) + 951.47 * t + 11.722
```

```
Else: ff = fff
```

```
End If
```

```
Case 4
```

```
If t < 1.5 Then
```

```
ff = -172.8 * (t ^ (2)) + 594.847 * t - 3.5474
```

```
Else: ff = fff
```

```
End If
```

```
End Select
```

```
End Function
```

```
Public Function fx1(t, xped As Variant) As Double
```

```
fx1 = (xped - 0.005) * a / 1
```

```
End Function
```

```
Public Function fvgtc(t, vped As Variant) As Double
```

$$fvgtc = vped * a / 1$$

End Function

Public Function fpsl(Q1, pn As Variant) As Double

Select Case Q1

Case 1

$$fpsl = -(1E-30) * pn ^ (3) + (5E-23) * pn ^ (2) - (7E-16) * pn + 0.000000003$$

Case 2

$$fpsl = -(3E-30) * pn ^ (3) + (1E-22) * pn ^ (2) - (0.0000000000000002) * pn + 0.00000001$$

Case 3

$$fpsl = (8E-23) * pn ^ (2) - (0.0000000000000002) * pn + 0.00000002$$

Case 4

$$fpsl = -(8E-30) * pn ^ (3) + (3E-22) * pn ^ (2) - (0.0000000000000005) * pn + 0.00000003$$

Case 5

$$fpsl = -(9E-30) * pn ^ (3) + (4E-22) * pn ^ (2) - (0.0000000000000006) * pn + 0.00000004$$

End Select

End Function

Public Function ffsht(Fped, xgtc, xped, v1 As Variant) As Double

$$\text{If } x1 > 0 \text{ Then ffsht} = Fsht1 - (agtc * mpor12 - R1 - Fvak + p1 * Sgtc + Fpr1 + Fd1 + (Ftr1 + Ftr5) * Sgn(v2))$$

$$\text{If } x2 > 0 \text{ Then ffsht} = Fsht1 - (agtc * mpor12 + Fvak + (p1 - p2) * Sgtc + Fpr1 + Fd1 + Fpr2 + Fd2 + (Ftr1 + 2 * Ftr2 + Ftr5) * Sgn(v2))$$

$$\text{If } R1 > 0 \text{ And } v1 = 0 \text{ Then ffsht} = Fsht1 - (agtc * mpor12 - R1 - Fvak + p1 * Sgtc + Fpr1 + Fd1 + (Ftr1 + Ftr5) * Sgn(v2))$$

$$\text{If ffsht} < 0 \text{ Then ffsht} = 0$$

End Function

Public Function fv1(x1, v1 As Variant) As Double

$$\text{If } v1 = 0 \text{ Then mpor12} = mpor1 + ro * (Sgtc ^ (2)) * ltr1 * str1$$

$$\text{If } v1 > 0 \text{ Then mpor12} = mpor1 + (m3 * (v3 / v1) ^ (2)) + ro * (Sgtc ^ (2)) * ltr1 * str1$$

$$\text{If } R1 > 0 \text{ Then fv1} = 0$$

$$\text{If } Fsht1 + R1 > agtc * mpor12 + p1 * Sgtc + Fpr1 + Fd1 + (Ftr1 + Ftr5) * Sgn(v2) \text{ Then } fv1 = (Fsht1 + R1 - p1 * Sgtc - Fpr1 - Fd1 - (Ftr1 + Ftr5) * Sgn(v1)) / mpor12$$

```

    If v2 > 0 Then fv1 = (Fsht1 - Fd1 - Fd2 - Fpr1 - (p1 - p2) * Sgtc - (Ftr1 + Ftr5) * Sgn(v1))
/ mpor12
    If Fpr1 < mpor2 * a1 + Fd1 + p2 * Sgtc + (Ftr1 + Ftr2) * Sgn(v2) Then fv1 = (Fsht1 - Fd1
- Fpr1 - p1 * Sgtc - (Ftr1 + Ftr5) * Sgn(v1)) / mpor12

```

```

    a1 = fv1

```

```

End Function

```

```

Public Function fv2(x2, v2 As Variant) As Double

```

```

    If v2 = 0 Then mpor22 = mpor2 + ro * (Sgtc ^ (2)) * ltr2 * str2
    If v2 > 0 Then mpor22 = mpor2 + (m4 * (v4 / v2) ^ (2)) + ro * (Sgtc ^ (2)) * ltr2 * str2

    If R2 > 0 Then fv2 = 0
    If R2 = 0 Then fv2 = (Fpr1 + (p1 - p2) * Sgtc + R2 - Fpr2 - (Fd2 + Ftr2 + Ftr2) * Sgn(v2))
/ mpor22
    If v2 > 0 Then fv2 = (Fpr1 + p1 * Sgtc + R2 - Fd2 - Fpr2 - p2 * Sgtc - (Ftr2 + Ftr2) *
Sgn(v1)) / mpor22
    If Fpr1 < (mpor22 * a1 + Fd1 + p2 * Sgtc + (Ftr2 + Ftr2) * Sgn(v2)) Then fv2 = ((p1 -
p2) * Sgtc + Fpr1 - Fd2 - (Ftr2 + Ftr2) * Sgn(v1)) / mpor22
    If fv2 < 0 Then fv2 = 0
    If v2 > 0 Then fv2 = (Fsht1 - Fd1 - Fd2 - Fpr1 - (p1 - p2) * Sgtc - (Ftr1 + Ftr2 + Ftr5) *
Sgn(v1)) / mpor12
    a2 = fv2

```

```

End Function

```

```

Public Function fp3(a3, p1, v3, p3 As Variant) As Double

```

```

    j11 = (mpor12 / Ssup) + (ro * ltr1 * Ssup / str1)
    j12 = 27.5 * ro * nu * ltr1 * Ssup / str1 ^ (2)
    j13 = ((0.443 * ke * ro * ltr1 / str1 ^ (0.5)) + (0.5 * zta1 * ro) * (Ssup / str1) ^ (2))
    fp3 = (p1 - j11 * a3 - j12 * v3 - j13 * (v3 ^ 2) - (4 * Ftr4 / Ssup))
    If z1 > hsup Then fp3 = p1

```

```

End Function

```

```

Public Function fp4(a4, p2, v4, p4 As Variant) As Double

```

```

    j21 = (mpor22 / Sztc) + (ro * ltr2 * Sztc / str2)
    j22 = 27.5 * ro * nu * ltr2 * Sztc / str2 ^ (2)
    j23 = ((0.443 * ke * ro * ltr2 / str2 ^ (0.5)) + (0.5 * zta2 * ro) * (Sztc / str2) ^ (2))

    fp4 = (p2 - j21 * a4 - j22 * v4 - j23 * v4 ^ (2) - (4 * Ftr3 / Sztc))

```

```

End Function

```

```

Public Function fv(an, vn As Variant) As Double

```

```

    fv = an
    If fv < 0 Then fv = 0

```

End Function

Public Function fx(xn, vn As Variant) As Double

fx = vn

End Function

Public Function fz(zn, vn As Variant) As Double

fz = vn

End Function

Public Function ffp1(v1, v2, v3, p1 As Variant) As Double

ffp1 = ((v1 - v2) \* Sgtc - Ssup \* v3 - Qd1) / (((x1max - x1 + x2) \* Sgtc + Ssup \* (zmin1 + z1) + str1 \* ltr1) \* psi1)  
If ffp1 < 0 Then ffp1 = 0

End Function

Public Function ffp2(v2, v4, p2 As Variant) As Double

ffp2 = (v2 \* Sgtc - Sztc \* v4 - Qd2) / (((x2max - x2) \* Sgtc + Sztc \* (zmin2 + z2) + str2 \* ltr2) \* psi2)  
If ffp2 < 0 Then ffp2 = 0

End Function

Public Function RKvxp(w1, v1, v2, v3, v4, x1, x2, z1, z2, a3, a4, dt As Variant) As Double

Dim D(1 To 12) As Double

Dim dsr As Double

Select Case w1

Case 1

D(1) = fv1(x1, v1)

D(2) = fv1(x1, (v1 + D(1) \* dt) / 2)

D(3) = fv1(x1, (v1 + D(2) \* dt / 2))

D(4) = fv1(x1, D(3))

dsr = (1 / 6) \* (D(1) + 2 \* D(2) + 2 \* D(3) + D(4))

RKvxp = v1 + dsr \* dt

Case 2

D(1) = fx(x1, v1)

D(2) = fx((x1 + D(1) \* dt / 2), v1)

D(3) = fx((x1 + D(2) \* dt / 2), v1)

$$D(4) = fx(D(3), v1)$$

$$dsr = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$$

$$RKvxp = x1 + dsr * dt$$

Case 3

$$D(1) = fv2(x2, v2)$$

$$D(2) = fv2(x2, (v2 + D(1) * dt) / 2)$$

$$D(3) = fv2(x2, (v2 + D(2) * dt / 2))$$

$$D(4) = fv2(x2, D(3))$$

$$dsr = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$$

$$RKvxp = v2 + dsr * dt$$

Case 4

$$D(1) = fx(x2, v2)$$

$$D(2) = fx((x2 + D(1) * dt / 2), v2)$$

$$D(3) = fx((x2 + D(2) * dt / 2), v2)$$

$$D(4) = fx(D(3), v2)$$

$$dsr = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$$

$$RKvxp = x2 + dsr * dt$$

Case 5

$$D(1) = ffp1(v1, v2, v3, p1)$$

$$D(2) = ffp1(v1, v2, v3, (D(1) * dt) / 2)$$

$$D(3) = ffp1(v1, v2, v3, (p1 + D(2) * dt / 2))$$

$$D(4) = ffp1(v1, v2, v3, D(3))$$

$$dsr = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$$

$$RKvxp = p1 + dsr * dt$$

Case 6

$$D(1) = ffp2(v2, v4, p2)$$

$$D(2) = ffp2(v2, v4, (D(1) * dt) / 2)$$

$$D(3) = ffp2(v2, v4, (p2 + D(2) * dt / 2))$$

$$D(4) = ffp2(v2, v4, D(3))$$

$$dsr = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$$

$$RKvxp = p2 + dsr * dt$$

Case 7

$$D(1) = fp3(a3, p1, v3, p3)$$

$$D(2) = fp3(a3, p1, v3, (p3 + D(1) * dt) / 2)$$

$$D(3) = fp3(a3, p1, v3, (p3 + D(2) * dt / 2))$$

$$D(4) = fp3(a3, p1, v3, D(3))$$

$$dsr = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$$

$$\text{RKvxp} = p3 + \text{dsr} * \text{dt}$$

Case 8

$$D(1) = \text{fp4}(a4, p2, v4, p4)$$

$$D(2) = \text{fp4}(a4, p2, v4, (p4 + D(1) * \text{dt}) / 2)$$

$$D(3) = \text{fp4}(a4, p2, v4, (p4 + D(2) * \text{dt}) / 2)$$

$$D(4) = \text{fp4}(a4, p2, v4, D(3))$$

$$\text{dsr} = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$$

$$\text{RKvxp} = p4 + \text{dsr} * \text{dt}$$

Case 9

$$D(1) = \text{fv}(a3, v3)$$

$$D(2) = \text{fv}(a3, (v3 + D(1) * \text{dt}) / 2)$$

$$D(3) = \text{fv}(a3, (v3 + D(2) * \text{dt}) / 2)$$

$$D(4) = \text{fv}(a3, D(3))$$

$$\text{dsr} = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$$

$$\text{RKvxp} = v3 + \text{dsr} * \text{dt}$$

Case 10

$$D(1) = \text{fv}(a4, v4)$$

$$D(2) = \text{fv}(a4, (v4 + D(1) * \text{dt}) / 2)$$

$$D(3) = \text{fv}(a4, (v4 + D(2) * \text{dt}) / 2)$$

$$D(4) = \text{fv}(a4, D(3))$$

$$\text{dsr} = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$$

$$\text{RKvxp} = v4 + \text{dsr} * \text{dt}$$

Case 11

$$D(1) = \text{fz}(z1, v3)$$

$$D(2) = \text{fz}((z1 + D(1) * \text{dt}) / 2, v3)$$

$$D(3) = \text{fz}((z1 + D(2) * \text{dt}) / 2, v3)$$

$$D(4) = \text{fz}(D(3), v3)$$

$$\text{dsr} = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$$

$$\text{RKvxp} = z1 + \text{dsr} * \text{dt}$$

Case 12

$$D(1) = \text{fz}(z2, v4)$$

$$D(2) = \text{fz}((z2 + D(1) * \text{dt}) / 2, v4)$$

$$D(3) = \text{fz}((z2 + D(2) * \text{dt}) / 2, v4)$$

$$D(4) = \text{fz}(D(3), v4)$$

$$\text{dsr} = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$$

$$\text{RKvxp} = z2 + \text{dsr} * \text{dt}$$



Case 13

$D(1) = fv(\text{aped}, \text{vped})$   
 $D(2) = fv(\text{aped}, (\text{vped} + D(1) * dt) / 2)$   
 $D(3) = fv(\text{aped}, (\text{vped} + D(2) * dt / 2))$   
 $D(4) = fv(\text{aped}, D(3))$   
 $\text{dsr} = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$

$\text{RKvxp} = \text{vped} + \text{dsr} * dt$

Case 14

$D(1) = fx(\text{xped}, \text{vped})$   
 $D(2) = fx((\text{xped} + D(1) * dt / 2), \text{vped})$   
 $D(3) = fx((\text{xped} + D(2) * dt / 2), \text{vped})$   
 $D(4) = fx(D(3), \text{vped})$   
 $\text{dsr} = (1 / 6) * (D(1) + 2 * D(2) + 2 * D(3) + D(4))$

$\text{RKvxp} = \text{xped} + \text{dsr} * dt$

End Select

End Function

Public Function fftr(e1, p1, p2, p3, p4 As Variant) As Double  
Dim Te, Tn, w As Double

$D1 = \text{Range}("B9").\text{Value}$   
 $D2 = \text{Range}("B10").\text{Value}$

Select Case e1

Case 1

$w = ((D1 - y1) / D1) * 100$   
 $Te = 0.0183 * w + 0.0125$   
 $Tn = -0.0000000000000006 * p1 ^ (2) + 0.00000004 * p1 + 0.0928$

$\text{fftr} = 9.81 * (Te * Pi * \text{dgtc} * 100 + Tn * Pi * ((\text{dgtc} * 100) ^ 2 - \text{dkan1} ^ 2) / 4)$

Case 2

$w = ((D2 - y2) / D2) * 100$   
 $Te = 0.0183 * w + 0.0125$   
 $Tn = -0.0000000000000006 * p1 ^ (2) + 0.00000004 * p1 + 0.0928$

$\text{fftr} = 9.81 * (Te * Pi * \text{dgtc} * 100 + Tn * Pi * ((\text{dgtc} * 100) ^ 2 - \text{dkan2} ^ 2) / 4)$

Case 3

$w = ((d3 - y3) / d3) * 100$   
 $Te = 0.0183 * w + 0.0125$

$$Tn = -0.0000000000000006 * p4 ^ (2) + 0.0000004 * p4 + 0.0928$$

$$fftr = 9.81 * (Te * Pi * dztc * 100 + Tn * Pi * ((dztc * 100) ^ 2 - dkan3 ^ 2) / 4)$$

Case 4

$$w = ((d4 - y4) / d4) * 100$$

$$Te = 0.0183 * w + 0.0125$$

$$Tn = -0.0000000000000006 * p3 ^ (2) + 0.0000004 * p3 + 0.0928$$

$$fftr = 9.81 * (Te * Pi * dsup * 100 + Tn * Pi * ((dsup * 100) ^ 2 - dkan4 ^ 2) / 4)$$

Case 5

$$w = ((d5 - y5) / d5) * 100$$

$$Te = 0.0183 * w + 0.0125$$

$$fftr = 9.81 * (Te * Pi * dgtc * 100) / 4$$

End Select

End Function

Public Function ffd(w1, v1, v2, p1, p2 As Variant) As Double

Dim Cd, k1, k2 As Double

sig1 = Range("B7").Value

sig2 = Range("B8").Value

Select Case w1

Case 1

$$Qd1 = (Pi * Rsr * ((sig1) ^ 3) * p1) / (6 * ny * l21)$$

$$k1 = (Pi * Rsr * (sig1) ^ 3) / (6 * ny * l21)$$

$$ffd = (v1 * (Sgtc) ^ 2) / k1$$

$$ffd = 0$$

Case 2

$$Qd2 = (Pi * Rsr * ((sig2) ^ 3) * p2) / (6 * ny * l22)$$

$$k2 = (Pi * Rsr * (sig2) ^ 3) / (6 * ny * l22)$$

$$ffd = (v2 * (Sgtc) ^ 2) / k2$$

$$ffd = 0$$

End Select

End Function

Sub Кнопка1\_Щелчок()

t = Range("B1").Value

Cpr1 = Range("B2").Value

Cpr2 = Range("B3").Value

dt = Range("B4").Value

Q1 = Range("B5").Value

Q2 = Range("B6").Value

xped = 0: vped = 0: aped = 0: xgtc = 0: vgtc = 0: agtc = 0: Fsht = 0: v2 = 0: x2 = 0: x1 = 0:  
p1 = 0: p2 = 0: p3 = 0: p4 = 0: Ftr1 = 0

Ftr3 = 0: Ftr4 = 0: Ftr5 = 0: Fd1 = 0: Fd2 = 0: v4 = 0: z2 = 0: v3 = 0: z1 = 0: Fstpr = 0: Fpr1  
= 0: Fpr2 = 0: fff = 0

F5 = 0: F7 = 0: R1 = 0: R2 = 0: psi1 = 0: psi2 = 0: j11 = 0: j12 = 0: j13 = 0: j21 = 0: j22 = 0:  
j23 = 0: vp1 = 0: vp2 = 0: Ftr2 = 0

av3 = 0: av4 = 0: mpor12 = 0: mpor22 = 0: Fped1 = 0: v1 = 0: xped1 = 0: Fvak = 0: Fped2  
= 0: Qd1 = 0: Qd2 = 0

Range("D2").Value = t

Range("E2").Value = xped

Range("F2").Value = xgtc

Range("G2").Value = vgtc

Range("H2").Value = agtc

Range("I2").Value = Fsht

Range("J2").Value = R1

Range("K2").Value = R2

Range("L2").Value = v2

Range("M2").Value = x2

Range("N2").Value = p1

Range("O2").Value = p2

Range("P2").Value = Ftr1

Range("Q2").Value = Ftr2

Range("R2").Value = Ftr3

Range("S2").Value = Ftr4

Range("T2").Value = Ftr5

Range("U2").Value = Fd1

Range("V2").Value = Fd2

Range("Y2").Value = Fstpr

Range("Z2").Value = p3

Range("AA2").Value = p4

Range("AB2").Value = z1

Range("AC2").Value = z2

Range("AD2").Value = v3

Range("AE2").Value = v4

Range("AF2").Value = av3

Range("AG2").Value = av4

Sgtc = Pi \* (dgtc ^ 2) / 4

Ssup = 4 \* Pi \* (dsup ^ 2) / 4

Sztc = 4 \* Pi \* (dztc ^ 2) / 4

nom = 2

Do While t < 1.5

$$Fvak = -(10000000 * xgtc ^ (3) - 549563 * xgtc ^ (2) + 13466 * xgtc + 380.82) * xgtc$$

aped = fa(Q2, t)  
 Fped1 = ff(Q2, t)  
 fff = Fped1

vped = RKvxp(13, v1, v2, v3, v4, x1, x2, z1, z2, a3, a4, dt)  
 If z1 >= hsup Then vped = 0  
 xped = RKvxp(14, v1, v2, v3, v4, x1, x2, z1, z2, a3, a4, dt)  
 If xped > 0.15 Then vped = 0: xped = 0.15

agtc = aped \* a / 1  
 If xgtc = 0 Then agtc = 0  
 vgtc = fvgtc(t, vped)  
 If xgtc = 0 Then vgtc = 0

xgtc = fx1(t, xped)  
 If xgtc < 0 Then xgtc = 0

$$Fsht1 = Fvak + Fped1 * 1 / a$$

a1 = agtc  
 v1 = vgtc  
 x1 = xgtc

If x1 >= 0.036 Then v1 = 0

If xped < 0.005 Then v1 = 0  
 If v1 < 0 Then v1 = 0: x1 = 0  
 If z1 >= hsup Then v1 = 0

If v1 = 0 Then mpor12 = mpor1 + ro \* (Sgtc ^ (2)) \* ltr1 \* str1  
 If v1 > 0 Then mpor12 = mpor1 + (m3 \* (v3 / v1) ^ (2)) + ro \* (Sgtc ^ (2)) \* ltr1 \* str1

v2 = RKvxp(3, v1, v2, v3, v4, x1, x2, z1, z2, a3, a4, dt)

If v1 = 0 Then v2 = 0  
 If v2 > v1 Then v2 = v1  
 If v4 = 0 And z2 > 0 Then v2 = 0

x2 = RKvxp(4, v1, v2, v3, v4, x1, x2, z1, z2, a3, a4, dt)

If v2 > v1 Then x2 = x1 - (x1 - x2)

If x2 > x2max Then x2 = x2max

Ftr1 = fftr(1, p1, p2, p3, p4)  
 If x1 <= 0 Then Ftr1 = 1.5 \* Ftr1  
 Ftr2 = fftr(2, p1, p2, p3, p4)  
 If x2 <= 0 Then Ftr2 = 1.5 \* Ftr2  
 Ftr3 = fftr(3, p1, p2, p3, p4)

```

If z1 <= 0 Then Ftr3 = 1.5 * Ftr3
Ftr4 = fftr(4, p1, p2, p3, p4)
If z2 <= 0 Then Ftr4 = 1.5 * Ftr4
Ftr5 = fftr(5, p1, p2, p3, p4)
If x1 <= 0 Then Ftr5 = 1.5 * Ftr5

If R1 <= 0 And v1 = 0 Then Ftr1 = 0: Ftr5 = 0
If R2 = 0 And v2 = 0 Then Ftr2 = 0

psi1 = fpsi(Q1, p1)

psi2 = fpsi(Q1, p2)

a3 = (p3 * Ssup - F5 - 4 * Ftr4) / m3
If p3 * Ssup < 4 * Ftr4 Then a3 = 0
If p3 * Ssup > 4 * Ftr4 Then a3 = agtc * (Sgtc / Ssup)
If a3 < 0 Then a3 = 0

v3 = ((v1 - v2) * Sgtc / Ssup)
If v1 = v2 Then v3 = v1 * Sgtc / Ssup

If p3 * Ssup < 4 * Ftr4 Then v3 = 0
If z1 < hsup Then F5 = 0 Else F5 = p3 * Ssup / 4

z1 = RKvxp(11, v1, v2, v3, v4, x1, x2, z1, z2, a3, a4, dt)
If z1 >= hsup Then a3 = 0: v3 = 0: v1 = 0

If z1 >= hsup And v1 = 0 Then Ftr4 = 0

a4 = (p4 * Sztc - Fstpr - 4 * Ftr3) / m4

If a4 < 0 Then a4 = 0
a4 = 0
If (p4 * Sztc) > (a4 * m4 + Fstpr + 4 * Ftr3) Then v4 = v2 * Sgtc / Sztc

If v4 = 0 And v2 = 0 Then Ftr3 = 0
If z2 < hztc Then Fstpr = Cprst * z2

z2 = RKvxp(12, v1, v2, v3, v4, x1, x2, z1, z2, a3, a4, dt)
If z2 >= hztc Then a4 = 0: v4 = 0

p1 = RKvxp(5, v1, v2, v3, v4, x1, x2, z1, z2, a3, a4, dt)

p2 = RKvxp(6, v1, v2, v3, v4, x1, x2, z1, z2, a3, a4, dt)

If p2 > p1 Then p1 = p2

p3 = fp3(a3, p1, v3, p3)
If p3 < 0 Then p3 = 0
If p3 = 0 Then v3 = 0: z1 = 0

p4 = fp4(a4, p2, v4, p4)

```

If  $p4 > p2$  Then  $p4 = p2$

If  $p4 < 0$  Then  $p4 = 0$

If  $p4 = 0$  Then  $v4 = 0$

$Fstpr = Cprst * z2 / 2$

$Fd1 = ffd(1, v1, v2, p1, p2)$

$Fd2 = ffd(2, v1, v2, p1, p2)$

$Fpr1 = Cpr1 * (b1 + x1 - x2)$

$Fpr2 = Cpr2 * (b2 + x2)$

$R1 = Cpr1 * (b1 - x2) + p1 * Sgtc$

If  $x1 > 0$  Then  $R1 = 0$

If  $R1 < 0$  Then  $R1 = 0$

$R2 = Cpr2 * (b2 - b1 - x1) + (p2 - p1) * Sgtc$

If  $x2 > 0$  Then  $R2 = 0$

If  $R2 < 0$  Then  $R2 = 0$

If  $R2 > 20$  Then  $R2 = 0$

$Fsht = ffsht(Fped, xgtc, xped, v1)$

$Fped2 = (a * (Fsht - Cped * xped - Fvak) / 1)$

Range("D" + Trim(Str(nom))).Value = t  
Range("E" + Trim(Str(nom))).Value = xped  
Range("F" + Trim(Str(nom))).Value = xgtc  
Range("G" + Trim(Str(nom))).Value = v1  
Range("H" + Trim(Str(nom))).Value = x1  
Range("I" + Trim(Str(nom))).Value = Fsht  
Range("J" + Trim(Str(nom))).Value = R1

Range("K" + Trim(Str(nom))).Value = R2  
Range("L" + Trim(Str(nom))).Value = v2  
Range("M" + Trim(Str(nom))).Value = x2  
Range("N" + Trim(Str(nom))).Value = p1  
Range("O" + Trim(Str(nom))).Value = p2  
Range("P" + Trim(Str(nom))).Value = Ftr1  
Range("Q" + Trim(Str(nom))).Value = Ftr2

Range("R" + Trim(Str(nom))).Value = Ftr3  
Range("S" + Trim(Str(nom))).Value = Ftr4  
Range("T" + Trim(Str(nom))).Value = Ftr5  
Range("U" + Trim(Str(nom))).Value = Fd1  
Range("V" + Trim(Str(nom))).Value = Fd2  
Range("W" + Trim(Str(nom))).Value = Fpr1  
Range("X" + Trim(Str(nom))).Value = Fpr2  
Range("Y" + Trim(Str(nom))).Value = Fped2

Range("Z" + Trim(Str(nom))).Value = p3  
Range("AA" + Trim(Str(nom))).Value = p4  
Range("AB" + Trim(Str(nom))).Value = z1  
Range("AC" + Trim(Str(nom))).Value = z2

```
Range("AD" + Trim(Str(nom))).Value = v3  
Range("AE" + Trim(Str(nom))).Value = v4
```

```
Range("AF" + Trim(Str(nom))).Value = a3  
Range("AG" + Trim(Str(nom))).Value = a4
```

```
t = t + dt  
nom = nom + 1
```

Loop

End Sub

```
nom = Cells(2, 4).CurrentRegion.Rows.Count  
Range(Cells(2, 4), Cells(nom, 4)).Clear  
Range(Cells(2, 5), Cells(nom, 5)).Clear  
Range(Cells(2, 6), Cells(nom, 6)).Clear  
Range(Cells(2, 7), Cells(nom, 7)).Clear  
Range(Cells(2, 8), Cells(nom, 8)).Clear  
Range(Cells(2, 9), Cells(nom, 9)).Clear  
Range(Cells(2, 10), Cells(nom, 10)).Clear
```

```
Range(Cells(2, 11), Cells(nom, 11)).Clear  
Range(Cells(2, 12), Cells(nom, 12)).Clear  
Range(Cells(2, 13), Cells(nom, 13)).Clear  
Range(Cells(2, 14), Cells(nom, 14)).Clear  
Range(Cells(2, 15), Cells(nom, 15)).Clear  
Range(Cells(2, 16), Cells(nom, 16)).Clear  
Range(Cells(2, 17), Cells(nom, 17)).Clear  
Range(Cells(2, 18), Cells(nom, 18)).Clear
```

```
Range(Cells(2, 19), Cells(nom, 19)).Clear  
Range(Cells(2, 20), Cells(nom, 20)).Clear  
Range(Cells(2, 21), Cells(nom, 21)).Clear  
Range(Cells(2, 22), Cells(nom, 22)).Clear  
Range(Cells(2, 23), Cells(nom, 23)).Clear  
Range(Cells(2, 24), Cells(nom, 24)).Clear  
Range(Cells(2, 25), Cells(nom, 25)).Clear
```

```
Range(Cells(2, 26), Cells(nom, 26)).Clear  
Range(Cells(2, 27), Cells(nom, 27)).Clear  
Range(Cells(2, 28), Cells(nom, 28)).Clear  
Range(Cells(2, 29), Cells(nom, 29)).Clear  
Range(Cells(2, 30), Cells(nom, 30)).Clear  
Range(Cells(2, 31), Cells(nom, 31)).Clear  
Range(Cells(2, 32), Cells(nom, 30)).Clear  
Range(Cells(2, 33), Cells(nom, 31)).Clear
```

End Sub

Приложение В (Исследование влияния структурных параметров на диагностические в зависимости от времени и силы нажатия на педаль тормоза)

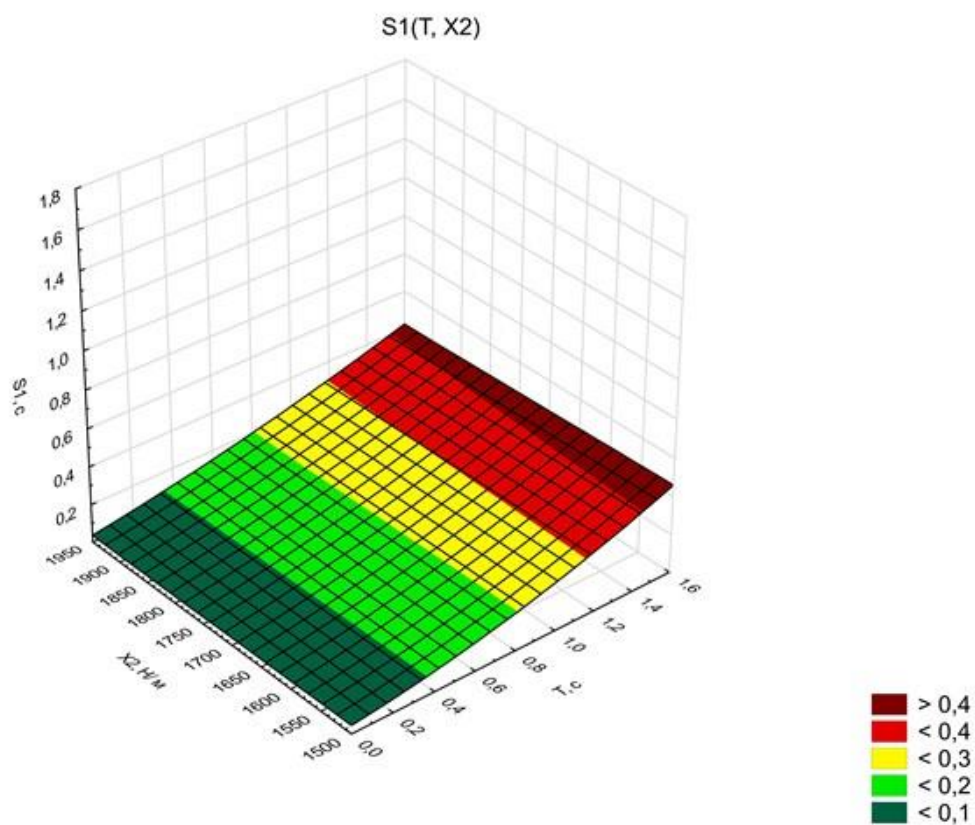


Рисунок В1 – Зависимость  $S1$  от  $X2$  и  $T$

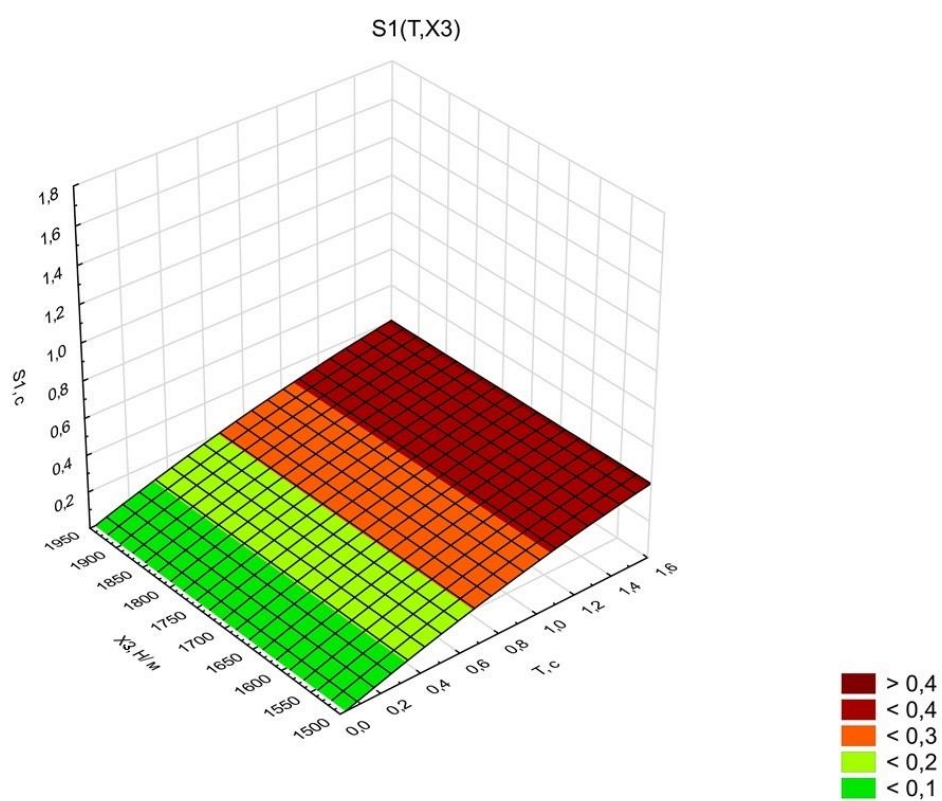
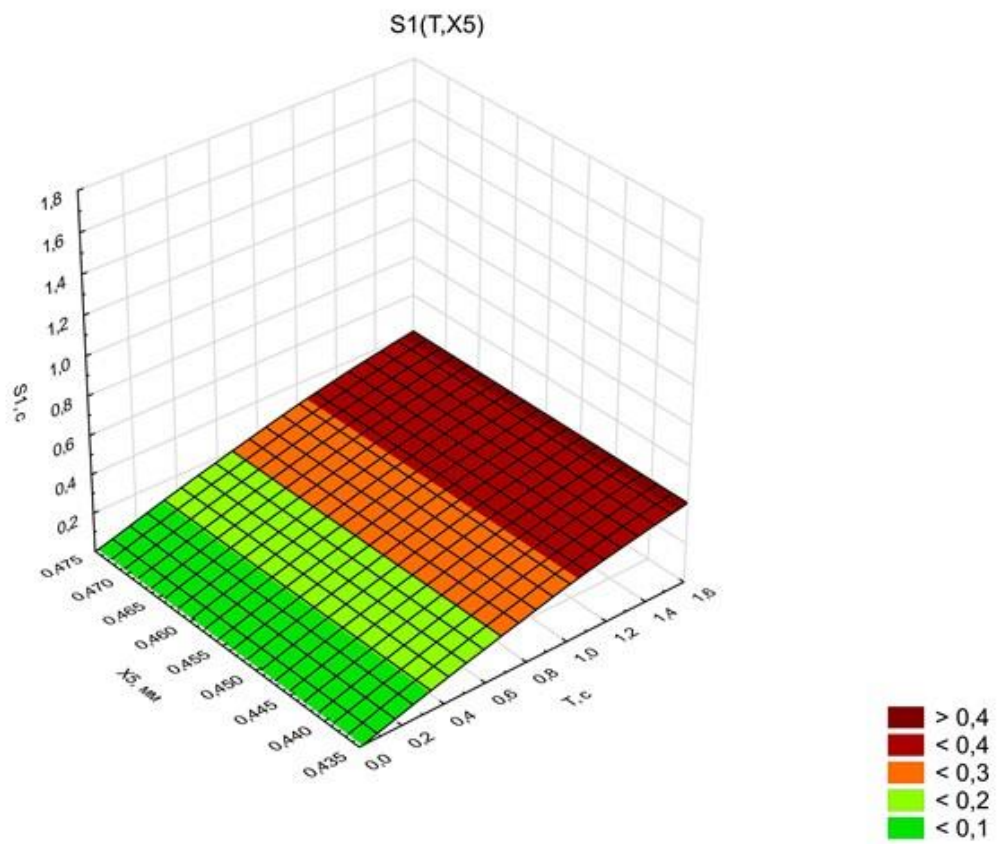
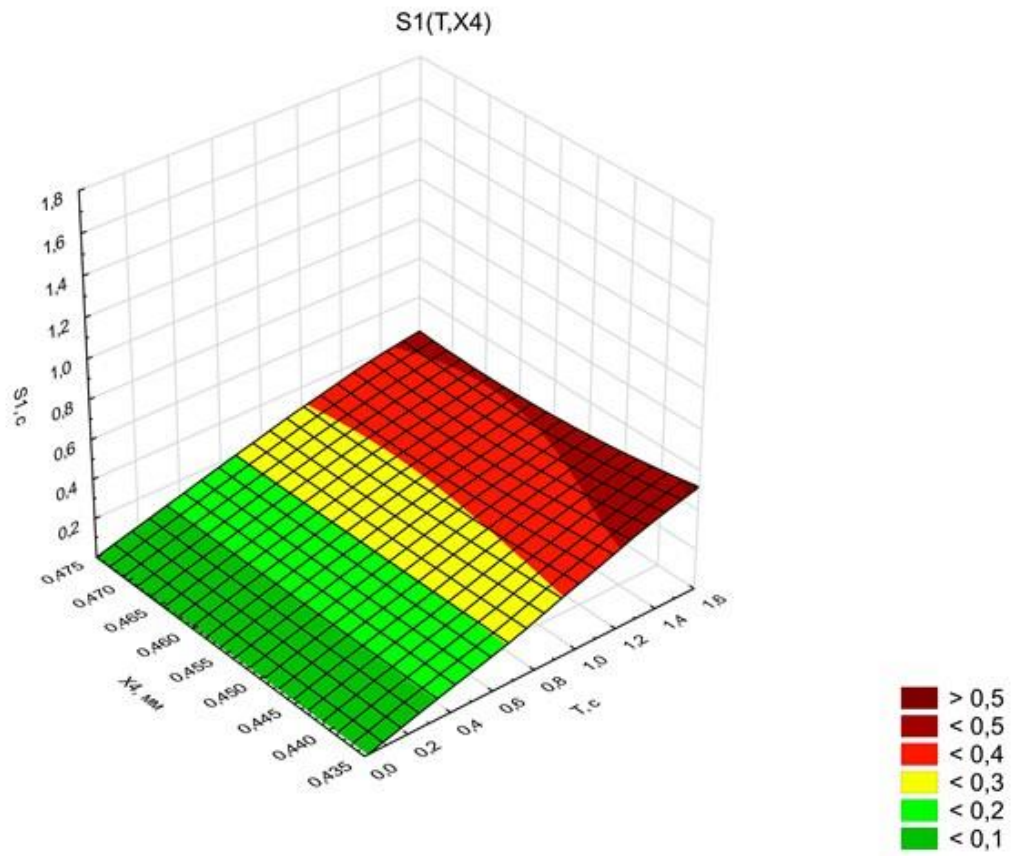


Рисунок В2 – Зависимость  $S1$  от  $X3$  и  $T$





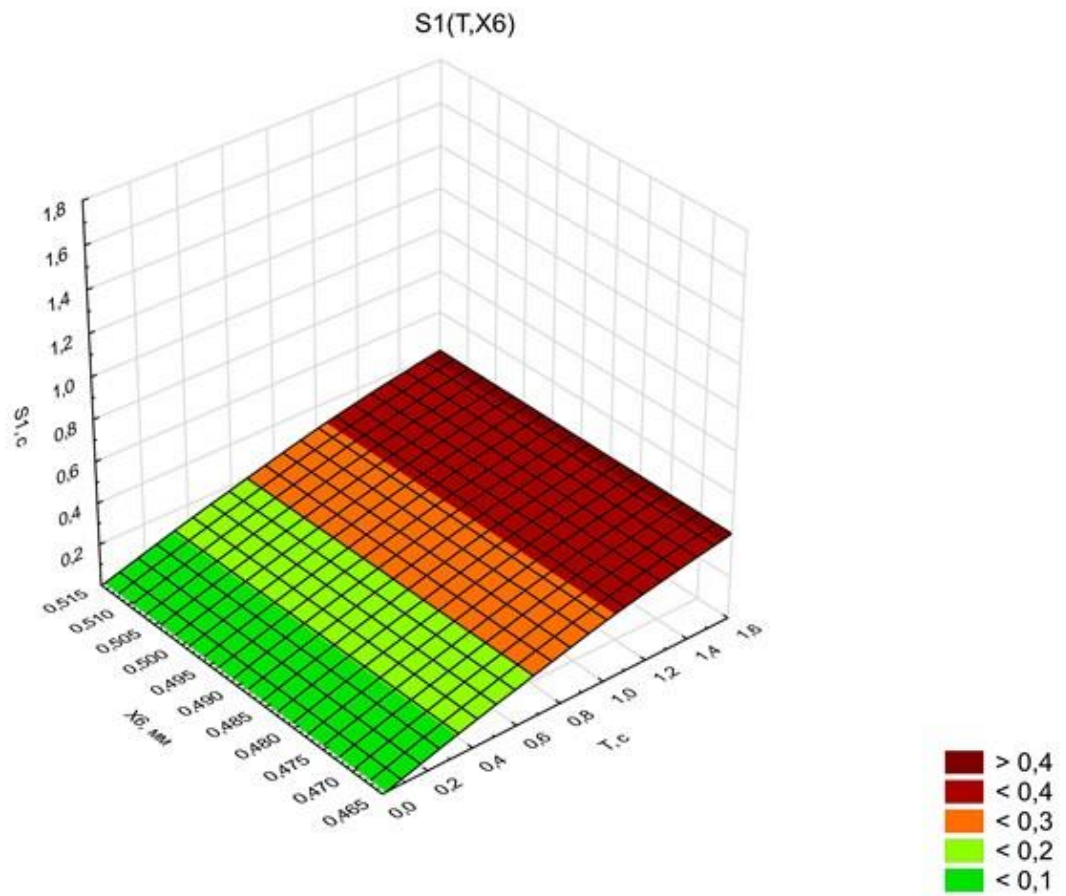


Рисунок В5 – Зависимость  $S1$  от  $X6$  и  $T$

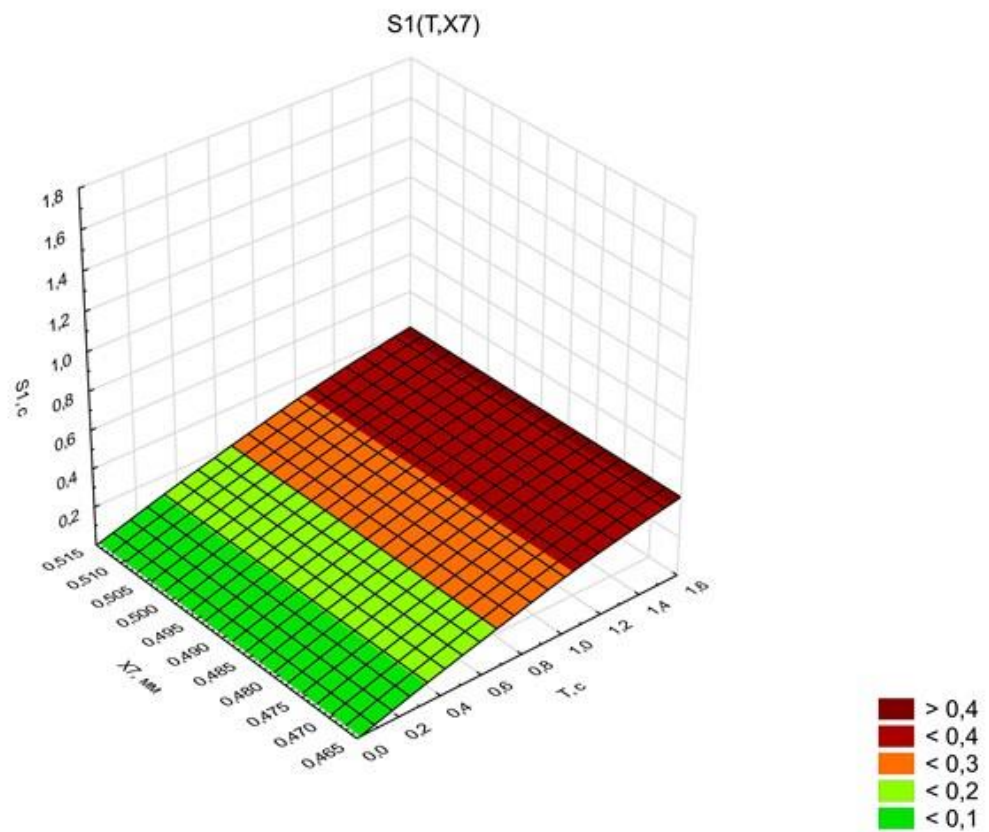


Рисунок В6 – Зависимость  $S1$  от  $X7$  и  $T$

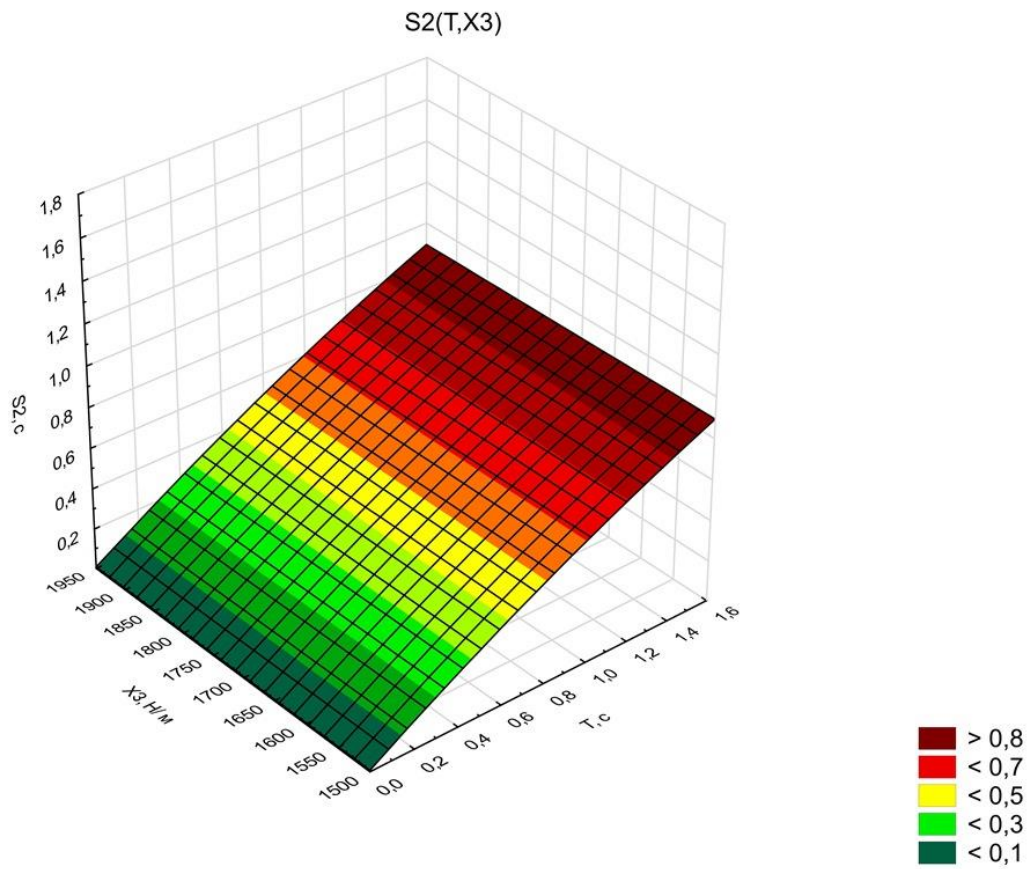


Рисунок В7 – Зависимость  $S2$  от  $X3$  и  $T$

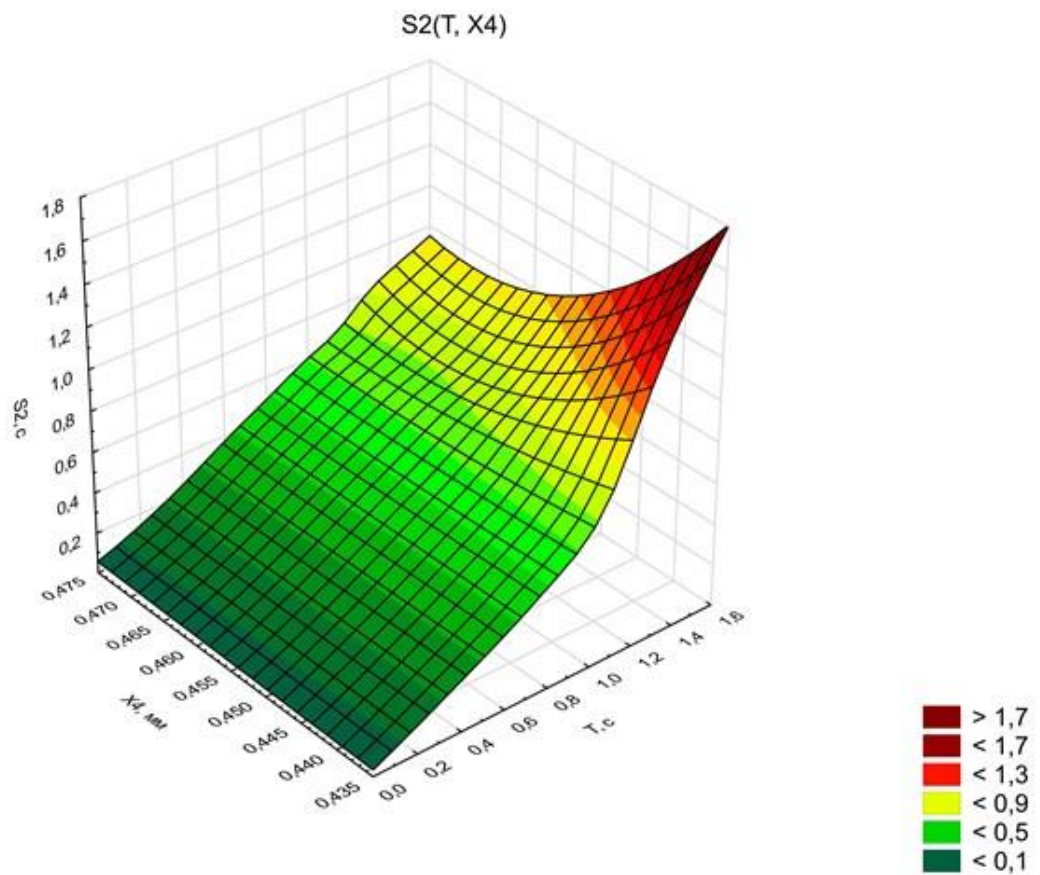
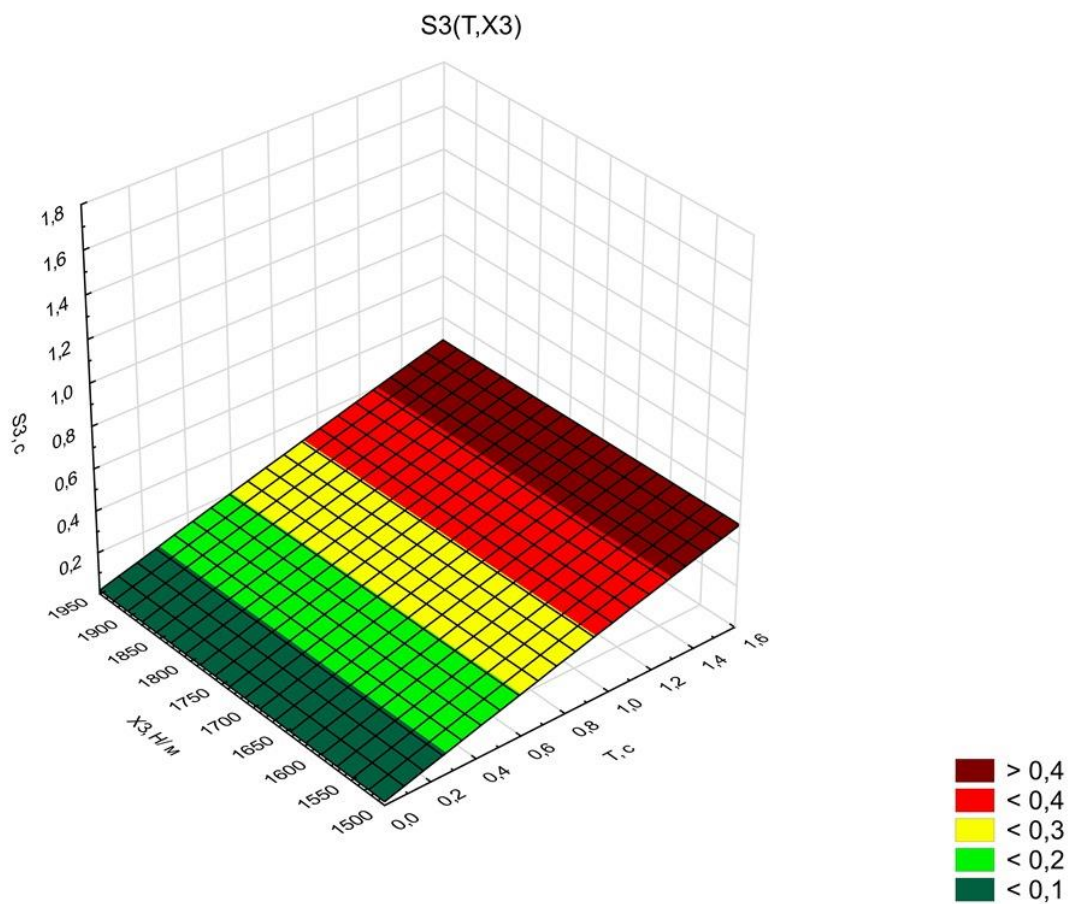
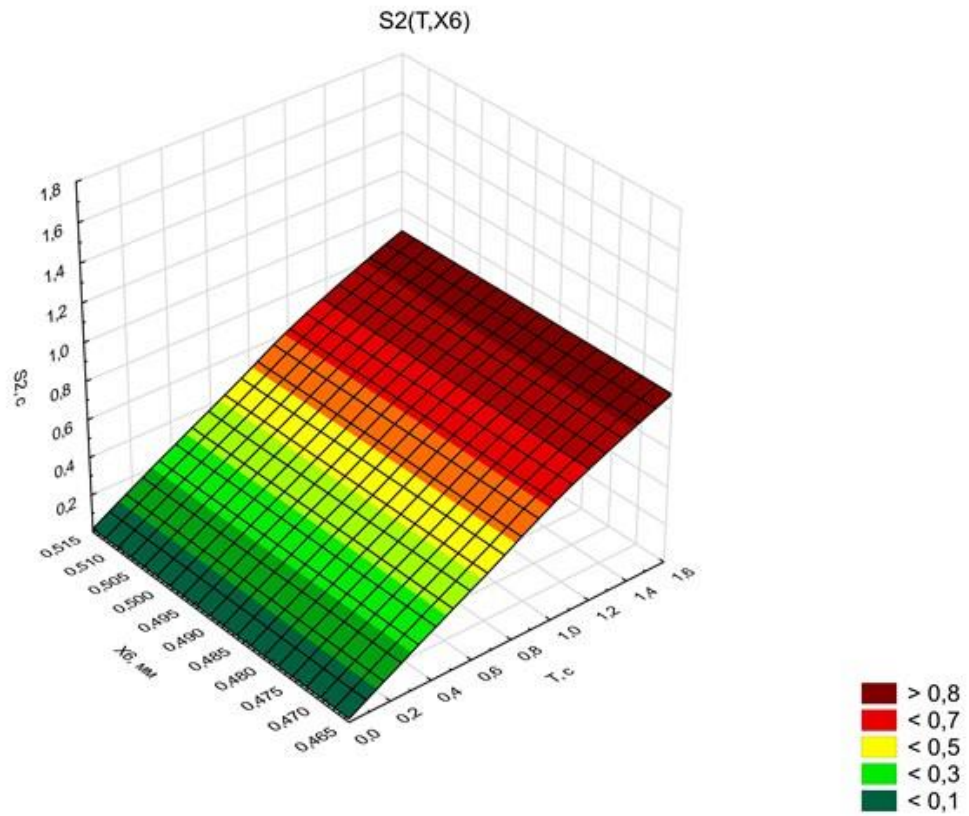


Рисунок В8 – Зависимость  $S2$  от  $X4$  и  $T$



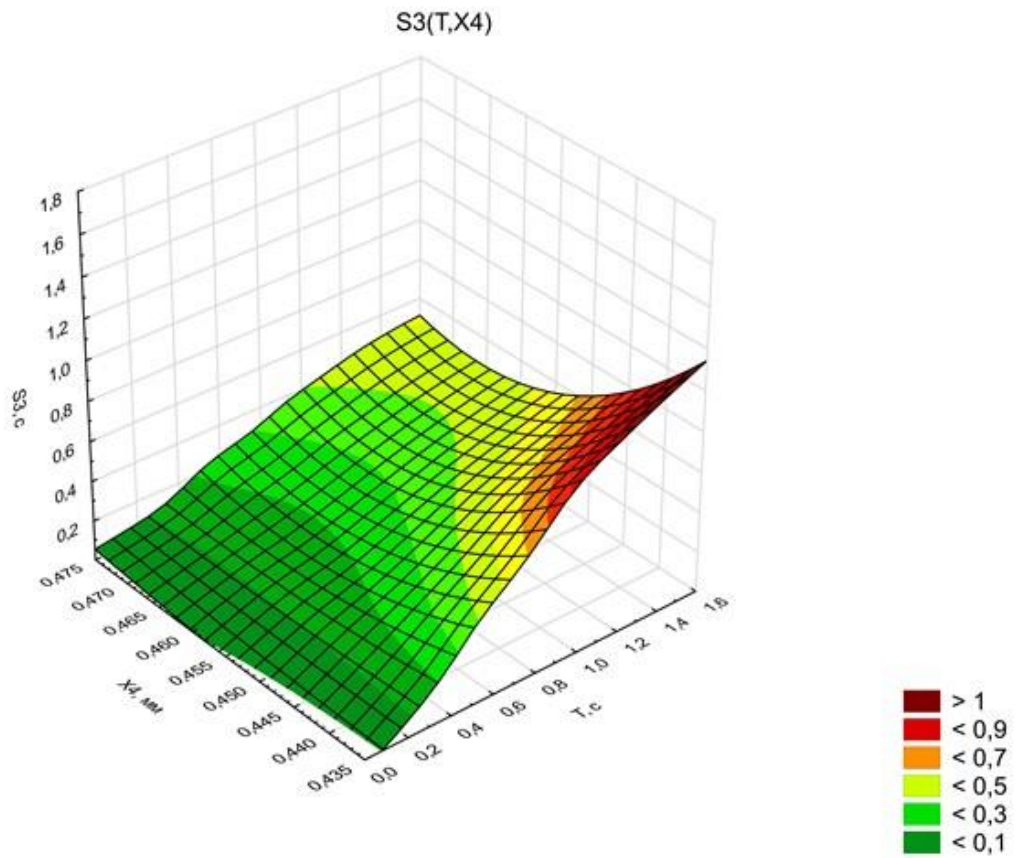


Рисунок В11 – Зависимость  $S3$  от  $X4$  и  $T$

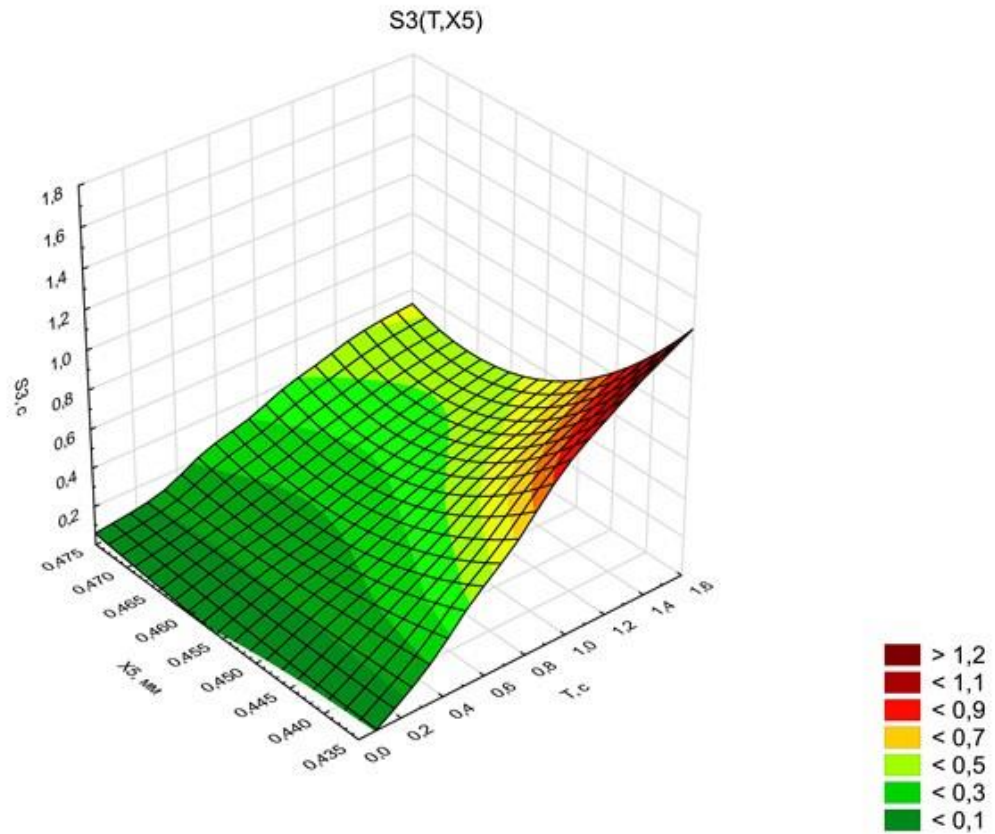


Рисунок В12 – Зависимость  $S3$  от  $X5$  и  $T$

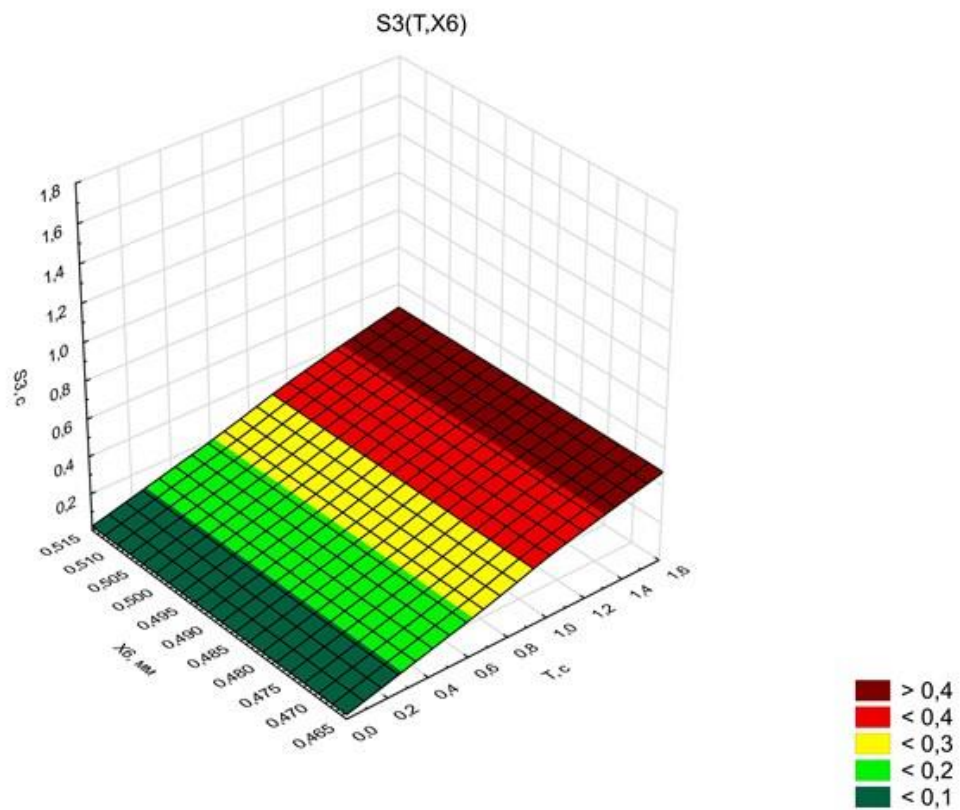


Рисунок В13 – Зависимость  $S3$  от  $X6$  и  $T$

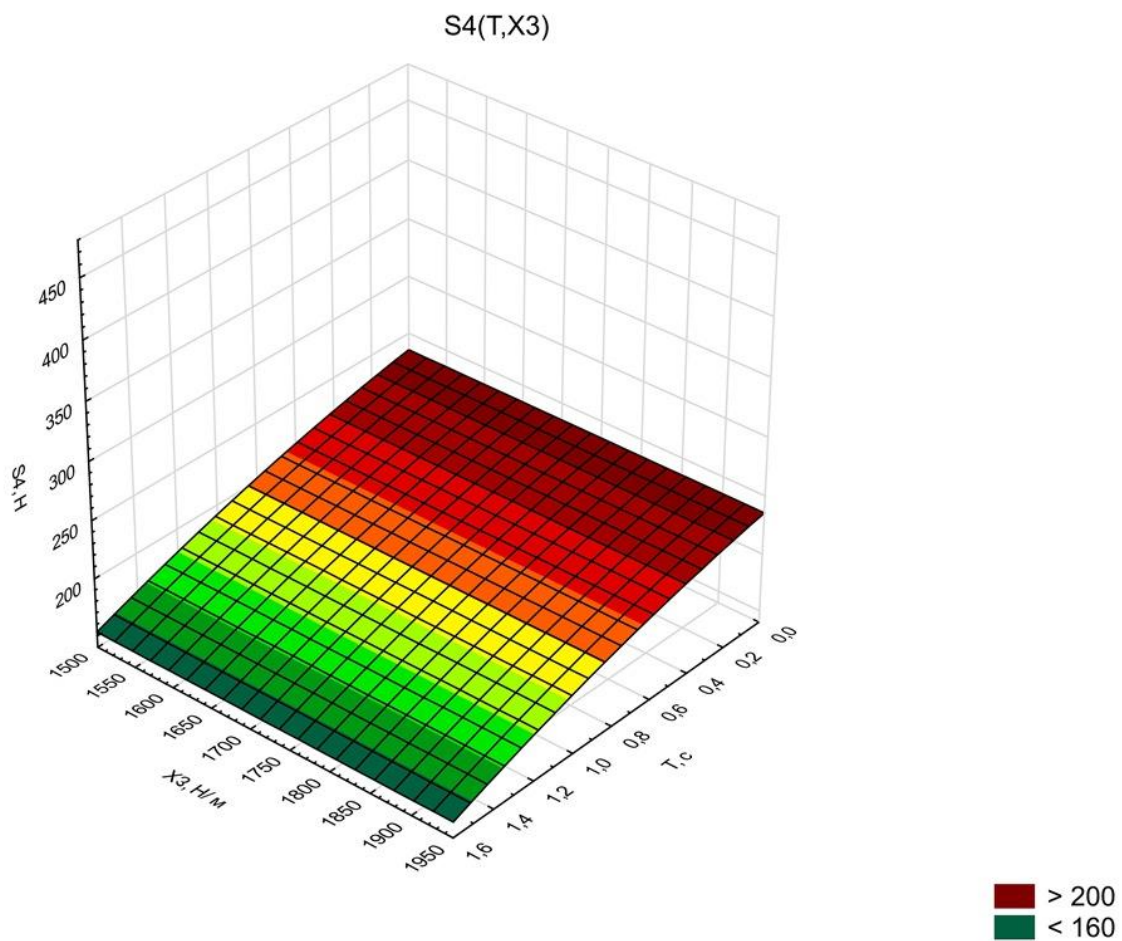


Рисунок В14 – Зависимость  $S4$  от  $X3$  и  $T$

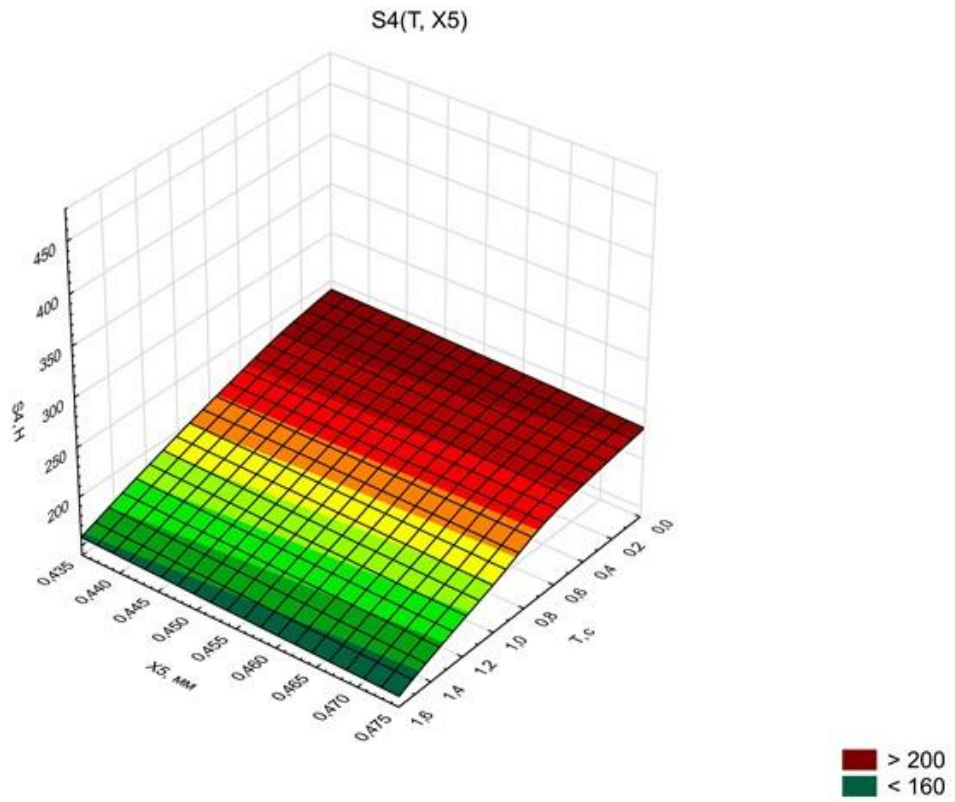


Рисунок В15 – Зависимость  $S4$  от  $X5$  и  $T$

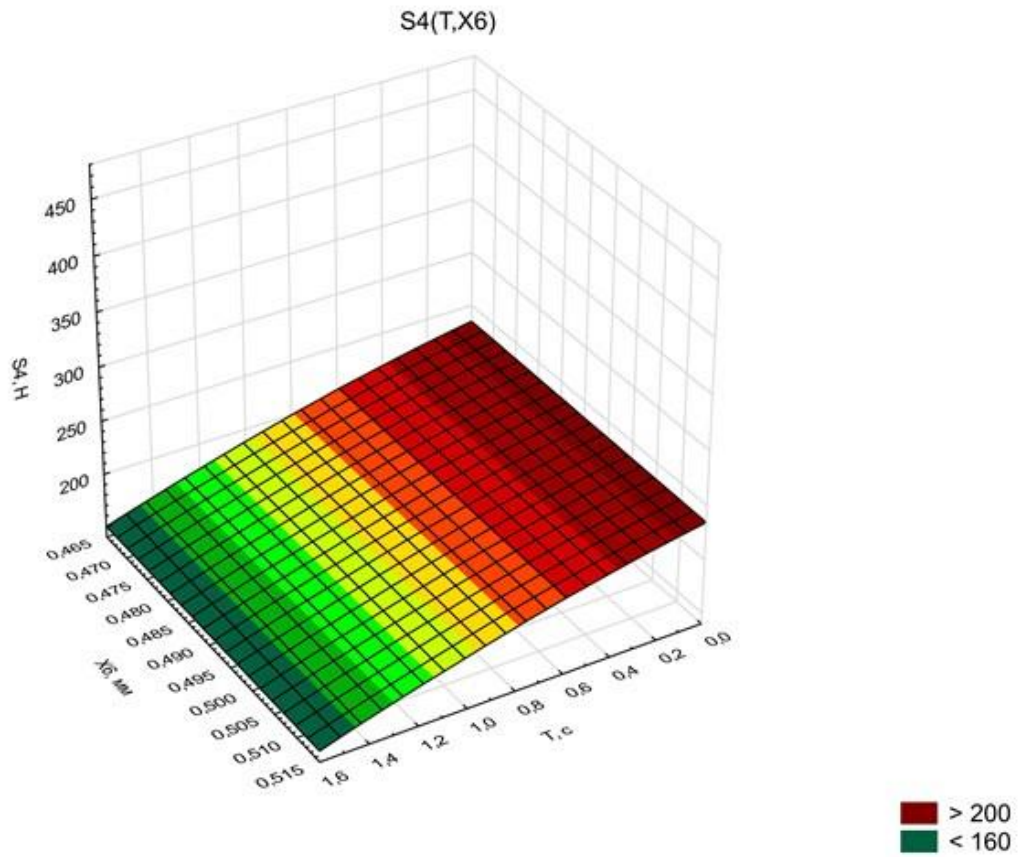


Рисунок В16 – Зависимость  $S4$  от  $X6$  и  $T$

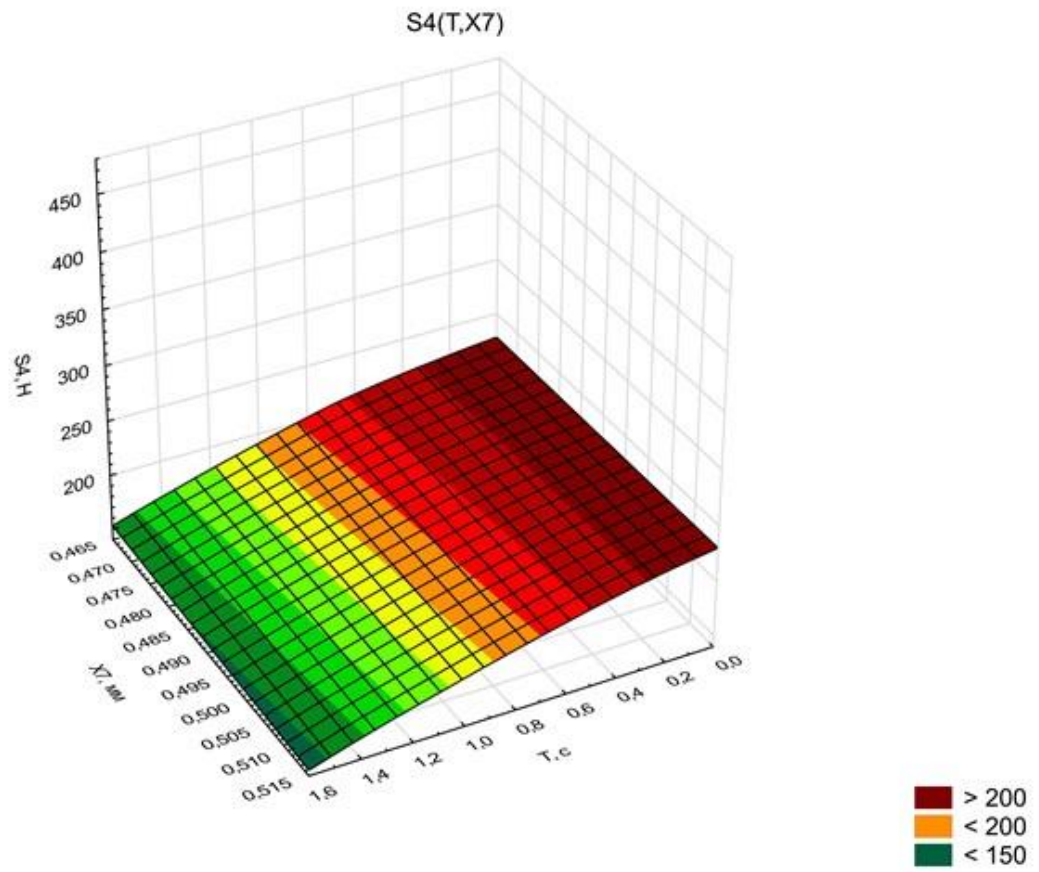


Рисунок В17 – Зависимость  $S_4$  от  $X_7$  и  $T$

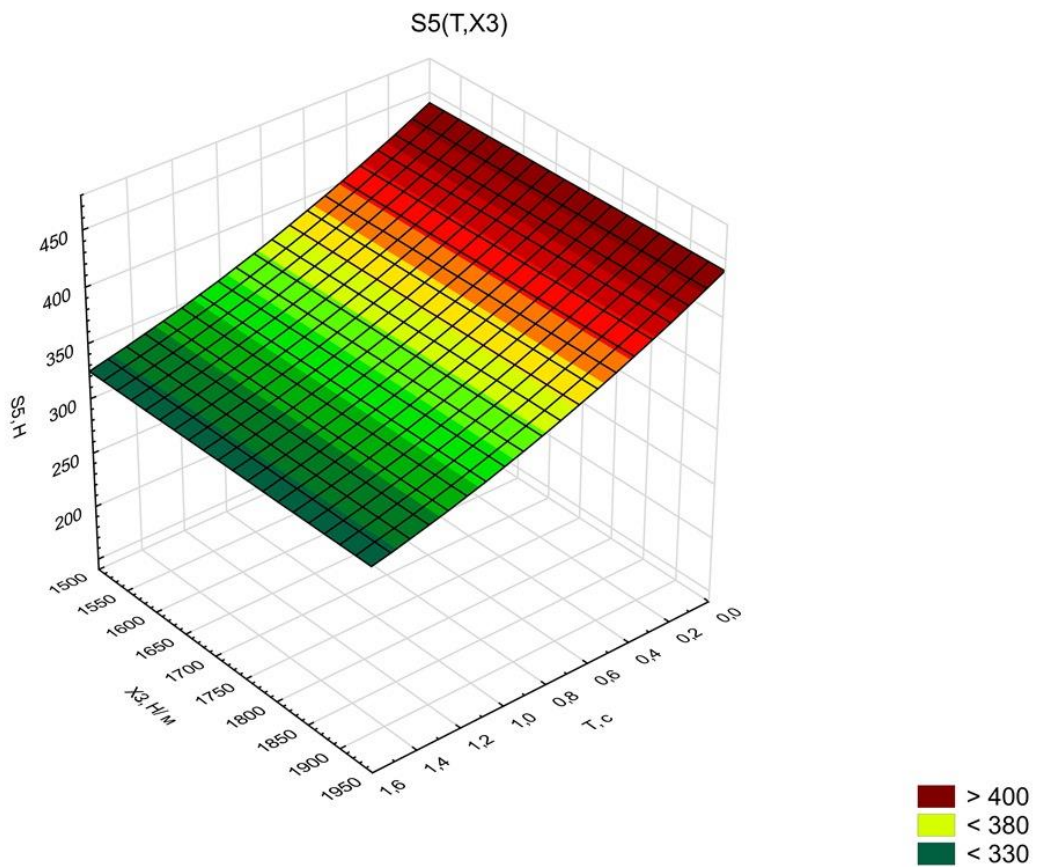


Рисунок В18 – Зависимость  $S_5$  от  $X_3$  и  $T$



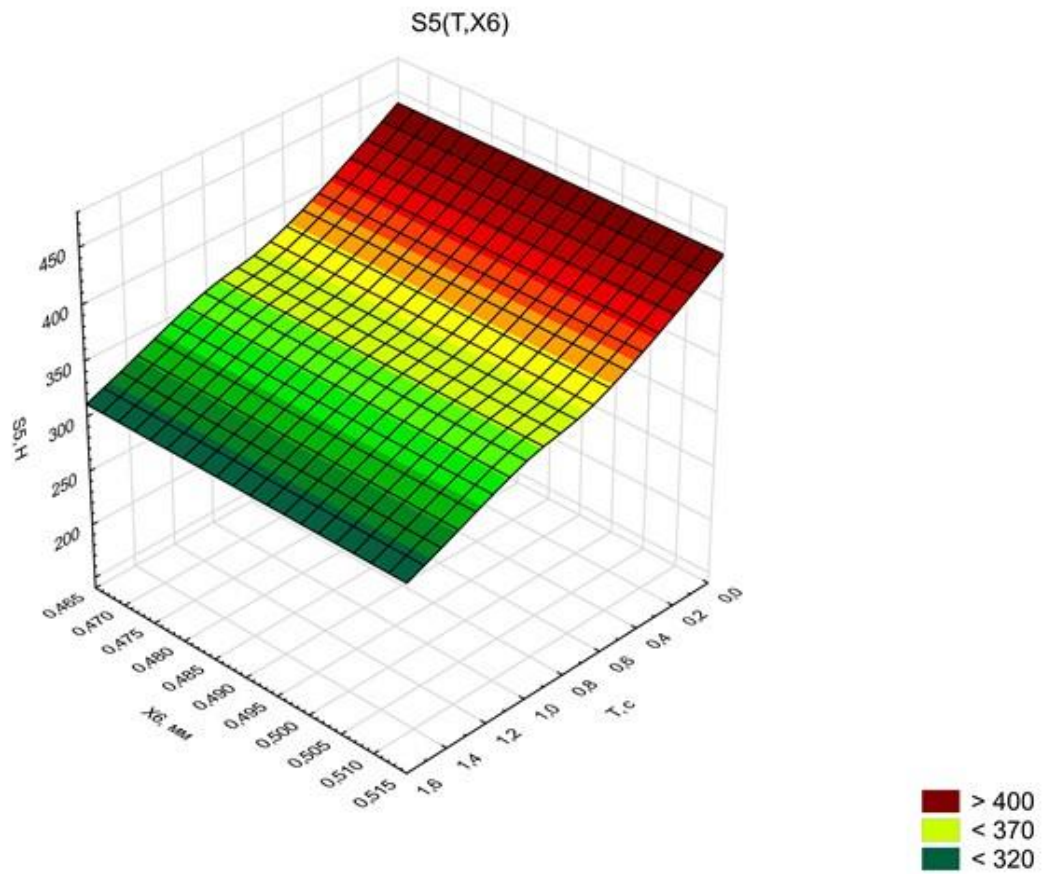


Рисунок В19 – Зависимость  $S5$  от  $X6$  и  $T$

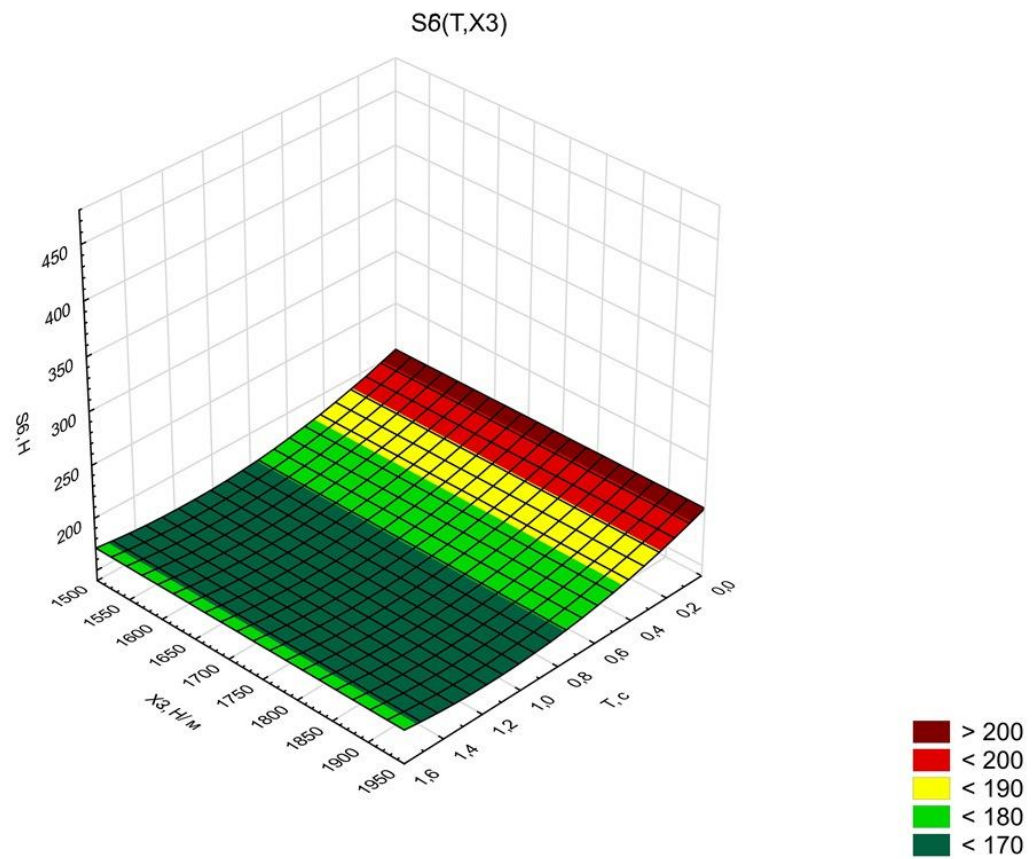


Рисунок В20 – Зависимость  $S6$  от  $X3$  и  $T$

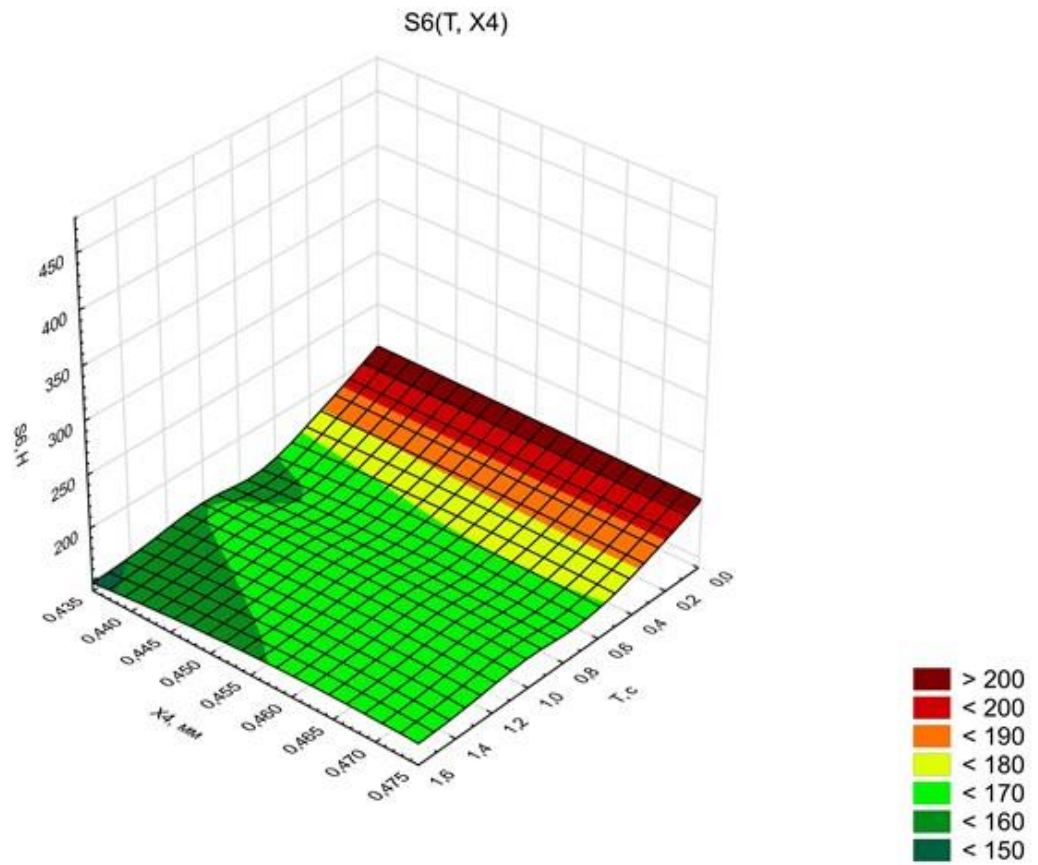


Рисунок В21 – Зависимость  $S_6$  от  $X_4$  и  $T$

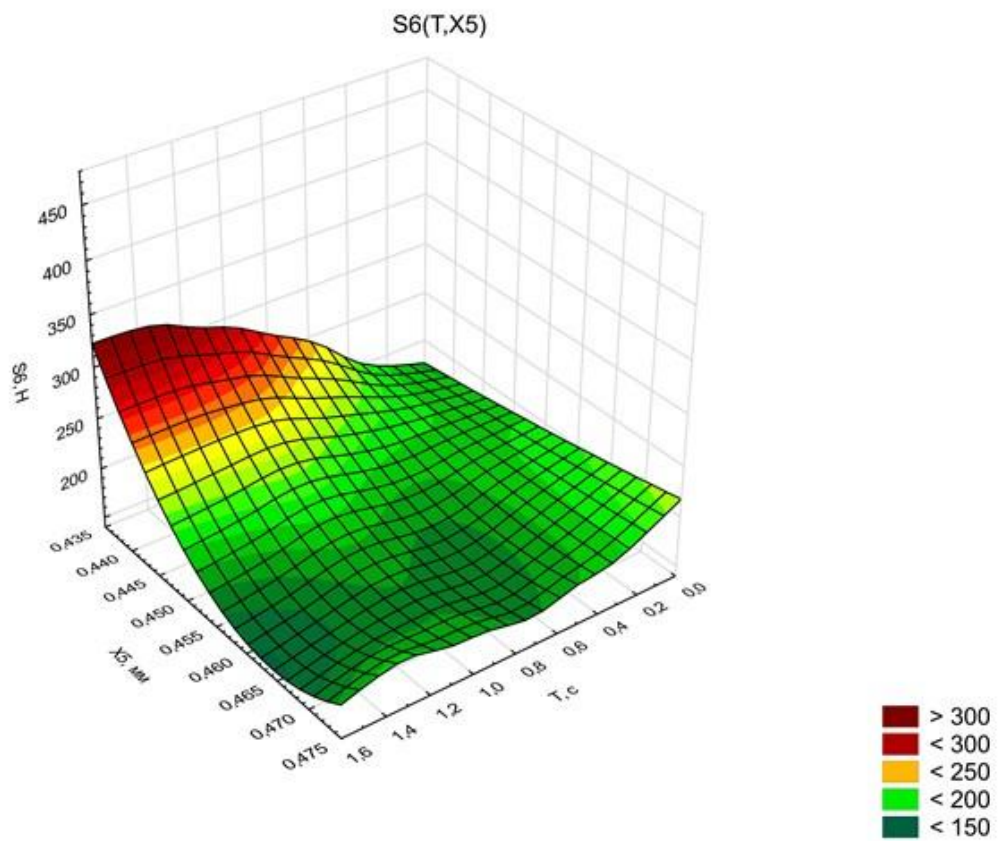


Рисунок В22 – Зависимость  $S_6$  от  $X_5$  и  $T$

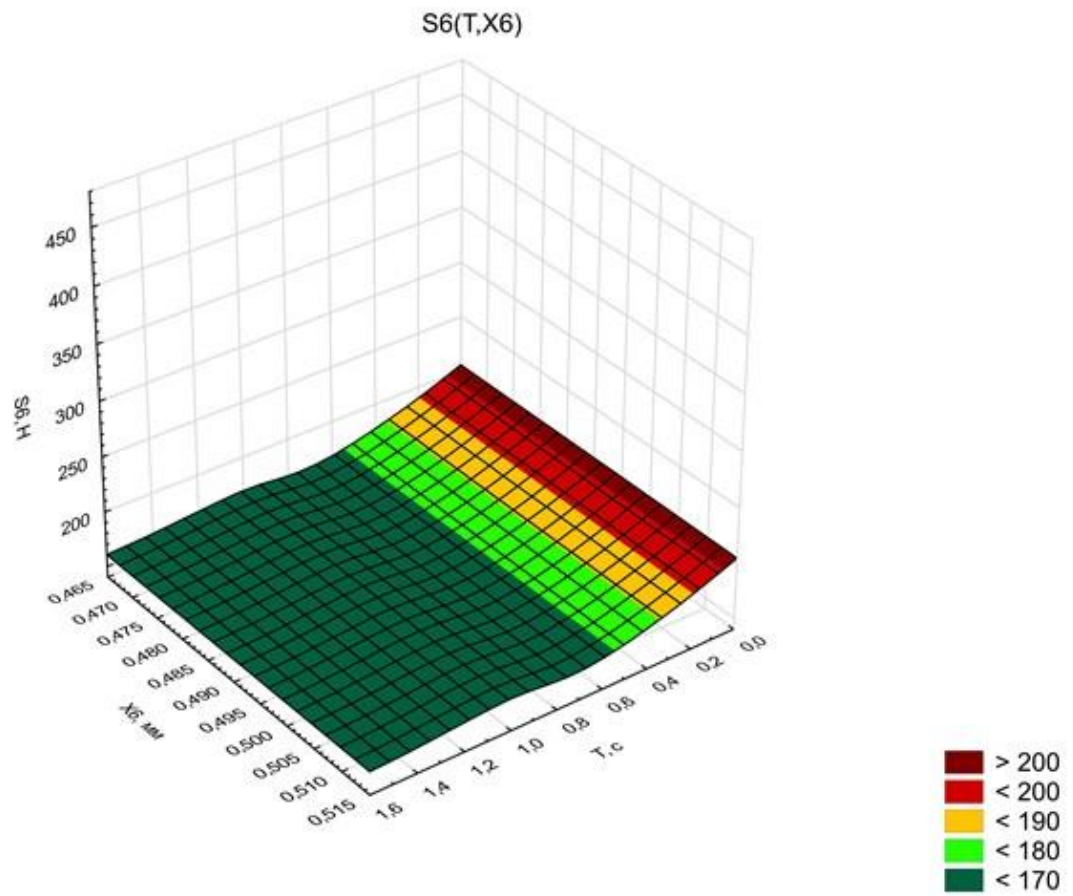


Рисунок В23 – Зависимость  $S_6$  от  $X_6$  и  $T$

Приложение Г (Исследование структурных параметров на чувствительность)

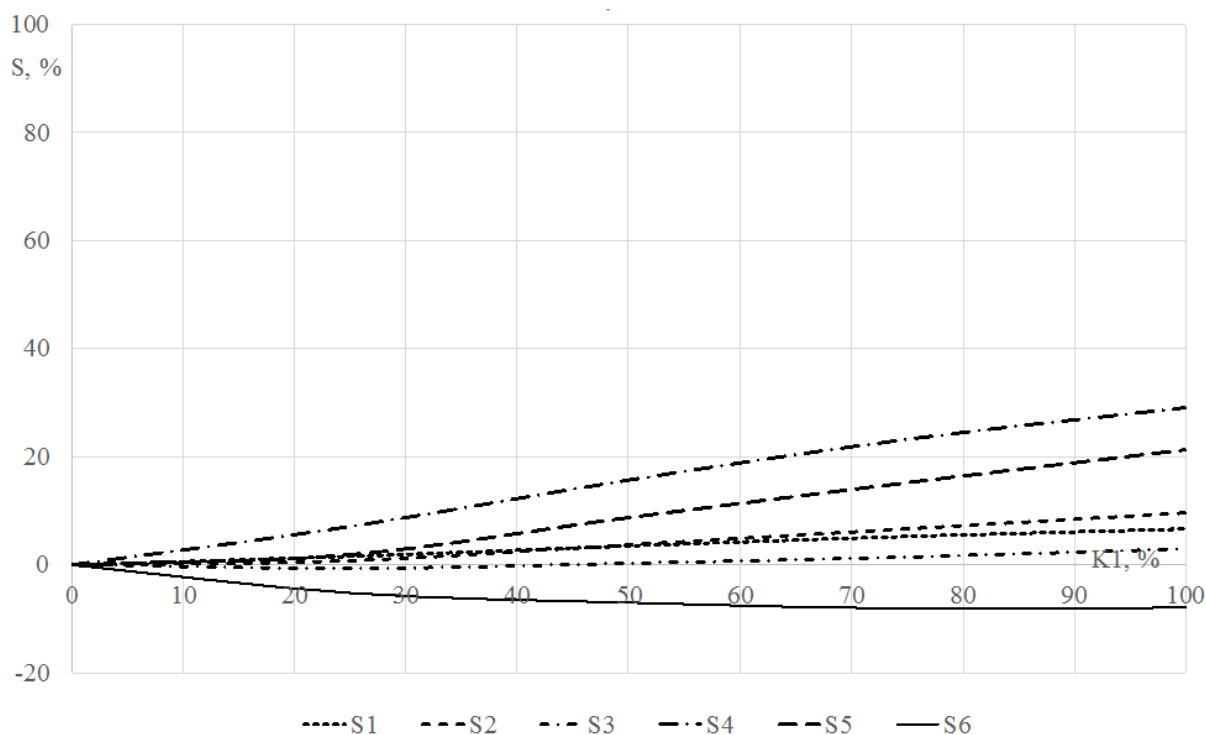


Рисунок Г1 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X1$  на режиме  $T2$

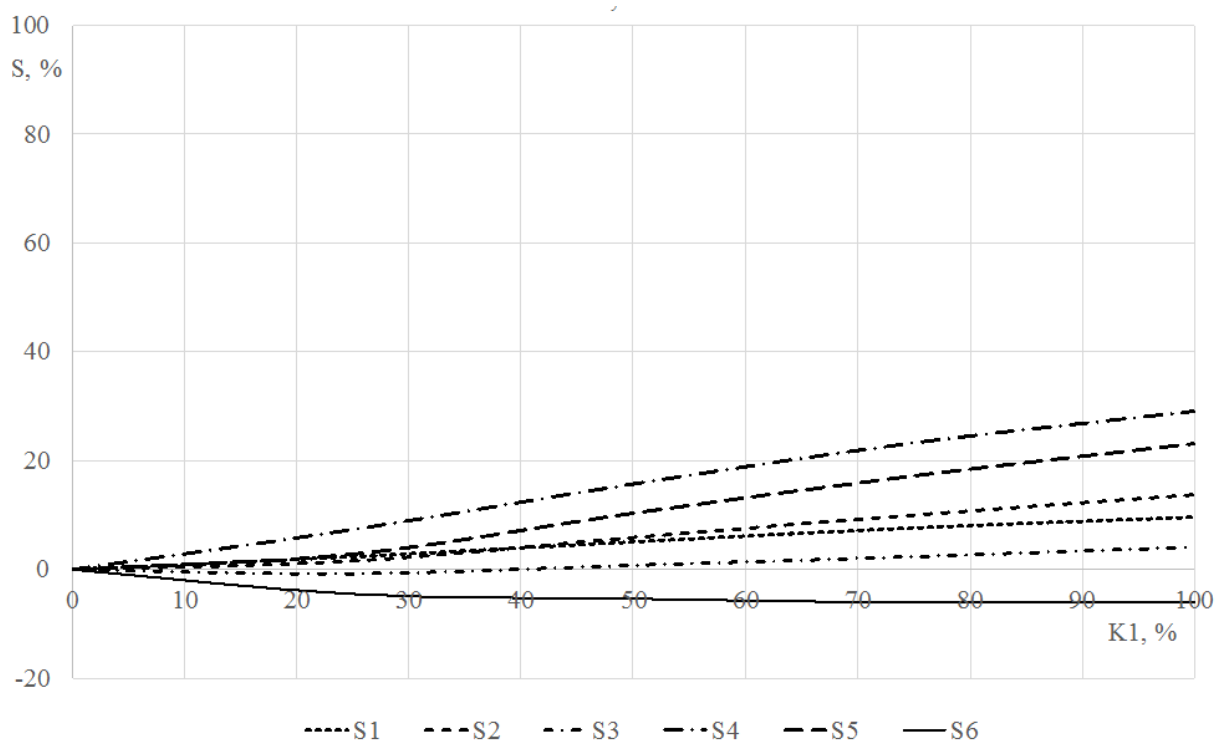


Рисунок Г2 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X1$  на режиме  $T3$

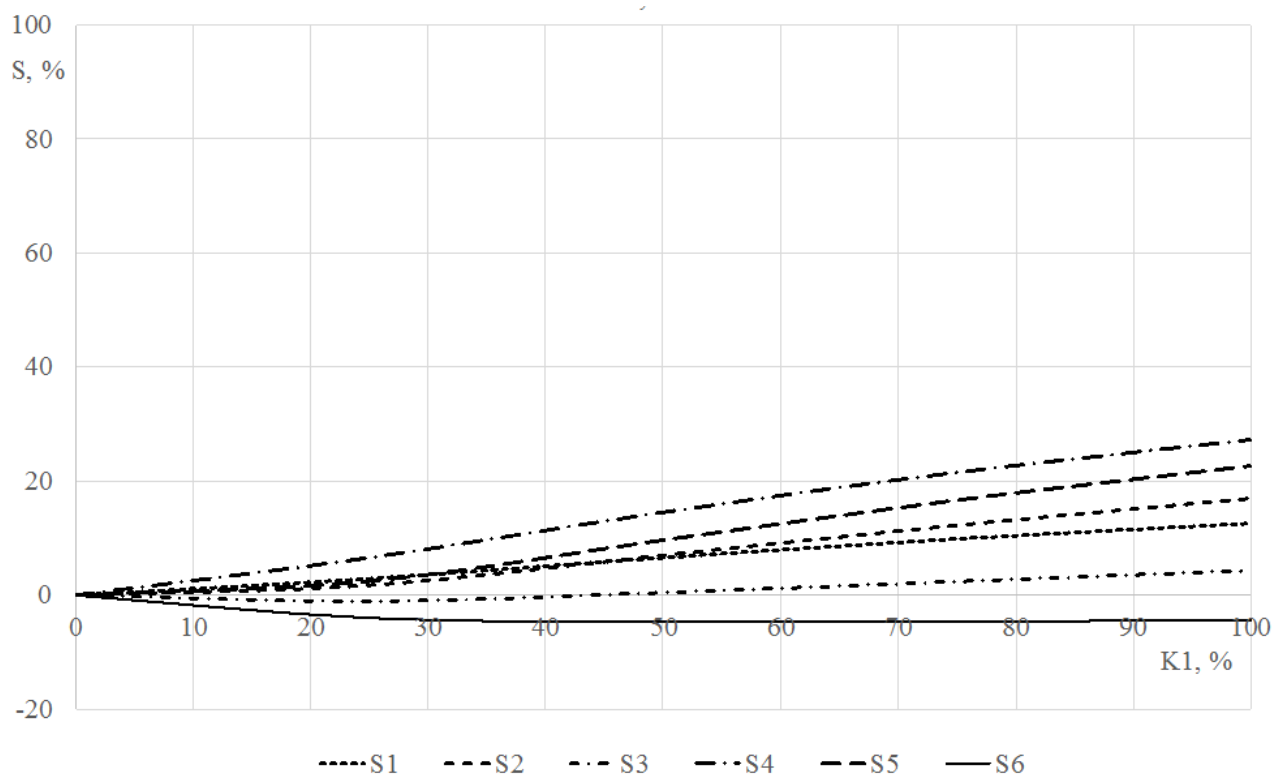


Рисунок Г3 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X1$  на режиме  $T4$

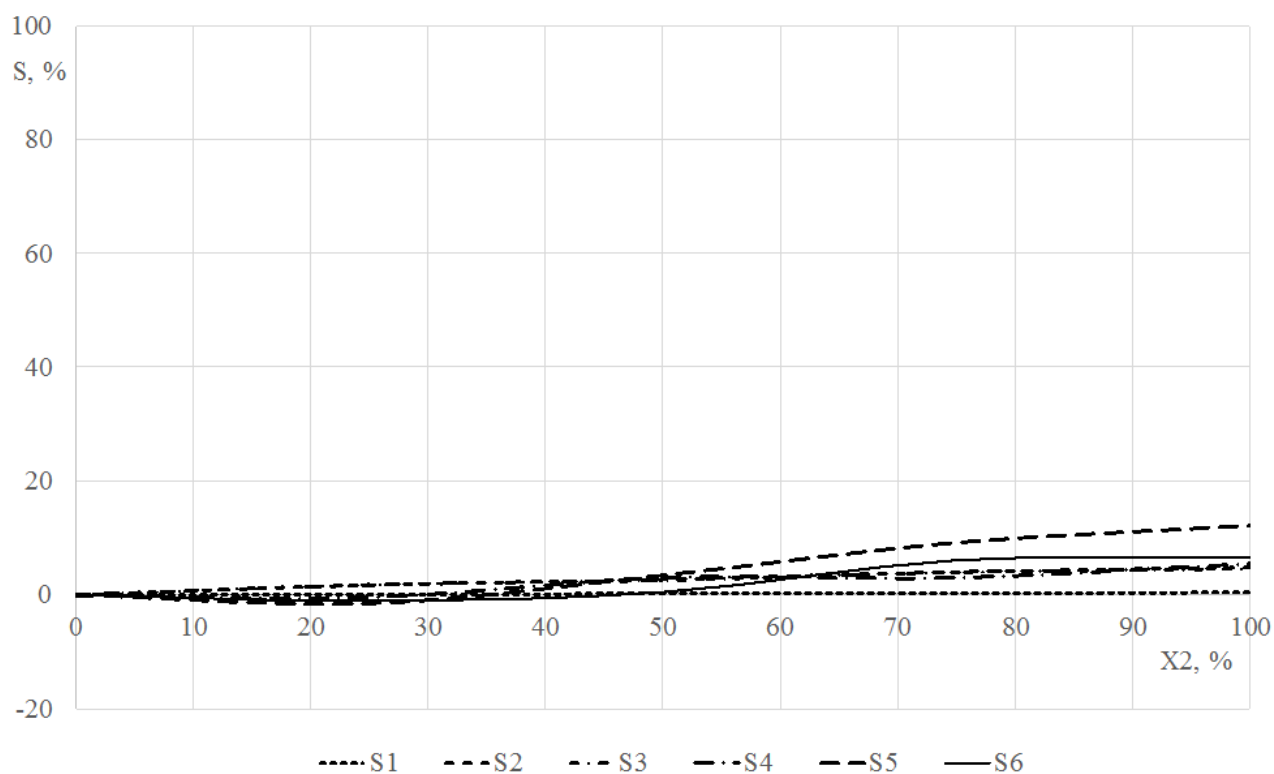


Рисунок Г4 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X2$  на режиме  $T1$

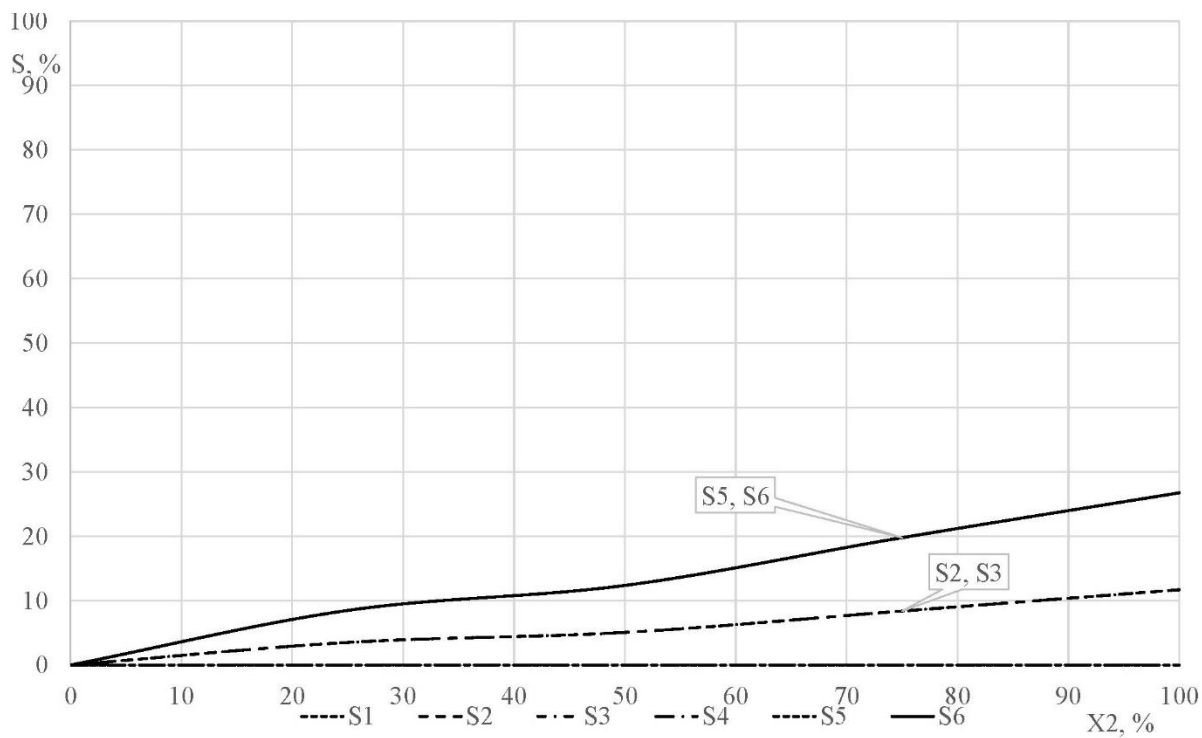


Рисунок Г5 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X_2$  на режиме  $T_2$

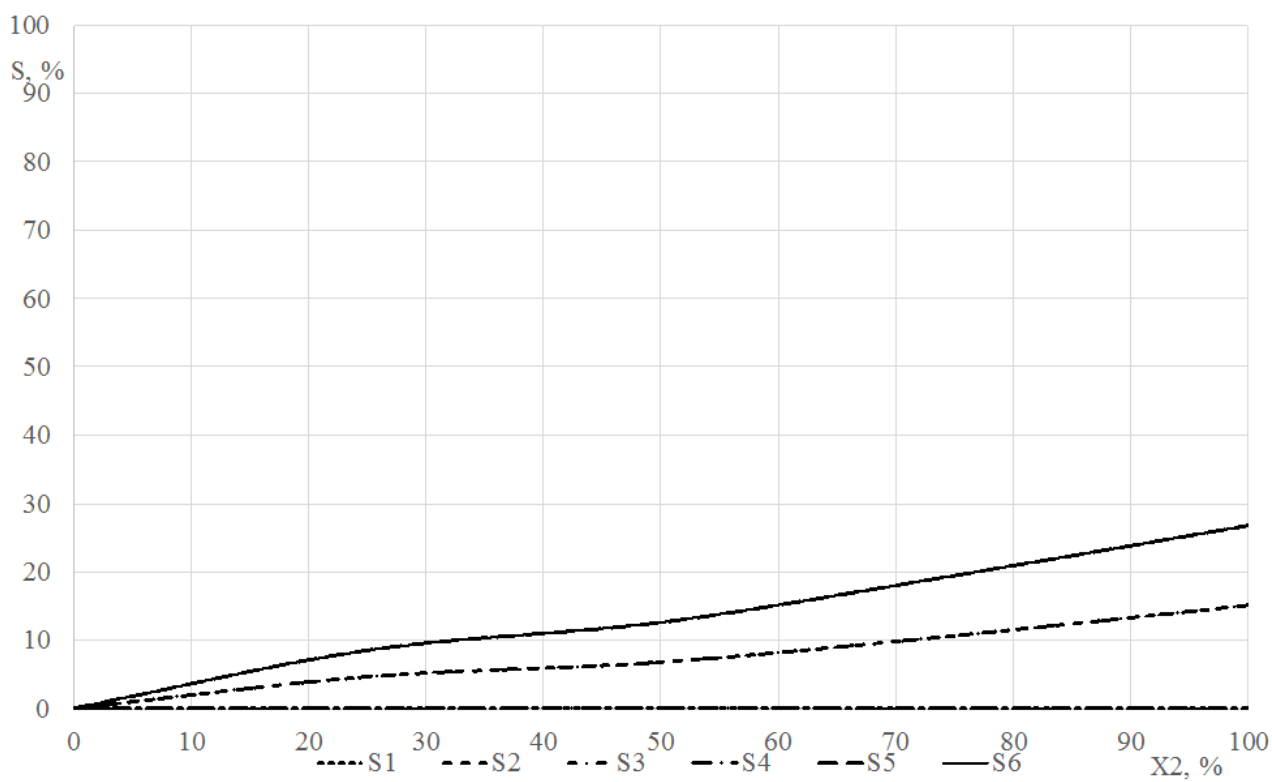


Рисунок Г6 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X_2$  на режиме  $T_3$

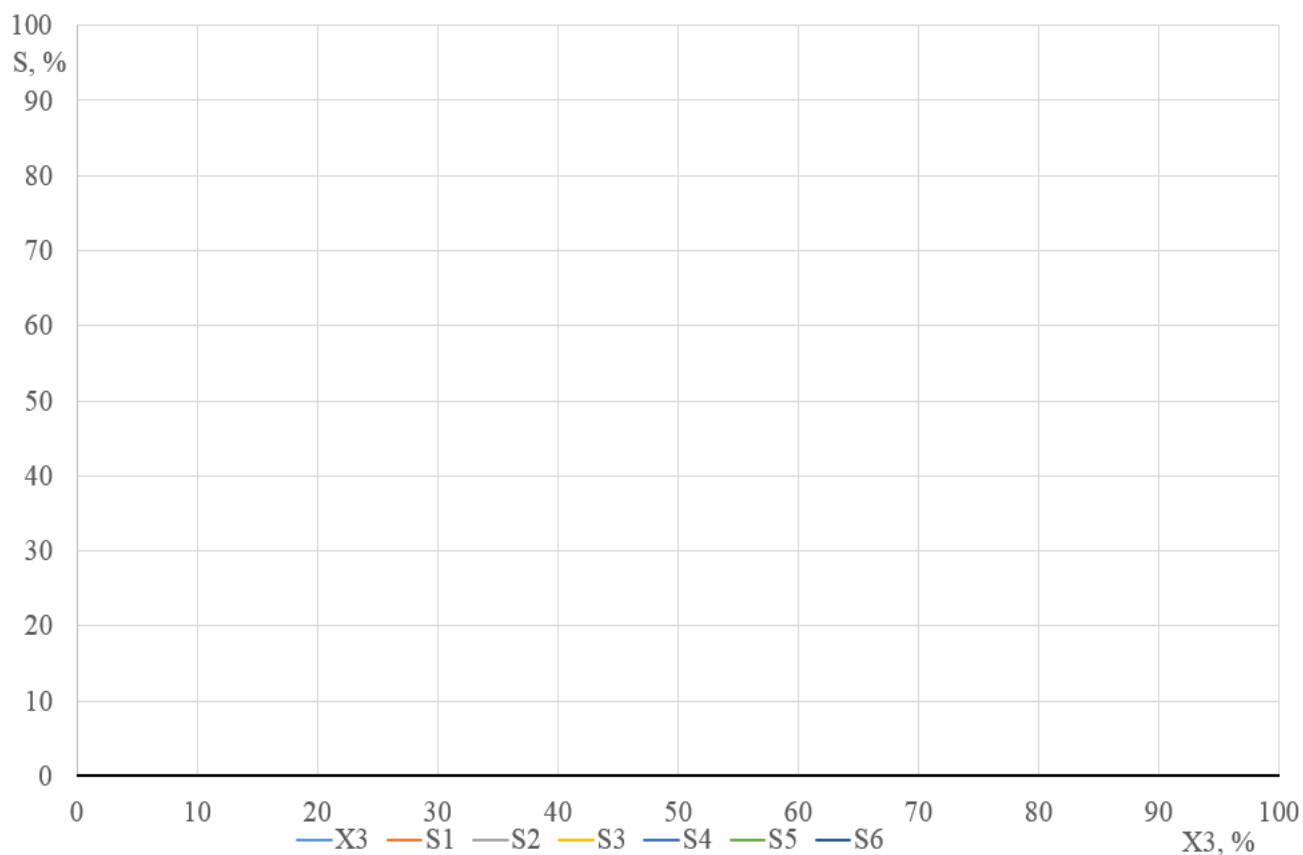


Рисунок Г7 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X3$  на режиме  $T1-T4$

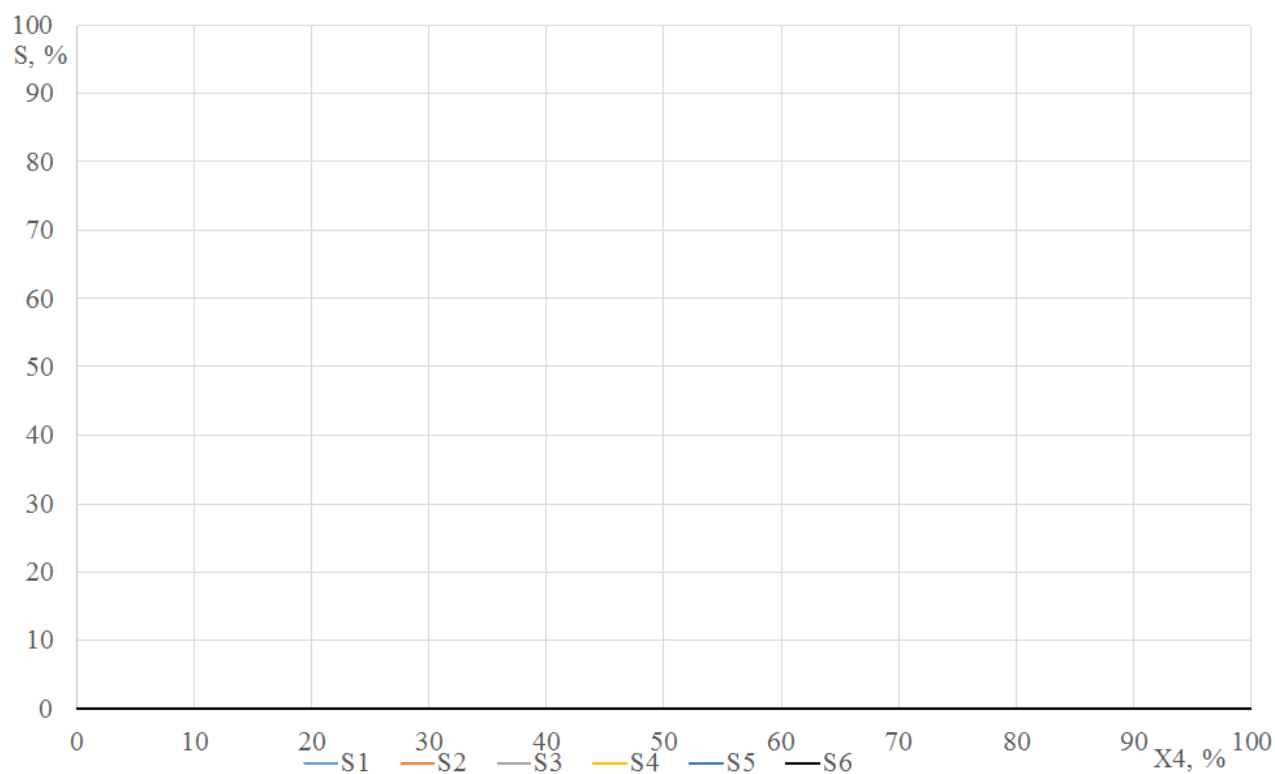


Рисунок Г8 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X4$  на режиме  $T1$

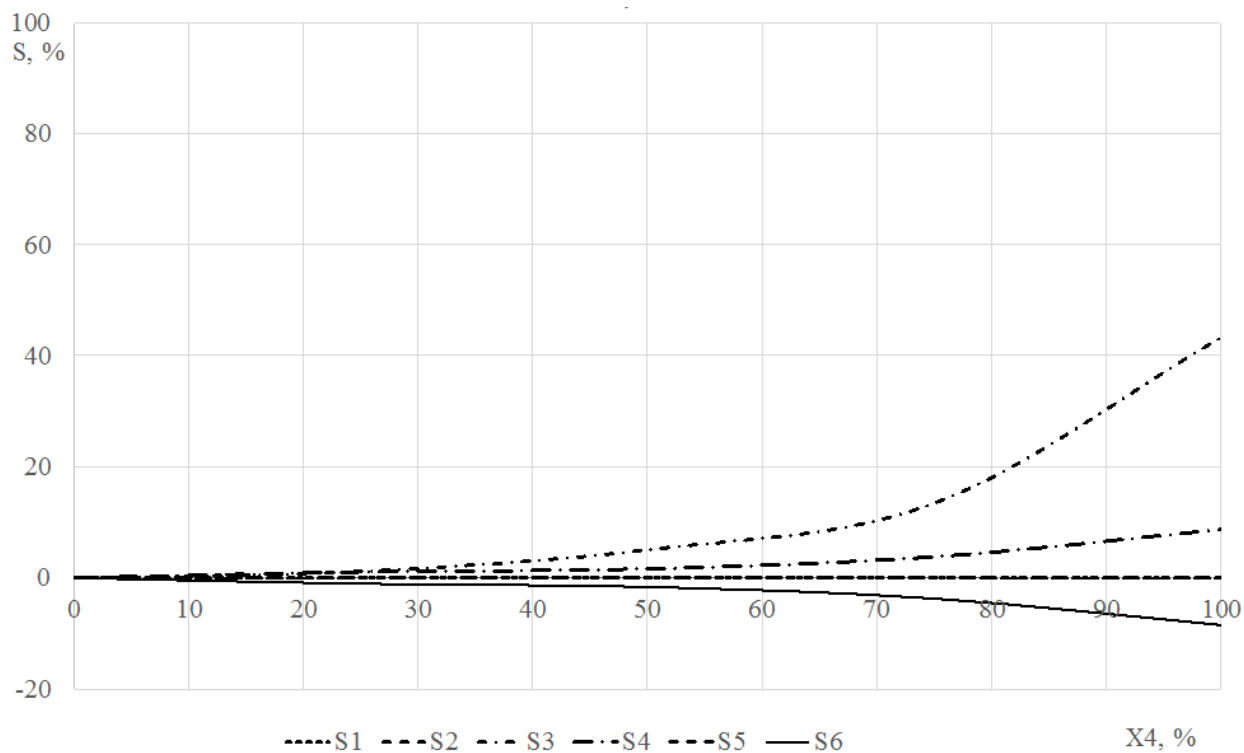


Рисунок Г9 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X4$  на режиме  $T2$

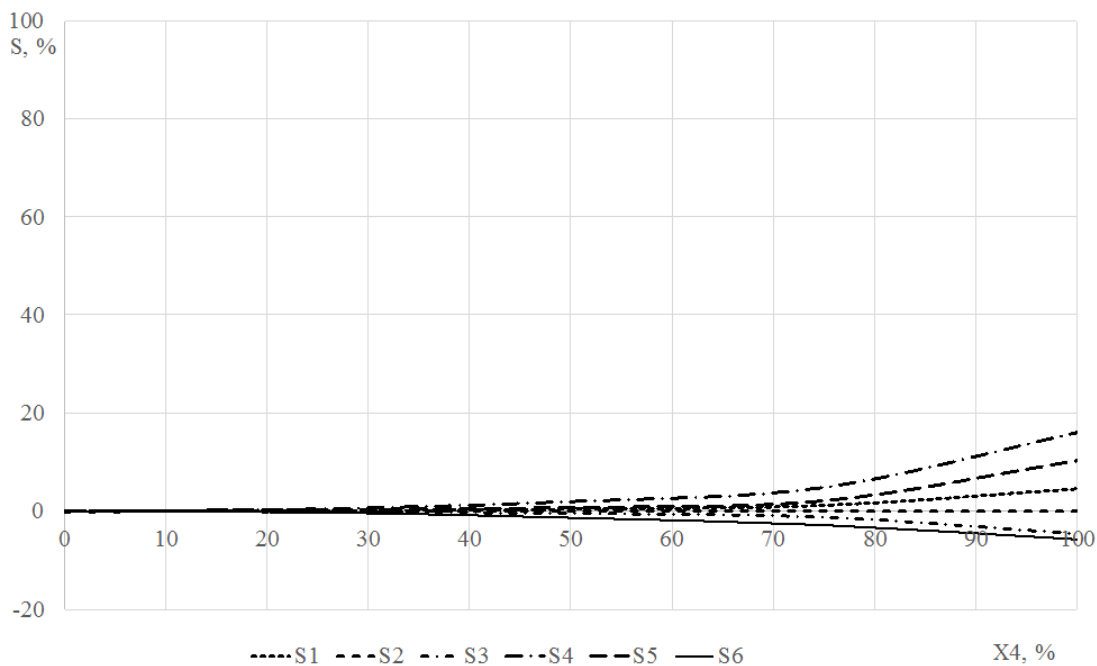


Рисунок Г10 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X4$  на режиме  $T3$



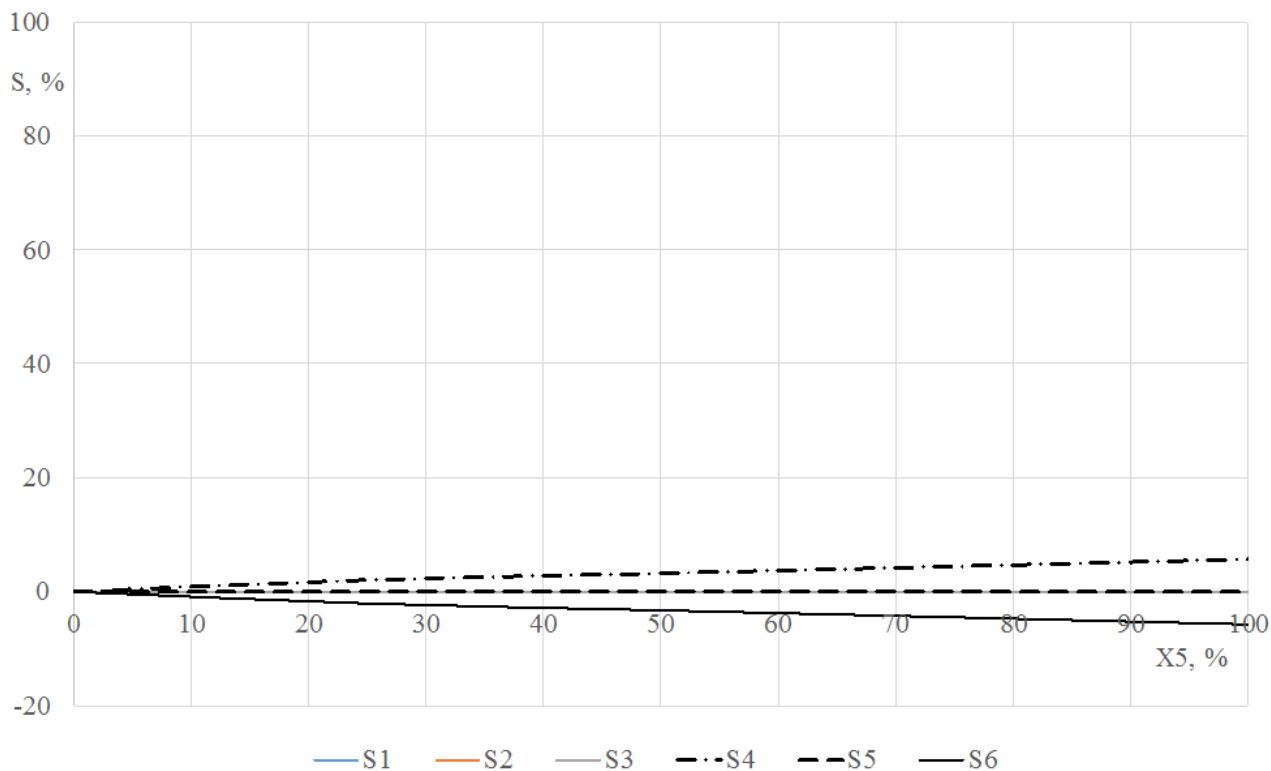


Рисунок Г11 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X_5$  на режиме  $T_2$

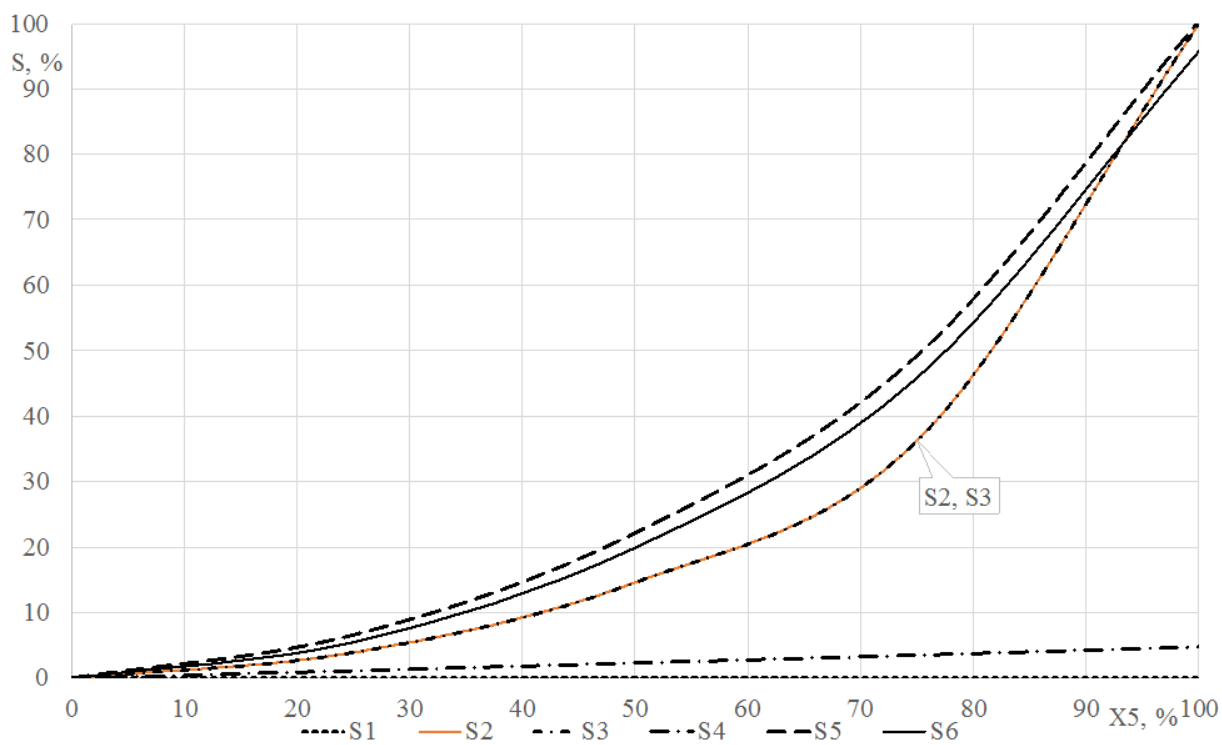


Рисунок Г12 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X_5$  на режиме  $T_4$

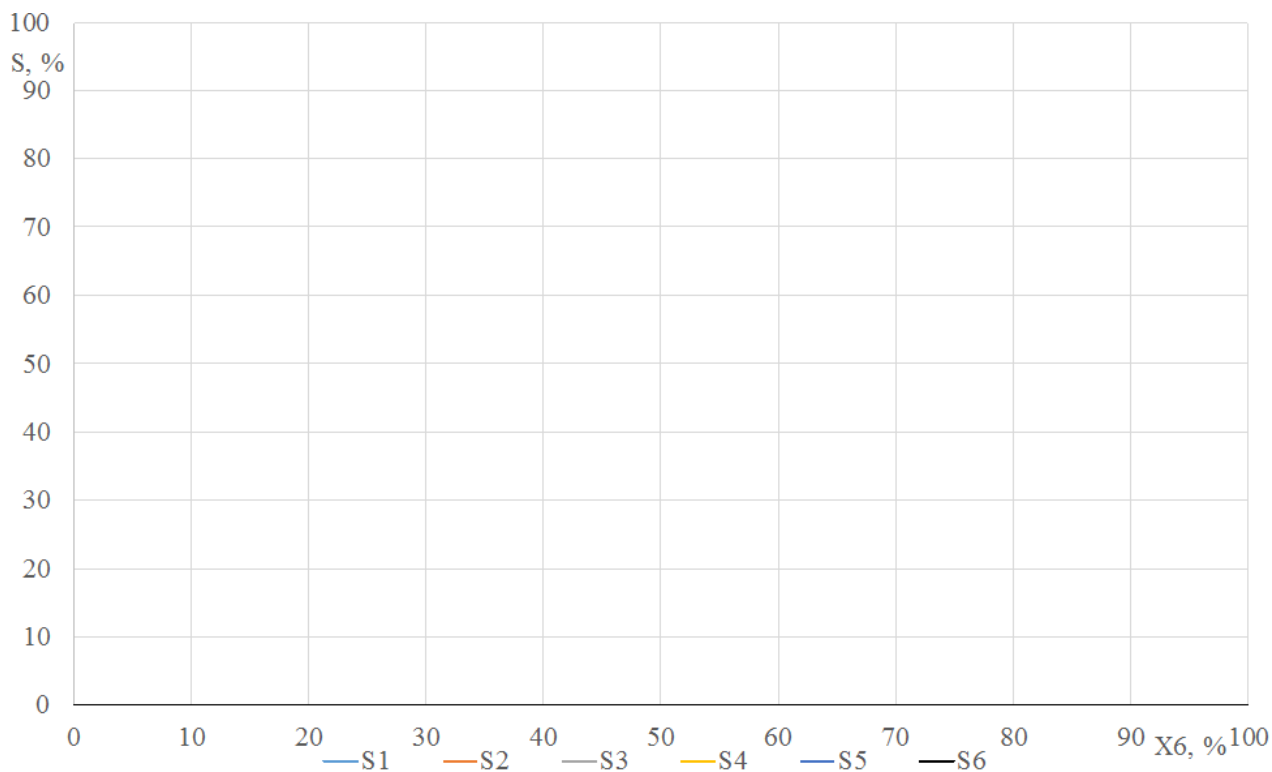


Рисунок Г13 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X_6$  на режиме  $T1-T4$

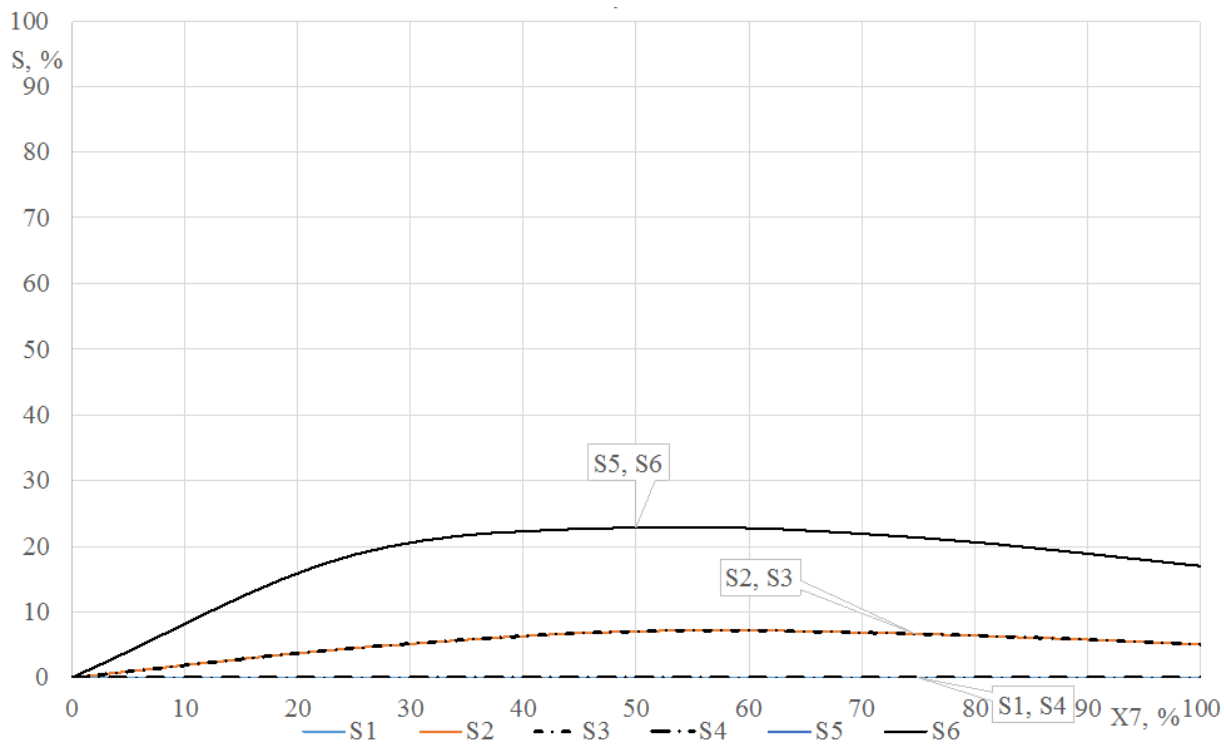


Рисунок Г14 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X_7$  на режиме  $T1$

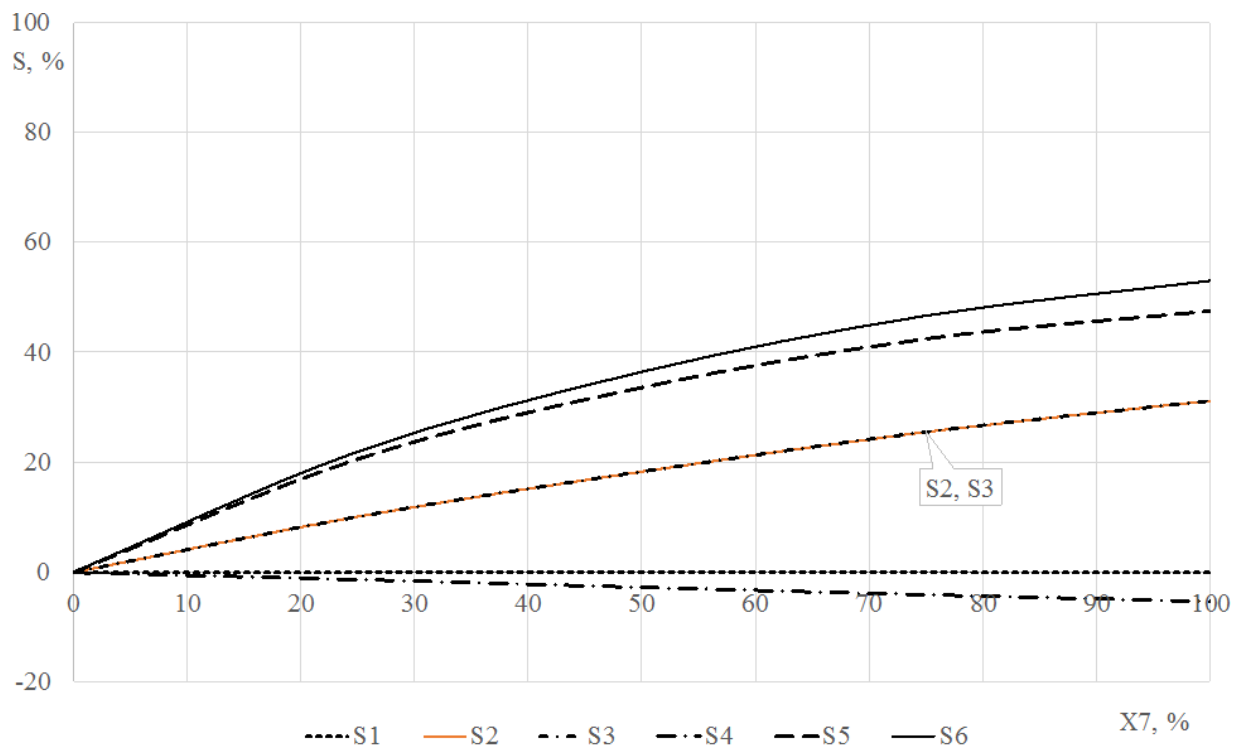


Рисунок Г15 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X7$  на режиме  $T2$

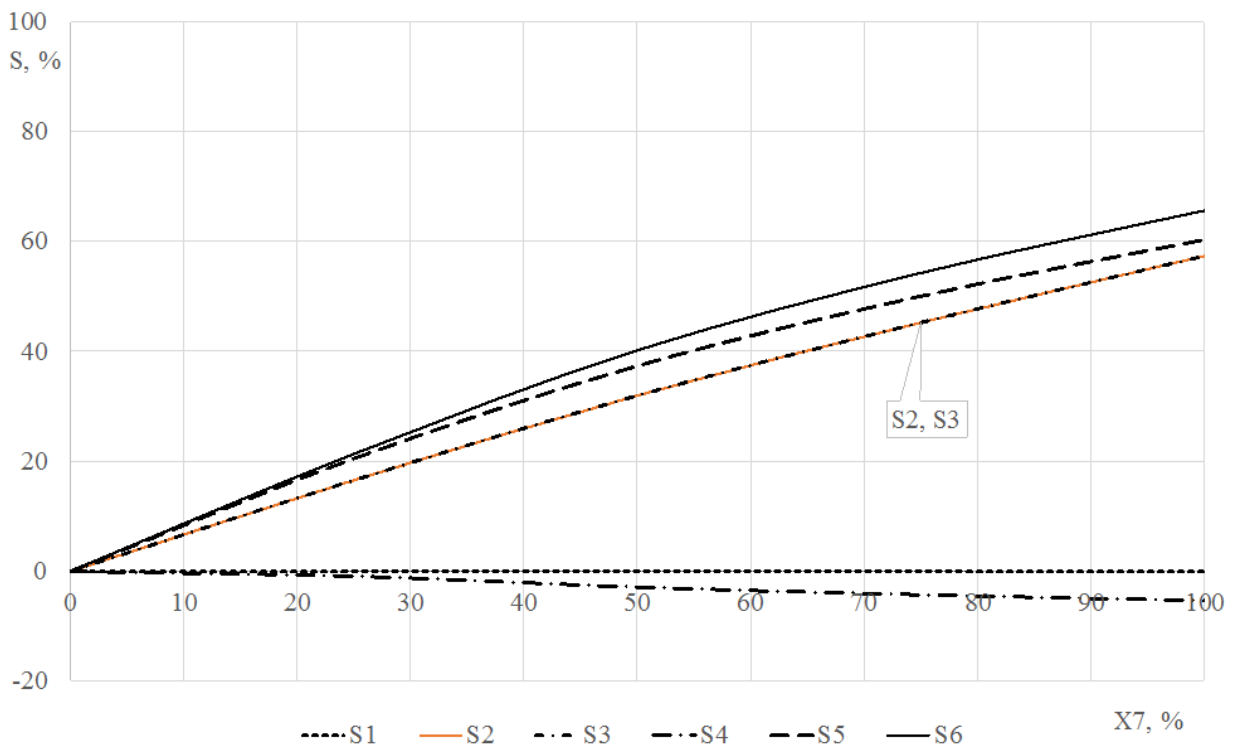


Рисунок Г16 – Анализ чувствительности диагностических параметров на изменение структурного параметра  $X7$  на режиме  $T4$

Приложение Д (Свидетельство на изобретение)

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

**№ 2751101**

**Способ диагностирования главного тормозного цилиндра гидравлической тормозной системы по динамическим параметрам силы сопротивления нажатию на педаль тормоза**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Курганский государственный университет" (RU)*

Авторы: *Бородин Алексей Леонидович (RU), Васильев Валерий Иванович (RU), Овсянников Виктор Евгеньевич (RU)*

Заявка № 2020135237

Приоритет изобретения **26 октября 2020 г.**

Дата государственной регистрации в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **08 июля 2021 г.**

Срок действия исключительного права на изобретение истекает **26 октября 2040 г.**

*Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности*

*Г.П. Ивлиев*



## Приложение Е (Акты внедрения)



**TRANSICOLD**

CARRIER TRANSICOLD EUROPE

Общество с ограниченной ответственностью «Кургантрансхолд»  
г.Курган ул.Омская 134

ИНН 4501108355/КПП450101001

Исх № 45 от 28.01.2021 года.

УТВЕРЖДАЮ

Исполнительный директор

ООО «Кургантрансхолд»,

 А. Ю. Новогорженцев

« 28 » января 2021 г.

**АКТ**

внедрения результатов диссертационной работы



Комиссия в составе:

Митькин П. Н. – председатель комиссии, эксперт по техническому контролю и диагностике транспортных средств ООО «Кургантрансхолд»;

Чемакин К. А.- член комиссии, контролёр линии по техническому контролю и диагностике транспортных средств ООО «Кургантрансхолд»;

Шабуров В. Н.- член комиссии, канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Курганского государственного университета,

составила настоящий акт в том, что результаты диссертационной работы Бородина А.Л. “Метод диагностирования главного тормозного цилиндра автомобиля” в виде: комплекса диагностических параметров, нормативных значений диагностических параметров, режимов и технологии диагностирования гидравлических тормозных систем автомобилей используются в диагностическом подразделении предприятия ООО «Кургантрансхолд”.

Внедрение метода в полном объеме включено в программу перспективного развития предприятия, так как его применение позволит повысить достоверность диагностирования гидравлических тормозных систем и усилить безопасность автомобилей ООО «Кургантрансхолд” в эксплуатации.

Председатель комиссии  П.Н. Митькин

Члены комиссии  К.А. Чемакин

 В.Н. Шабуров



Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ»  
(КГУ)

Советская ул., д. 63, стр. 4, г. Курган, 640020  
Тел.: (3522) 65-49-99, факс (3522) 46-22-51  
e-mail: rektorat@kgsu.ru  
ОКПО 41287462, ОГРН 1024500512410,  
ИНН 4501050909 / КПП 450101001

03.02.2021 № 178/02.01

“УТВЕРЖДАЮ”

Ректор  
Курганского государственного  
университета

Н. В. Дубив

февраль 2021 г.



На № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_ **АКТ**  
о внедрении в учебный процесс кафедры “Автомобильный транспорт” результатов  
диссертационной работы Бородина Алексея Леонидовича  
“Метод диагностирования главного тормозного цилиндра автомобиля”,  
представляемой на соискание ученой степени кандидата технических наук

Мы, нижеподписавшиеся, заведующий кафедрой “Автомобильный транспорт”, кандидат технических наук, доцент Шабуров В.Н., кандидат технических наук, доцент Вершинина О.Г. и директор Политехнического института, кандидат технических наук, доцент Давыдова М.В. составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Бородина А. Л. внедрены в разделы лабораторного цикла дисциплины “Техническая эксплуатация ходовой части и систем, обеспечивающих безопасность движения” по направлению подготовки бакалавров 23.03.03 “Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов. Автомобильный сервис” и дисциплины “Современные проблемы и направления развития технологий ТО и ремонта ТТМ и К” направления подготовки магистров 23.04.03. “Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов” в виде лабораторной работы “Диагностирование тормозных систем автомобилей на тормозном стенде”.

Лабораторная работа проводится в лаборатории “Техническая диагностика и эксплуатация систем, обеспечивающих безопасность движения автомобиля” кафедры “Автомобильный транспорт”.

В лабораторной работе использованы элементы и экспериментальный комплекс для диссертационных исследований Бородина А.Л., изучается влияние режима нажатия на педаль тормоза при определении неисправностей в главном тормозном цилиндре. Студентам предлагается выбрать наиболее информативный режим нажатия на педаль тормоза для определения неисправности “износ уплотнительных колец поршней главного тормозного цилиндра” в сравнении с эталонной зависимостью усилия от режима нажатия на тормозную педаль. Производится анализ влияния неисправностей главного тормозного цилиндра (уменьшение жёсткости возвратных пружин, износ и разбухание уплотнительных колец) на изменение диаграммы зависимости усилия от темпа нажатия на тормозную педаль как экспериментально, так и с применением программного обеспечения из диссертационной работы.

Заведующий кафедрой  
“Автомобильный транспорт”,  
канд. техн. наук, доцент Шабуров В. Н. Шабуров  
Доцент кафедры  
“Автомобильный транспорт”,  
канд. техн. наук, доцент Вершинина О. Г. Вершинина  
Директор политехнического института  
Курганского государственного университета  
канд. техн. наук, доцент Давыдова М. В. Давыдова

## Приложение Ж (Вид полученных данных от экспериментального комплекса)

Oscilloscope Data File

Experiment Time : 10-08-2020 10:47:20

Number of frames: 97792

Module: E-14-440 (9D869436)

Number Of Channels : 9

Input Rate In kHz: 10.000000

Input Time In Sec: 9.779200

Decimation: 1

Data Format: Volts

Time markers scale: секунды

GPS time=00:00:00 00-00-0000

GPS latitude=, latitude h=0

GPS longitude=, longitude h=0

Segments: 1

Data as Time Sequence:

	Ch 8	Ch 9	Ch 10	Ch 11	Ch 12	Ch 13	Ch 14	Ch 15	Ch 16
	ДППТ	Стенд лев	Стенд прав	ДНПТ	Д5зп	Д4 зл	Д3 пш	Д2 пл	Д1 гтц
0.000	2.945	1.690	1.081	-0.001	2.292	2.309	2.191	2.240	2.201
0.000	2.944	2.203	1.559	0.010	2.297	2.305	2.192	2.240	2.194
0.000	2.945	2.504	1.935	0.005	2.292	2.304	2.199	2.244	2.195
0.000	2.945	2.689	2.220	0.011	2.290	2.304	2.194	2.241	2.203
0.000	2.945	2.790	2.422	0.007	2.291	2.311	2.199	2.245	2.200
0.001	2.946	2.857	2.566	0.009	2.290	2.305	2.191	2.235	2.200
0.001	2.944	2.889	2.666	0.015	2.289	2.310	2.196	2.241	2.196
0.001	2.944	2.910	2.734	0.006	2.292	2.303	2.190	2.239	2.198
0.001	2.944	2.922	2.781	0.013	2.295	2.309	2.199	2.240	2.195
0.001	2.945	2.925	2.815	0.004	2.295	2.306	2.192	2.238	2.195
0.001	2.945	2.928	2.835	0.013	2.294	2.308	2.198	2.238	2.201
0.001	2.946	2.930	2.851	0.013	2.286	2.305	2.196	2.238	2.203
0.001	2.945	2.930	2.863	0.010	2.292	2.310	2.199	2.244	2.200
0.001	2.948	2.931	2.866	0.010	2.289	2.304	2.198	2.239	2.199
0.001	2.945	2.933	2.876	0.013	2.290	2.306	2.196	2.239	2.199
0.002	2.944	2.930	2.877	0.014	2.289	2.306	2.199	2.239	2.198



0.002	2.945	2.930	2.881	0.007	2.289	2.304	2.194	2.240	2.201
0.002	2.944	2.933	2.886	0.016	2.292	2.308	2.194	2.239	2.198
0.002	2.944	2.936	2.889	0.011	2.288	2.303	2.196	2.239	2.201
0.002	2.942	2.938	2.895	0.010	2.295	2.312	2.199	2.239	2.192
0.002	2.948	2.936	2.895	0.011	2.288	2.305	2.194	2.240	2.199
0.002	2.948	2.936	2.896	0.014	2.292	2.308	2.195	2.236	2.195
0.002	2.945	2.935	2.895	0.013	2.291	2.306	2.201	2.243	2.196
0.002	2.946	2.934	2.894	0.010	2.291	2.304	2.194	2.239	2.199
0.002	2.944	2.938	2.894	0.013	2.296	2.306	2.199	2.241	2.195
0.003	2.944	2.930	2.889	0.010	2.292	2.305	2.196	2.243	2.203
0.003	2.946	2.929	2.890	0.010	2.291	2.306	2.191	2.238	2.199
0.003	2.945	2.929	2.886	0.014	2.294	2.306	2.203	2.240	2.200
0.003	2.944	2.931	2.888	0.010	2.290	2.308	2.191	2.241	2.201
0.003	2.946	2.930	2.888	0.014	2.291	2.304	2.196	2.244	2.201
0.003	2.944	2.931	2.886	0.009	2.289	2.304	2.198	2.238	2.198
0.003	2.945	2.934	2.889	0.010	2.291	2.301	2.190	2.241	2.196
0.003	2.944	2.934	2.893	0.010	2.292	2.310	2.199	2.241	2.198
0.003	2.948	2.933	2.894	0.011	2.290	2.308	2.196	2.240	2.196
0.003	2.945	2.931	2.891	0.014	2.288	2.306	2.186	2.243	2.200
0.004	2.945	2.931	2.894	0.011	2.292	2.310	2.195	2.241	2.203
0.004	2.945	2.934	2.894	0.013	2.292	2.306	2.199	2.240	2.195
0.004	2.945	2.934	2.895	0.013	2.292	2.305	2.195	2.235	2.199
0.004	2.945	2.935	2.895	0.013	2.291	2.306	2.196	2.239	2.192
0.004	2.944	2.934	2.895	0.011	2.288	2.309	2.195	2.241	2.192
0.004	2.945	2.933	2.893	0.010	2.292	2.305	2.195	2.240	2.195
0.004	2.944	2.935	2.895	0.014	2.292	2.309	2.195	2.241	2.198
0.004	2.944	2.935	2.896	0.011	2.289	2.301	2.196	2.240	2.198
0.004	2.944	2.935	2.895	0.010	2.292	2.310	2.194	2.239	2.201
0.004	2.945	2.935	2.897	0.011	2.294	2.305	2.194	2.240	2.194
0.004	2.945	2.935	2.896	0.009	2.294	2.306	2.196	2.241	2.198
0.005	2.944	2.934	2.896	0.011	2.289	2.309	2.194	2.236	2.200
0.005	2.945	2.933	2.897	0.011	2.289	2.308	2.196	2.240	2.198
0.005	2.945	2.934	2.897	0.013	2.292	2.306	2.196	2.239	2.198
0.005	2.946	2.935	2.897	0.013	2.294	2.304	2.199	2.244	2.196
0.005	2.944	2.934	2.899	0.014	2.294	2.305	2.198	2.241	2.198
0.005	2.946	2.934	2.897	0.011	2.296	2.304	2.200	2.241	2.196
0.005	2.945	2.938	2.899	0.013	2.291	2.301	2.196	2.240	2.199
0.005	2.944	2.934	2.899	0.010	2.291	2.306	2.195	2.239	2.199

0.005	2.945	2.939	2.902	0.010	2.291	2.308	2.191	2.241	2.200
0.005	2.945	2.935	2.900	0.011	2.297	2.304	2.196	2.244	2.199
0.006	2.944	2.938	2.904	0.011	2.289	2.306	2.189	2.235	2.196
0.006	2.944	2.934	2.901	0.014	2.289	2.306	2.200	2.240	2.203
0.006	2.945	2.936	2.901	0.006	2.290	2.305	2.194	2.240	2.196
0.006	2.944	2.938	2.902	0.014	2.296	2.301	2.195	2.238	2.195
0.006	2.944	2.934	2.897	0.011	2.294	2.303	2.198	2.241	2.192
0.006	2.945	2.939	2.902	0.013	2.290	2.303	2.191	2.240	2.194
0.006	2.944	2.935	2.904	0.009	2.291	2.310	2.198	2.246	2.195
0.006	2.945	2.939	2.906	0.010	2.290	2.310	2.190	2.240	2.196
0.006	2.945	2.936	2.902	0.015	2.296	2.305	2.198	2.244	2.198
0.006	2.945	2.938	2.904	0.010	2.288	2.309	2.194	2.240	2.199
0.007	2.945	2.936	2.904	0.014	2.290	2.305	2.195	2.239	2.201
0.007	2.945	2.938	2.906	0.010	2.288	2.304	2.195	2.240	2.201
0.007	2.945	2.938	2.904	0.013	2.292	2.305	2.198	2.239	2.194
0.007	2.945	2.938	2.900	0.011	2.290	2.300	2.194	2.239	2.198
0.007	2.942	2.936	2.902	0.011	2.295	2.309	2.195	2.241	2.199
0.007	2.945	2.936	2.901	0.014	2.292	2.306	2.191	2.240	2.204
0.007	2.944	2.936	2.905	0.014	2.294	2.309	2.196	2.240	2.196
0.007	2.946	2.935	2.904	0.013	2.294	2.306	2.192	2.243	2.200
0.007	2.946	2.936	2.905	0.011	2.289	2.305	2.192	2.240	2.198
0.007	2.945	2.933	2.902	0.013	2.292	2.310	2.196	2.238	2.198
0.008	2.945	2.938	2.902	0.013	2.289	2.305	2.198	2.236	2.199
0.008	2.942	2.935	2.901	0.010	2.297	2.303	2.192	2.243	2.195
0.008	2.945	2.938	2.902	0.010	2.291	2.301	2.191	2.238	2.198
0.008	2.944	2.935	2.901	0.013	2.290	2.306	2.196	2.241	2.203
0.008	2.942	2.938	2.905	0.011	2.294	2.305	2.195	2.240	2.194
0.008	2.945	2.936	2.904	0.006	2.295	2.309	2.198	2.241	2.195
0.008	2.945	2.938	2.905	0.011	2.294	2.305	2.192	2.238	2.195
0.008	2.946	2.939	2.904	0.009	2.292	2.305	2.198	2.239	2.201
0.008	2.944	2.940	2.909	0.015	2.292	2.305	2.190	2.239	2.194
0.009	2.944	2.939	2.909	0.011	2.289	2.306	2.198	2.248	2.199
0.009	2.944	2.942	2.911	0.009	2.296	2.306	2.190	2.244	2.190
0.009	2.946	2.941	2.910	0.013	2.291	2.305	2.191	2.241	2.201
0.009	2.942	2.940	2.913	0.014	2.295	2.305	2.190	2.243	2.199
0.009	2.945	2.940	2.911	0.014	2.295	2.308	2.194	2.244	2.200
0.009	2.945	2.939	2.913	0.011	2.291	2.306	2.194	2.246	2.198
0.009	2.946	2.938	2.909	0.015	2.289	2.305	2.196	2.239	2.196

0.009	2.945	2.936	2.910	0.015	2.290	2.305	2.192	2.236	2.200
0.009	2.942	2.936	2.908	0.011	2.296	2.305	2.199	2.239	2.196
0.009	2.945	2.935	2.902	0.006	2.290	2.305	2.200	2.238	2.201
0.009	2.946	2.935	2.905	0.011	2.291	2.305	2.194	2.239	2.195
0.010	2.946	2.934	2.904	0.013	2.283	2.308	2.192	2.240	2.200
0.010	2.945	2.935	2.904	0.014	2.294	2.309	2.195	2.244	2.196
0.010	2.944	2.938	2.902	0.013	2.294	2.303	2.195	2.240	2.199
0.010	2.944	2.934	2.901	0.010	2.294	2.306	2.199	2.240	2.198
0.010	2.944	2.939	2.904	0.015	2.308	2.301	2.190	2.238	2.194
0.010	2.945	2.936	2.900	0.009	2.292	2.304	2.196	2.236	2.198
0.010	2.944	2.936	2.900	0.013	2.294	2.308	2.200	2.243	2.200
0.010	2.945	2.936	2.904	0.010	2.296	2.308	2.196	2.244	2.194
0.010	2.946	2.936	2.899	0.011	2.295	2.305	2.195	2.240	2.196
0.011	2.944	2.935	2.901	0.010	2.294	2.308	2.201	2.240	2.199
0.011	2.944	2.939	2.901	0.011	2.292	2.300	2.194	2.236	2.198
0.011	2.946	2.938	2.900	0.013	2.289	2.304	2.199	2.240	2.199
0.011	2.946	2.938	2.902	0.010	2.289	2.304	2.195	2.240	2.198
0.011	2.948	2.938	2.899	0.013	2.291	2.308	2.195	2.240	2.201
0.011	2.946	2.939	2.904	0.013	2.292	2.306	2.201	2.244	2.192
0.011	2.944	2.936	2.901	0.015	2.291	2.309	2.198	2.243	2.198
0.011	2.945	2.935	2.900	0.014	2.291	2.305	2.199	2.245	2.199
0.011	2.944	2.935	2.899	0.010	2.296	2.303	2.195	2.239	2.194
0.011	2.946	2.931	2.897	0.009	2.294	2.305	2.199	2.239	2.200
0.011	2.945	2.935	2.900	0.010	2.295	2.306	2.192	2.235	2.195
0.012	2.948	2.933	2.896	0.013	2.289	2.306	2.190	2.240	2.204
0.012	2.944	2.931	2.895	0.014	2.296	2.308	2.194	2.244	2.198
0.012	2.945	2.933	2.894	0.014	2.292	2.305	2.195	2.240	2.200
0.012	2.944	2.929	2.891	0.009	2.295	2.308	2.196	2.241	2.198
0.012	2.945	2.931	2.890	0.015	2.294	2.306	2.196	2.240	2.191
0.012	2.945	2.930	2.889	0.010	2.292	2.301	2.195	2.236	2.198
0.012	2.942	2.930	2.889	0.010	2.294	2.306	2.201	2.243	2.199
0.012	2.944	2.931	2.890	0.010	2.289	2.308	2.196	2.238	2.196
0.012	2.946	2.933	2.894	0.010	2.292	2.310	2.191	2.240	2.205
0.013	2.945	2.935	2.900	0.016	2.290	2.309	2.200	2.243	2.194
0.013	2.945	2.939	2.904	0.007	2.294	2.308	2.198	2.236	2.199
0.013	2.942	2.939	2.902	0.011	2.292	2.306	2.195	2.240	2.199
0.013	2.944	2.940	2.908	0.009	2.294	2.308	2.198	2.238	2.196
0.013	2.945	2.939	2.904	0.011	2.295	2.305	2.192	2.239	2.196

0.013	2.945	2.940	2.905	0.014	2.296	2.306	2.192	2.240	2.198
0.013	2.945	2.939	2.904	0.010	2.294	2.306	2.196	2.238	2.201
0.013	2.945	2.938	2.906	0.013	2.289	2.309	2.198	2.241	2.196
0.013	2.945	2.936	2.902	0.010	2.292	2.306	2.192	2.235	2.198
0.013	2.944	2.938	2.902	0.013	2.295	2.305	2.195	2.239	2.198
0.013	2.945	2.939	2.902	0.013	2.290	2.303	2.194	2.238	2.196
0.014	2.945	2.938	2.900	0.011	2.295	2.309	2.198	2.240	2.198
0.014	2.944	2.939	2.901	0.009	2.295	2.305	2.198	2.239	2.196
0.014	2.945	2.940	2.902	0.011	2.290	2.310	2.196	2.241	2.196
0.014	2.944	2.936	2.904	0.013	2.290	2.304	2.196	2.240	2.196
0.014	2.946	2.938	2.904	0.011	2.289	2.305	2.196	2.239	2.198
0.014	2.945	2.939	2.902	0.013	2.292	2.304	2.198	2.243	2.196
0.014	2.945	2.939	2.902	0.010	2.291	2.304	2.194	2.239	2.199
0.014	2.945	2.938	2.902	0.018	2.291	2.305	2.192	2.240	2.194
0.014	2.944	2.939	2.904	0.011	2.291	2.305	2.198	2.241	2.192
0.015	2.942	2.938	2.902	0.011	2.292	2.308	2.191	2.244	2.201
0.015	2.945	2.938	2.904	0.007	2.295	2.305	2.198	2.240	2.195
0.015	2.945	2.936	2.901	0.009	2.292	2.308	2.199	2.240	2.195
0.015	2.945	2.938	2.904	0.014	2.294	2.304	2.195	2.239	2.198
0.015	2.945	2.936	2.901	0.011	2.291	2.306	2.191	2.238	2.195
0.015	2.942	2.936	2.900	0.011	2.299	2.308	2.195	2.244	2.200
0.015	2.944	2.934	2.900	0.010	2.290	2.300	2.194	2.241	2.203
0.015	2.946	2.934	2.899	0.013	2.295	2.306	2.198	2.240	2.190
0.015	2.945	2.936	2.897	0.011	2.284	2.308	2.194	2.241	2.196
0.015	2.944	2.934	2.897	0.011	2.296	2.306	2.192	2.243	2.199
0.015	2.945	2.939	2.897	0.007	2.289	2.306	2.194	2.240	2.196
0.016	2.945	2.936	2.897	0.010	2.290	2.305	2.196	2.239	2.194
0.016	2.946	2.936	2.899	0.013	2.290	2.308	2.192	2.236	2.199
0.016	2.945	2.938	2.901	0.011	2.288	2.304	2.196	2.241	2.198
0.016	2.945	2.936	2.901	0.011	2.294	2.306	2.195	2.244	2.192
0.016	2.945	2.935	2.901	0.011	2.291	2.304	2.191	2.240	2.198
0.016	2.944	2.933	2.897	0.010	2.292	2.305	2.196	2.240	2.200
0.016	2.944	2.934	2.899	0.011	2.290	2.309	2.195	2.236	2.194
0.016	2.946	2.936	2.899	0.010	2.289	2.304	2.191	2.241	2.195
0.016	2.944	2.933	2.900	0.014	2.294	2.311	2.199	2.244	2.201
0.017	2.945	2.936	2.900	0.011	2.295	2.304	2.194	2.239	2.200
0.017	2.945	2.935	2.894	0.010	2.294	2.304	2.196	2.243	2.192
0.017	2.945	2.934	2.895	0.011	2.292	2.304	2.194	2.240	2.198

0.017	2.946	2.933	2.896	0.013	2.289	2.305	2.195	2.238	2.200
0.017	2.946	2.936	2.901	0.010	2.290	2.305	2.195	2.241	2.201
0.017	2.945	2.936	2.902	0.014	2.291	2.308	2.198	2.241	2.194
0.017	2.945	2.935	2.900	0.010	2.292	2.308	2.192	2.240	2.198
0.017	2.944	2.934	2.899	0.013	2.289	2.305	2.200	2.240	2.211
0.017	2.944	2.935	2.900	0.013	2.292	2.310	2.198	2.238	2.200
0.017	2.948	2.938	2.899	0.009	2.285	2.304	2.195	2.240	2.201
0.018	2.946	2.934	2.899	0.013	2.295	2.303	2.195	2.244	2.199
0.018	2.945	2.936	2.899	0.013	2.291	2.303	2.195	2.239	2.200
0.018	2.948	2.935	2.897	0.013	2.289	2.309	2.195	2.240	2.196
0.018	2.946	2.934	2.897	0.013	2.288	2.310	2.192	2.239	2.198
0.018	2.946	2.935	2.899	0.013	2.294	2.306	2.192	2.239	2.195
0.018	2.944	2.934	2.899	0.010	2.290	2.306	2.195	2.238	2.198
0.018	2.945	2.934	2.900	0.011	2.290	2.306	2.198	2.240	2.198
0.018	2.948	2.933	2.901	0.011	2.291	2.304	2.192	2.239	2.199
0.018	2.946	2.933	2.899	0.016	2.288	2.305	2.196	2.241	2.198
0.018	2.945	2.933	2.897	0.010	2.290	2.306	2.201	2.238	2.203
0.018	2.946	2.933	2.895	0.014	2.294	2.304	2.196	2.241	2.195
0.019	2.945	2.935	2.895	0.009	2.291	2.305	2.194	2.241	2.200
0.019	2.946	2.934	2.894	0.014	2.286	2.310	2.192	2.240	2.196
0.019	2.948	2.934	2.894	0.010	2.291	2.304	2.196	2.238	2.200
0.019	2.944	2.935	2.895	0.014	2.294	2.303	2.200	2.239	2.196
0.019	2.944	2.934	2.895	0.007	2.295	2.310	2.196	2.248	2.198
0.019	2.945	2.933	2.891	0.011	2.290	2.310	2.195	2.240	2.201
0.019	2.948	2.934	2.894	0.013	2.285	2.303	2.196	2.232	2.200
0.019	2.942	2.935	2.897	0.015	2.296	2.304	2.192	2.241	2.199
0.019	2.945	2.938	2.897	0.006	2.291	2.308	2.194	2.239	2.196
0.019	2.944	2.938	2.899	0.010	2.296	2.303	2.195	2.241	2.199
0.020	2.945	2.936	2.900	0.006	2.297	2.304	2.196	2.241	2.198
0.020	2.945	2.940	2.901	0.016	2.292	2.303	2.196	2.240	2.198
0.020	2.944	2.938	2.899	0.009	2.291	2.305	2.196	2.241	2.203
0.020	2.946	2.938	2.902	0.011	2.294	2.306	2.194	2.245	2.192
0.020	2.942	2.939	2.902	0.014	2.290	2.303	2.192	2.238	2.191
0.020	2.944	2.936	2.897	0.011	2.289	2.304	2.196	2.241	2.199
0.020	2.945	2.935	2.901	0.011	2.291	2.310	2.194	2.241	2.195
0.020	2.946	2.938	2.901	0.011	2.289	2.308	2.191	2.240	2.199
0.020	2.945	2.935	2.900	0.014	2.291	2.306	2.198	2.243	2.198
0.021	2.944	2.936	2.904	0.013	2.290	2.308	2.192	2.239	2.198

0.021	2.944	2.936	2.901	0.010	2.285	2.306	2.195	2.241	2.200
0.021	2.945	2.936	2.902	0.009	2.292	2.309	2.199	2.240	2.196
0.021	2.945	2.936	2.902	0.015	2.290	2.301	2.195	2.240	2.200
0.021	2.946	2.936	2.901	0.007	2.289	2.306	2.196	2.243	2.203
0.021	2.942	2.936	2.901	0.011	2.292	2.308	2.198	2.244	2.196
0.021	2.944	2.939	2.905	0.013	2.296	2.306	2.198	2.238	2.194
0.021	2.946	2.938	2.904	0.013	2.286	2.304	2.189	2.235	2.198
0.021	2.949	2.938	2.909	0.013	2.290	2.308	2.185	2.239	2.198
0.021	2.945	2.941	2.909	0.011	2.292	2.303	2.195	2.239	2.203
0.021	2.946	2.941	2.905	0.016	2.288	2.309	2.194	2.239	2.200
0.022	2.942	2.938	2.911	0.014	2.296	2.309	2.195	2.246	2.199
0.022	2.940	2.942	2.911	0.014	2.297	2.304	2.200	2.243	2.195
0.022	2.945	2.941	2.910	0.014	2.289	2.310	2.199	2.243	2.203
0.022	2.942	2.940	2.915	0.009	2.292	2.309	2.192	2.248	2.198
0.022	2.942	2.944	2.911	0.009	2.299	2.305	2.199	2.235	2.200
0.022	2.946	2.939	2.914	0.010	2.291	2.310	2.194	2.241	2.196
0.022	2.944	2.944	2.915	0.007	2.296	2.306	2.200	2.236	2.194
0.022	2.946	2.942	2.914	0.013	2.291	2.310	2.196	2.240	2.199
0.022	2.945	2.940	2.914	0.011	2.297	2.305	2.192	2.241	2.196
0.022	2.944	2.939	2.905	0.013	2.290	2.301	2.194	2.240	2.191
0.023	2.946	2.935	2.904	0.011	2.291	2.303	2.195	2.244	2.196
0.023	2.942	2.935	2.902	0.013	2.291	2.304	2.199	2.240	2.198
0.023	2.946	2.934	2.900	0.014	2.291	2.308	2.194	2.240	2.198
0.023	2.944	2.935	2.901	0.013	2.289	2.303	2.198	2.240	2.198
0.023	2.946	2.936	2.900	0.013	2.291	2.303	2.195	2.240	2.198
0.023	2.945	2.936	2.904	0.013	2.290	2.301	2.195	2.239	2.196
0.023	2.946	2.938	2.901	0.011	2.289	2.304	2.196	2.243	2.199
0.023	2.945	2.935	2.904	0.013	2.294	2.304	2.195	2.244	2.198
0.023	2.945	2.938	2.901	0.011	2.291	2.308	2.195	2.240	2.199

На правах рукописи



**БОРОДИН Алексей Леонидович**

**МЕТОД ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГЛАВНОГО ТОРМОЗНОГО  
ЦИЛИНДРА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ  
АВТОМОБИЛЯ**

Специальность 2.9.5. Эксплуатация автомобильного транспорта

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Курган – 2024